

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA

Registro de la Propiedad Industrial



ESPAÑA

Concedido al Registro ⁽¹⁸⁾ ~~ES~~ con los datos que figuran en la presente descripción y según el tenido de la Memoria adjunta.

NÚMERO 475291	FECHA DE PRESENTACIÓN 22 NOV. 1978
-------------------------	---------------------------------------

(19) A1

5 MAR. 1979

475291

PATENTE DE INVENCION

(10) PRIORIDADES:		
(21) NÚMERO P 27 52 336.0 P 28 39 837.0	(22) FECHA 23.11.77 13.09.78	(23) PAIS ALEMANIA ALEMANIA
(17) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL F28D, F28F y F01P	(62) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
(52) TITULO DE LA INVENCION "UN INTERCAMBIADOR TERMICO TUBULAR PARA AUTOMOVILES"		
(71) SOLICITANTE (S) THERMAL-WERKE Wärme-, Kälte-, Klimatechnik GmbH.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE Ebertstrasse 2-4 - 6909 WALLDORF (Alemania Federal).-		
(72) INVENTOR (ES) Albert KONANZ, que ha cedido sus derechos a la firma solicitante.-		
(73) TITULAR (ES) THERMAL-WERKE Wärme-, Kälte-, Klimatechnik GmbH.		
(74) REPRESENTANTE D. JAIME ISERN CUYAS, Agente Oficial de la Propiedad Industrial.-		

POOR QUALITY

MEMORIA DESCRIPTIVA

La presente invención se refiere a un intercambiador térmico-tubular para la calefacción y refrigeración de motores de automóviles de acuerdo con el concepto de la reivindicación 1.

5.

Tales intercambiadores térmicos tubulares vienen utilizándose desde ya hace muchos años hasta ahora en grandes series en automóviles. Un ejemplo de una fecha más reciente se puede apreciar en la memoria provisional de patente alemana DE-OS 25 02 291 de la solicitante. Un típico intercambiador térmico-tubular hecho en grandes series de este tipo se describe en la memoria alemana provisional de patente DE-OS 20 05 283.

10.

Para tales intercambiadores térmicos-tubulares se utilizan tubos cilíndricos de intercambio térmico, hechos de un material calorífico de buena calidad, por ejemplo cobre, aluminio o una aleación de los dos materiales base. Los tubos cilíndricos de intercambio térmico en este caso tienen una superficie interior cilíndrica y también una superficie exterior cilíndrica, con el espesor de pared habitual que oscila entre 0,3 y 1 mm., y en particular entre 0,4 y 0,5 mm. Dichos tubos de intercambio térmico se unen mediante costillas caloríficas con superficies secundarias de intercambio térmico.

20.

Dichas superficies secundarias de intercambio térmico constan también de un material, de buena conductibilidad térmica, por ejemplo uno de los materiales que ya se han mencionado arriba como conveniente para el material de un tubo de intercambio térmico. En este caso es posible,

25.

- pero no es necesario que sean iguales los materiales del tubo de intercambio térmico y de la superficie secundaria de intercambio térmico. Como superficies secundarias de intercambio térmico se pueden utilizar guarniciones
5. o empaquetaduras esféricas u otras construcciones especiales unidas entre sí para asegurar una buena conducti-
10. bilidad térmica. Sin embargo normalmente se utilizan láminas de chapas de pared muy fina colocadas en forma de paquetes unas detrás de otras a intervalos mutuos entre las láminas adyacentes y alineadas normalmente en rela-
15. ción a la superficie de camisa de los tubos de intercambio térmico. Los espesores de pared de tales láminas se encuentran normalmente entre 0,1 y 0,25 mm. en caso de intercambiadores térmicos tubulares para automóviles. -
20. También existen otras formas múltiples para unir las superficies secundarias de intercambio térmico con los tubos de intercambio térmico de tal modo que se obtenga una buena conductibilidad térmica, por ejemplo mediante soldadura en general o con estaño. También es conocida la posibilidad de ensanchar los tubos de intercambio --
25. térmico desde un diámetro más reducido, por ejemplo normalmente en 0,5 mm., asegurando en este caso sin medio adicional un contacto fijo, de buena conductibilidad térmica, con los correspondientes orificios de recepción -
30. de las superficies secundarias de intercambio térmico o del paquete de láminas. En lo que se refiere a esto, el intercambiador térmico tubular, según la presente invención, utiliza los mismos parámetros de construcción ya conocidos, incluyendo los materiales metálicos arriba -
indicados.

Hasta ahora se vienen empleando en la práctica tu bos de intercambio térmico con un diámetro interior de aproximadamente 7,5 mm. y más. El producto ya conocido, indicado al principio y fabricado en grandes series de acuerdo con la patente alemana provisional 20 05 283, tiene por ejemplo un diámetro interior del tubo de in--tercambio térmico de aproximadamente 7,7 mm.

5. Ya se conoce la posibilidad de utilizar tubos de in--tercambio térmico con un perfil inferior libre. Con ob--jeto de repartir y remover el medio primario de inter--cambio térmico se puede introducir en los tubos, si fue se necesario, adicionalmente una inserción repartidora cuya conformación tiene por objeto establecer contacto tan frecuentemente como sea posible entre todas las par--tículas de volumen de masa del medio primario de inter--cambio térmico con la pared interior del tubo de inter--cambio térmico con objeto de transferir el calor. Di--chas inserciones repartidoras se conocen desde hace mu--chos años (ver por ejemplo las memorias de patentes ale--manas DE-PS 149.234 y 193.117). Han dado muy buenos re--sultados en estos casos las tiras planas torcidas en --forma de caracol, tal como se han descrito también en --las publicaciones anteriores que se acaban de citar. --Sin embargo también se puede utilizar otras formas espe--ciales de tales inserciones repartidoras tales como ti--ras perforadas, tiras onduladas, etc. En lo que se re--fiere a esto, también un intercambiador térmico tubular, según la presente invención, puede aprovechar ventajosa--mente dichas inserciones repartidoras ya conocidas para los mismos efectos.
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.

5. La presente invención tiene por objeto mejorar -- esencialmente el grado de eficacia de un intercambiador térmico-tubular para la calefacción y refrigeración de motores de automóviles o poderlo producir con el mismo grado de eficacia pero con una reducción considerable de los materiales empleados, o finalmente conseguir un compromiso óptimo entre la posibilidad de mejorar el -- grado de eficacia y reducir los gastos de material.

10. Desde ya hace mucho se vienen dedicando los gremios competentes y expertos interesados precisamente al problema del aumento del grado de eficacia, o, lo que es -- lo mismo, a la producción de pequeños intercambiadores térmicos tubulares, de dimensiones más reducidas, pero con la misma capacidad que los mayores intercambiadores 15. térmicos tubulares de comparación.

20. Por cierto ya se conoce la posibilidad de conseguir un aumento del grado de eficacia en aproximadamente 30% frente a los intercambiadores térmicos tubulares arriba mencionados de las mismas dimensiones totales mediante los llamados intercambiadores térmicos de tubos planos. Los intercambiadores térmicos de tubos planos llevan tu 25. bos largos, con dimensiones muy estrechas en su parte -- más estrecha que se extienden en el sentido longitudinal más o menos paralelamente a la dirección de circula-- ción del medio secundario de intercambio térmico, o sea en el caso que interesa aquí de calefacciones para auto 30. móviles, de aire, estando unidos entre sí por medio de láminas en forma de ondas o en zig zag. En este caso se sueldan las láminas con los tubos planos. La producción de tales intercambiadores térmicos con tubos planos es muy costosa.

Por consiguiente, y precisamente en los últimos -- años, se vienen buscando soluciones para asegurar, con medios más sencillos, un aumento comparable del grado -- de eficacia. Bajo este aspecto ha tenido especial impor--

5. tancia el empleo de intercambiadores térmicos tubulares de la especie aquí descrita, en los que se emplean sin embargo en lugar de los tubos cilíndricos de intercam--

10. bio térmico, tubos con un perfil ovalado o redondeado y extendidos de otra forma longitudinalmente. Sin embargo en este caso se producen dificultades de producción tal como se desprende por ejemplo todavía del modelo alemán de utilidad DE-Gbm 77 03 976, muy reciente de la solici-- tante.

La presente invención se basa en el sorprendente --

15. conocimiento de que se pueden conseguir los mismos au-- mentos del grado de eficacia, o incluso un aumento supe-- rior a aquellos, o alternativamente, manteniendo el gra-- do de eficacia, un ahorro de material frente a otros in--

20. tercambiadores térmicos tubulares, de construcción ya -- conocida y con las mismas dimensiones en lo que se re-- fiere al volumen de montaje, o finalmente en otra alter-- nativa un compromiso óptimo entre el aumento del grado de eficacia y el ahorro de material, cambiando únicamen--

25. te muy poco los parámetros de construcción. En particu-- lar se puede mantener enteramente la configuración cilín-- drica de las superficies interior y exterior de los tu-- bos de intercambio térmico. Según la presente invención esto se consigue dando en el caso de un intercambiador térmico-tubular conforme a la especie descrita aquí, a

los tubos de intercambio térmico un diámetro interior - de 6,7 mm. como máximo.

5. Se ha visto que al efectuar una reducción aparente muy pequeña del diámetro interior de los tubos de intercambio térmico desde aproximadamente 7,5. hasta valores máximos de 6,7 mm. se puede obtener un aumento drástico del grado de eficacia con los mismo gastos de costillas, y un esencial ahorro de material necesario para el acostillado, en caso de un grado de eficacia a mantener constante.

10. Las inserciones repartidoras producen frente a los tubos de intercambio térmico sin tales inserciones, o sea frente a los intercambiadores térmicos con un perfil interior libre, un aumento de capacidad de f_q , cuya magnitud aumenta con la disminución de la longitud de compresión, en relación a una torsión, en forma de caracol, de 360° de una tira plana. O sea, una gran torsión con muchas espiras, produce pues un mayor incremento de capacidad que una torsión más reducida. Sin embargo correlacionado con esto se produce también un aumento de las pérdidas de presión por unidad longitudinal del tubo de intercambio térmico. Así mismo se origina un aumento de las pérdidas de presión al aumentar el volumen de la mezcla de agua-anticongelante por unidad de tiempo que circula por el tubo. Existen posiblemente situaciones de servicio y condiciones especiales bajo las que la corriente de volumen V_w del medio circulante por el tubo llega a ser tan grande que la bomba empleada ya no pueda vencer las pérdidas de presión. Estos significa
- 15.
- 20.
- 25.

- que en este caso se debe aumentar la longitud de torsión para volver a compensar las pérdidas de presión. Sin embargo al aumentarse la longitud de torsión se disminuirá el aumento de capacidad frente a un tubo sin inserción repartidora. En caso de una longitud de torsión infinitamente grande, la inserción repartidora finalmente sólo causaría una resistencia a la circulación desventajosa y sin efecto con respecto a un incremento de capacidad f_q . Aunque sigue existiendo un aumento de capacidad f_q puede ser desventajoso en comparación con los gastos causados por una inserción repartidora, teniendo en cuenta la pérdida de presión adicional siempre causada por ella así como todas las demás circunstancias.
- Dentro del margen de la presente invención, y en el sentido arriba mencionado, existe también una condición límite a partir de la que incluso se da la preferencia a los tubos de intercambio térmico sin inserción repartidora tal como se utilizan normalmente en la actualidad. Por lo tanto es conveniente emplear tubos de intercambio térmico sin inserción repartidora en los casos en los que el cociente diferencial del incremento de capacidad f_q de un tubo con repartidor en forma de espiral, en comparación con un tubo sin repartidor, y de acuerdo con el valor invertido de la longitud de espira o lo que es lo mismo la longitud de una torsión en 360° , L_w , o sea el cociente diferencial

$$\frac{df_q}{d\left(\frac{l}{L_w}\right)}$$

sea inferior a 4. Se da la preferencia al empleo de tubos de intercambio térmico con inserción repartidora especial, pero no exclusivamente cuando dicho cociente diferencial sea superior o igual a 4.

5. Sin embargo, si fuese necesario, se pueden emplear las inserciones repartidoras también en aquellos casos en los que en principio y de acuerdo con las condiciones límite arriba mencionadas se prefiriesen tubos sin repartidores, con tal de que se pongan a la disposición fuentes de presión lo suficientemente fuertes para el transporte de la mezcla de agua-refrigerante a través del tubo.
- 10.

15. Por supuesto el valor f_q para tubos sin repartido es igual a 1, y para tubos con repartidor con tiras planas, en forma de espiral, de las dimensiones que interesan en este caso, se encuentra en el orden de magnitud de hasta 1,2. Por consiguiente, $f_q = 1,2$ significa un incremento de capacidad al 20%. El valor invertido de L_w , es decir el valor $\frac{1}{L_w}$, se encuentra típicamente en caso de tubos de las dimensiones conforme a la presente invención más o menos entre 0,04 y 0,008. Valores típicos del volumen de caudal V_w de un tubo, también en este caso en relación con las dimensiones conforme a la presente invención, oscilan entre 20 y 300 litros de mezcla de agua-anticongelante por hora y tubo.
- 20.
- 25.

- Dentro del margen de la presente invención se pueden emplear también tubos de intercambio térmico con inserción repartidora en aquellos casos en los que según la diferenciación arriba hecha se diese la preferencia a los tubos de intercambio térmico sin repartidores con
- 30.

forme a la presente invención.

5. Por razones prácticas los tubos de intercambio térmico, con o sin inserción repartidora, tienen un diámetro interior de por lo menos 4 mm. Esto significa en los casos en los que los tubos de intercambio térmico estén ensanchados hacia los orificios de recepción de las superficies secundarias de intercambio térmico, un diámetro interior de los tubos de intercambio térmico delante del ensanchamiento de aproximadamente 3,5 a 3,7 mm., según el espesor de pared y grado de ensanchamiento.

10. Ha resultado ser especialmente conveniente la gama de los diámetros interiores de 4,8 a 6,2 mm. Se han hecho experiencias prácticas especialmente favorables en la gama de 5,2 a 5,9 mm. de diámetro interior, en la que se ha podido conseguir, frente a los grandes intercambiadores térmicos tubulares de las mismas dimensiones y del tipo convencional con un diámetro interior de 7,7 mm., un aumento del grado de eficacia muy superior a un 30%. Este resultado sorprende en primer lugar mucho por que la superficie interior contactada aumenta en una extensión mucho más reducida que el grado de eficacia. --

15. También se puede mantener en este caso más o menos constante la superficie total de la superficie secundaria de transmisión térmica. Empleando inserciones repartidoras no importa incluso un grado de turbulencia más reducido. Utilizando por ejemplo una tira plana, con torsión en forma de espira, se puede escoger una altura de paso de la torsión mucho más larga que hasta ahora, preferentemente entre 25 y 35 mm., y convenientemente en--

20.

25.

tre 28 y 32 mm., para la longitud de un sector de torsión de 360°. Al parecer, representa la nueva dimensión, con su sorprendente aumento del grado de eficacia, una adaptación especialmente favorable a las condiciones de circulación de la mezcla de agua-anticongelante normalmente empleada en los radiadores de los automóviles, a la que se ha añadido el agua de refrigeración y como medio anticongelante, convencionalmente y también en el caso de la presente invención, aproximadamente 40 - 50% de un glicol, preferentemente glicol etilénico con la adición de inhibidores de corrosión.

La presente invención por consiguiente constituye una solución especialmente sencilla de un problema que viene existiendo desde hace mucho tiempo. Si en este caso, y tal como se ha previsto preferentemente en el caso de intercambiador térmico-tubular, conforme a la presente invención, los tubos de intercambio térmico están ensanchados hacia los orificios de recepción de las superficies secundarias de intercambio térmico, se puede conseguir dicha solución sin medios adicionales de unión entre los tubos de intercambio térmico y las superficies secundarias de intercambio térmico, tales como por ejemplo medios de soldadura en general o soldadura con estaño.

Como quiera que el espesor típico de pared de un intercambiador térmico tubular, conforme a la presente invención, es invariable, los tubos de intercambio térmico de los intercambiadores térmicos tubulares, conforme a la presente invención, tienen también un diámetro

exterior más reducido que los correspondientes tubos de intercambio térmico de los intercambiadores térmicos tubulares de tipo ya conocido. De esta forma pueden aproximarse entre sí los tubos de intercambio térmico manteniéndose igual el intersticio de paso.

5.

Las dimensiones según las reivindicaciones 6, 7 y 8 son especialmente convenientes para el servicio de intercambiadores térmicos para calefacción y radiadores de motor de turismos. Por ejemplo, aplicando la idea de

10.

la presente invención a los radiadores de motores para automóviles, y por razones constructivas, tales como la adaptación a las posibilidades de montaje en el recinto del motor, especialmente las condiciones de ventilación y el montaje simultáneo de una instalación climatizadora, etc., deben tenerse en cuenta, si fuese necesario,

15.

condiciones de servicio en las que, con objeto de reducir la pérdida de presión exterior, es decir la pérdida de presión del medio secundario, es conveniente que la distancia del centro a , de tubos adyacentes de intercambio térmico de la misma serie se encuentre dentro de la

20.

gama de 2 hasta 2,5 veces el diámetro exterior de tubo d_a . Como compromiso especialmente conveniente entre los gastos, comportamiento de servicio y la prestación, y para tales condiciones de servicio, ha resultado ser una

25.

distancia entre centros a de los tubos adyacentes de la misma serie en la gama de 2,27 hasta 2,33 veces el diámetro exterior de tubo d_a . La decisión sobre si es más favorable emplear para la distancia entre centros d_a de los tubos, según la reivindicación 8, la gama de 1,8 --

- hasta 1,9 veces el diámetro exterior de tubo, o según la reivindicación 10 la gama de 2,27 hasta 2,33 veces dicho diámetro, depende entre otras cosas de las condiciones de ventilación, o sea la velocidad w_L del medio secundario de intercambio térmico, y por consiguiente el índice de transferencia térmica exterior α_a , así como de la velocidad de circulación w_W del medio primario de intercambio térmico, y por consiguiente del índice de transferencia térmica interior α_i y de la relación de superficie F_a/F_i . En este caso F_a significa la superficie del intercambiador térmico del lado del medio secundario de intercambio térmico, y F_i la superficie del intercambiador térmico del lado del medio primario de intercambio térmico.
15. Se ha demostrado que es más conveniente aumentar la distancia entre centros de los tubos cuando se haya cumplido la condición según la reivindicación 11, o sea

$$20. \quad \frac{F_a / F_i}{\alpha_a \cdot \alpha_i} \leq 1,06 \cdot 10^{-4}$$

25. El coeficiente de transmisión térmica, o lo que es lo mismo, el índice de conductibilidad térmica, tiene en este caso la dimensión de $^{-2}K^{-1}$ ($W =$ vatio, $m =$ metro, $K =$ grado Kelvin).

Si de acuerdo con esto dicho valor es inferior o a lo sumo igual al valor de $1,06 \cdot 10^{-4}$, es conveniente escoger la distancia entre centros de tubos adyacentes de

intercambio térmico de la misma serie en la gama de 2,27 hasta 2,33 veces el diámetro exterior de tubo.

5. También se puede escoger la distancia de series o hileras adyacentes de intercambiadores térmicos tubulares, de varias hileras, más baja que hasta ahora. En este caso se da especial preferencia a las dimensiones según las reivindicaciones de patente 12 en caso de intercambiadores térmicos tubulares sin alternación de los tubos de intercambio térmico de las hileras adyacentes entre sí, y conforme a la reivindicación de patente 13 en caso de intercambiadores térmicos tubulares con alternación de los mismos.

10. También se puede dimensionar la extensión de las superficies secundarias de intercambio térmico en la dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico, en el valor absoluto, más corta que hasta ahora. Con respecto a esto figuran en la reivindicación 14 dimensiones especialmente preferidas.

15. Si se quiere aumentar el grado de eficacia, se puede incrementar la densidad de empaquetadura de la superficie secundaria de intercambio térmico con objeto de mantener más o menos la superficie total, sin que sea preciso que varíe la disminución de presión en el intercambiador térmico tubular, en caso de una extensión más reducida del medio secundario de intercambio térmico.
20. Si en este caso las superficies secundarias de intercambio térmico están constituidas por paquetes de láminas, las distancias de láminas adyacentes, en el sentido de la reivindicación 15, deben oscilar convenientemente entre
25. 0,7 y 0,9 mm., dándose la preferencia a 0,8 mm. Por otra
- 30.

- parte si se quieren reducir los gastos de material, manteniendo la dimensión total del intercambiador térmico - tubular, efectuándose dicha reducción en las superficies secundarias de intercambio térmico, pero manteniendo --
5. constante el grado de eficacia por otra parte, se reco--
miendan, conforme a la misma reivindicación 15, dimensio--
nes entre las láminas adyacentes que oscilan entre 1,2 y
1,6 mm., preferentemente la de 1,5 mm. No hace falta men--
cionar que se puede prever también todo valor intermedio
10. para conseguir determinados parámetros de servicio, se--
gún si se da la preferencia al grado de eficacia o a una
reducción de gastos, o si se varían ambos valores en for--
ma independiente entre sí. También pueden aplicarse tal
vez análogamente los conocimientos de la presente inven--
ción, bajo las mismas condiciones o por lo menos simila--
15. res, a otros campos de aplicación, por ejemplo en caso -
de refrigeradores de aceite, refrigerados por aire con -
las mismas condiciones de viscosidad que el medio prima--
rio de intercambio térmico. Con respecto a esto hay que
20. pensar preferentemente en los refrigeradores de aceite -
en la construcción de automóviles.

A continuación se explicará más detenidamente la --
presente invención de acuerdo con algunos dibujos esque--
máticos mediante dos ejemplos de ejecución:

25. Se pueden apreciar en la:
- Figura 1 una sección según la línea I-I de la figu--
ra 3 de un intercambiador térmico tubular, de dos hile--
ras, en el que los tubos adyacentes de ambas hileras de
intercambio térmico están enrasados entre sí en direc--
ción de circulación del medio secundario de intercambio
- 30.

térmico, es decir en el plano de dibujo de la Figura 1, en dirección vertical, pudiéndose construir con o sin inserción repartidora.

5. Figura 2 una sección correspondiente a la Figura 1, también según la línea de sección I-I de la Figura 3, de un intercambiador térmico tubular, de dos hileras, en el que los tubos de intercambio térmico de ambas hileras están alternados entre sí en la mitad de su distancia, pudiéndose construir también en este caso los tubos de in-
10. tercambio térmico con o sin inserción repartidora.

- Figura 3 una vista del lado estrecho de un intercambiador térmico tubular, según las Figuras 1 ó 2, habiéndose abierto en este caso parcialmente un tubo de inter-
15. cambio térmico para representar como ejemplo una inser-
ción que reparte y arremolina el medio primario de inter-
cambio térmico, encontrándose la dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico, o sea del -
aire, también verticalmente en el plano del dibujo.

- Figura 4 una vista en planta de un intercambiador -
20. térmico tubular según la Figura 3 en dirección de circu-
lación del medio secundario de intercambio térmico.

- Figura 5 un diagrama sin escala que permite ver las relaciones entre el incremento de capacidad f_q y el va-
25. lor de inversión de la longitud de torsión L_w para un vo-
lumen constante de caudal V_w de un tubo de intercambio -
térmico por unidad de tiempo. Para valores inferiores o superiores de V_w se obtienen curvas similares por debajo o por encima de la curva reproducida como ejemplo.

Los tubos cilíndricos de intercambio térmico 10 en los que es cilíndrica tanto la superficie interior como la superficie exterior, están doblados según la Figura 3, en forma de U o de horquilla, de tal modo que las dos patas de la horquilla formen dos tubos de intercambio térmico que se encuentran en distintas hileras adyacentes del intercambiador térmico-tubular, habiéndose obtenido dichos tubos de una sola pieza. En lugar de estos se pueden unir entre sí también trozos de tubo independientes en sus dos extremos frontales. Los tubos de intercambio térmico 10 se han ensanchado en los orificios de recepción 14, en forma de círculo, de un paquete de láminas que constituye las superficies secundarias 12 de intercambio térmico, de tal modo que se asegure una unión rígida y de buena conductibilidad térmica también sin utilizar un medio adicional de unión.

El medio primario de intercambio térmico, es decir en este caso una mezcla de agua y anticongelante - este último a base de glicol - entra en un tubo de entrada 16 y sale a través de un tubo de salida 18. Ambos tubos 16 y 18 se encuentran en un recipiente de agua 20 que va sujeto a prueba de líquido a un primer fondo de tubo 22. En el interior del recipiente de agua existen medios de separación para impedir, en la forma acostumbrada, un cortocircuito directo de corriente entre los tubos 16 y 18 en el interior del recipiente de agua 20.

El extremo del intercambiador térmico tubular, no dirigido al recipiente de agua 20, lleva otro fondo de tubo 24 que en este caso, y por razones de estabilidad,

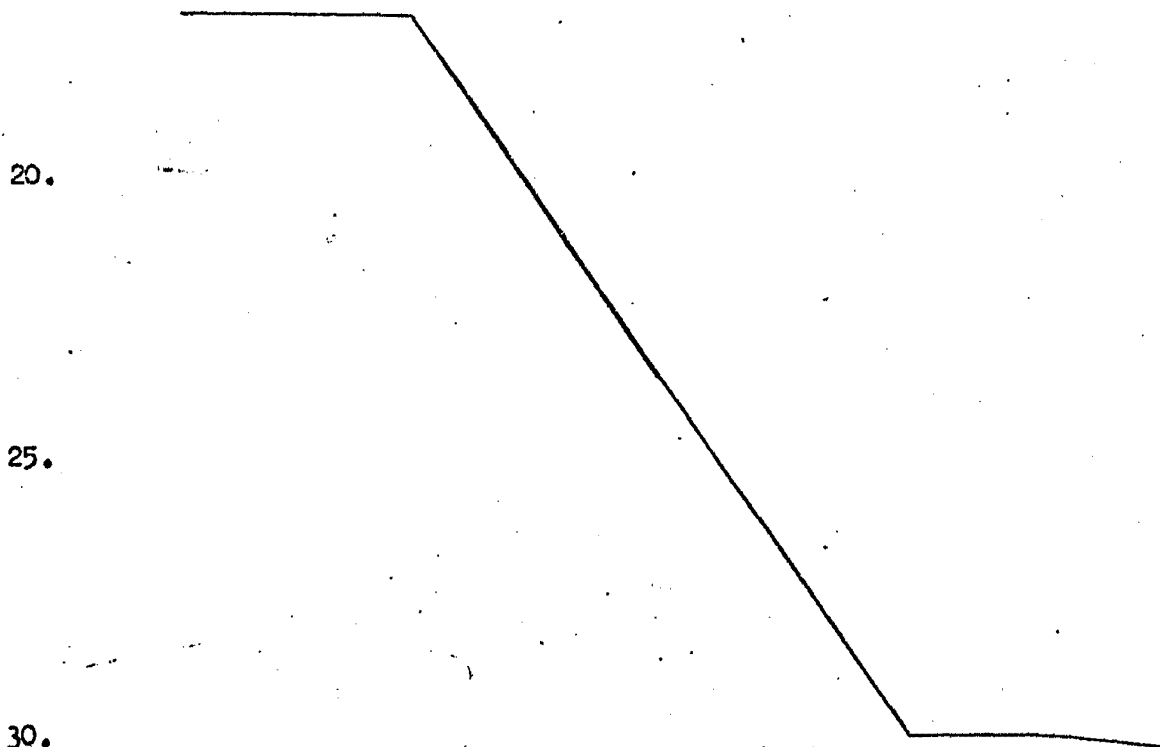
- por ejemplo tiene la forma de un perfil en U. Este segundo fondo de tubo 24 sirve únicamente para apoyar el intercambiador térmico tubular en una caja, pudiéndose prescindir de él, si fuese necesario. En este último caso las superficies secundarias 12 de intercambio térmico pueden hacerse cargo de sus funciones. En lugar del segundo fondo de tubo 24 y del codo de unión 26 del tubo de intercambio térmico, doblado en forma de horquilla, se puede utilizar también un recipiente de agua separado, similar al recipiente de agua 20, con el correspondiente fondo de tubo, pero en este caso no es preciso prever medio de separación y conexiones en el mismo. En forma alternativa, se puede disponer un tubo de entrada en un recipiente de agua, y el tubo de salida en el otro.
- 5.
- 10.
15. Los diferentes tubos de intercambio térmico 10 que tienen el mismo diámetro, llevan un diámetro interior d_i y un diámetro exterior d_a . La distancia entre centros de los tubos de intercambio térmico 10 de la misma hilera es a . En el caso de la colocación alterna según la Figura 2, se ha alternado el tubo de intercambio térmico de una hilera en $a/2$ frente a la hilera adyacente. Las dos hileras del intercambiador térmico tubular tienen una distancia entre centros b , es decir en el caso de la figura 1 calculada entre los ejes de los dos tubos de intercambio térmico, adyacentes en la dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico, de distintas hileras, y en el caso de la figura 2 entre las líneas de unión que unen en cada hilera los ejes de los tubos de intercambio térmico entre sí que se encuentran en dicha hilera. Con e se denomina la distancia de láminas adyacentes del paquete de láminas que forman las superfi
- 20.
- 25.
- 30.

cies secundarias 12 de intercambio térmico.

En cada tubo 10 de intercambio térmico se puede introducir, si fuese necesario, una inserción 28 que repare y arremolina el medio primario de intercambio térmico y que puede tener la forma de una cinta plana torsionada

5. uniformemente en forma de espiral, hecha de un metal muy fino, por ejemplo de aluminio o una aleación de aluminio, de tal modo que se puede encajar fácilmente en el perfil interior del tubo de intercambio térmico sin mostrar, por otra parte, gran tolerancia frente a aquel. De la Figura 10. 3 y de la forma de representar la torsión de la inserción 28, se puede ver que la medida c indica el tramo para una torsión de 360° de la inserción 28.

Se han indicado los anticongelantes en cuestión por ejemplo en el "Diccionario de Química de Römpp", Séptima Edición, Editorial Franckh, W. Keller & Co., Stuttgart, 15. 1973, página 1194, con citas.



N O T A

Hecha la descripción del presente invento se hace -
constar que esta solicitud se acoge a las prioridades de
5. Las solicitudes alemanas N^os: P 27 52 336.0 y P 28 39 837.0,
depositadas el 23 Noviembre 1977 y el 13 Septiembre 1978,
respectivamente, y que se declaran como nuevas y de pro-
pia invención las reivindicaciones siguientes:

10. 1.- Un intercambiador térmico-tubular para automóviles,
metálico, para la calefacción y refrigeración del motor de
automóviles, empleando una mezcla de agua-anticongelante
como medio primario de intercambio térmico, y aire como medio
secundario de intercambio térmico, con una o varias hila-
ras, dispuestas una tras otra en la dirección de circula-
15. ción del medio secundario de intercambio térmico, de tu-
bos cilíndricos de intercambio térmico, con superficies
secundarias de intercambio térmico unidas con la superfi-
cie de camisa de dichos tubos en forma conductora de ca-
lor, y con o sin inserciones en el interior de los tubos
20. que sirven para el reparto del medio primario de inter-
cambio térmico, que se caracteriza porque los tubos de -
intercambio térmico (10), equipados con las inserciones
(28) destinadas para repartir el medio primario de inter-
cambio térmico, tienen un diámetro interior (d_i) máximo
25. de 6,7 mm., o que los tubos de intercambio térmico (10)
no quipados con inserciones destinadas para el reparto
de dicho medio, en este caso tienen un diámetro interior
(d_i) máximo de 6,7 mm., en el caso de que el cociente d_i
ferencial de incremento de capacidad (f_q) de un tubo con

129

repartidor en espiral, en relación con un tubo sin repartidor, según el valor invertido de la longitud de espiral (L_w) de una torsión en 360° sea inferior a 4, es decir,

5.

$$\frac{df}{d\left(\frac{1}{L_w}\right)} < 4$$

10.

2.- Un intercambiador térmico-tubular, según la reivindicación 1, caracterizado porque los tubos de intercambio térmico (10) tienen un diámetro interior (d_i) de por lo menos 4 mm.

15.

3.- Un intercambiador térmico-tubular, según las reivindicaciones 1 y 2, caracterizado porque el diámetro interior (d_i) oscila entre 4,8 y 6,2 mm.

4.- Un intercambiador térmico-tubular, según la reivindicación 3, caracterizado porque el diámetro interior (d_i) oscila entre 5,2 y 5,9 mm.

20.

5.- Un intercambiador térmico-tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque los tubos de intercambio térmico (10) están ensanchados hacia los orificios de recepción (14) de las superficies secundarias (12) de intercambio térmico.

25.

6.- Un intercambiador térmico-tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque la distancia entre centros (a) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de la misma hilera se eleva como máximo de dos veces el diámetro exterior de los tubos de intercambio térmico que tienen el mismo diámetro.

30.

Arg

5. 7.- Un intercambiador térmico-tubular, según la reivindicación 6, caracterizado porque la distancia entre centros (a) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de la misma hilera se eleva como mínimo a 1,4 veces el diámetro exterior de dichos tubos de intercambio térmico.

10. 8.- Un intercambiador térmico-tubular, según las reivindicaciones 5 ó 6, caracterizado porque la distancia entre centros (a) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de la misma hilera se eleva a 1,8 hasta 1,9 veces el diámetro exterior de dichos tubos de intercambio térmico.

15. 9.- Un intercambiador térmico-tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque la distancia entre centros (a) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de la misma hilera oscila entre 2 hasta 2,5 veces el diámetro exterior de los tubos de intercambio térmico, con el mismo diámetro.

20. 10.- Un intercambiador térmico-tubular, según la reivindicación 9, caracterizado porque la distancia entre centros (a) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de la misma hilera oscila entre 2,27 hasta 2,33 veces el diámetro exterior de dichos tubos.

25. 11.- Un intercambiador térmico tubular, según la reivindicación 10, caracterizado porque el cociente resultante de la relación entre la superficie exterior (secundaria) de intercambio térmico (f_a) y la superficie interior (primaria) de intercambio térmico (f_i), por una parte, y el producto resultante del índice de transmisión térmica exterior (secundaria) (α_a) y el índice de transmisión térmica interior (primaria) (α_i), por otra

30. *Wg*

resulta de la siguiente ecuación:

$$\frac{F_a / F_i}{\alpha_a \cdot \alpha_i} \approx 1,6 \cdot 10^{-4}$$

5. 12.- Un intercambiador térmico tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 11, con disposición de los tubos de intercambio térmico, en varias hileras, y enrasado de los tubos adyacentes de distintas hileras en la dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico, caracterizado porque la distancia entre centros (b) de los tubos adyacentes (10) de intercambio térmico de distintas hileras, oscila entre 2,5 y 3,0 veces, preferentemente entre 2,5 y 2,7 veces, el diámetro exterior (da) de los tubos de intercambio térmico, con el mismo diámetro.
10. 13.- Un intercambiador térmico tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 11, con disposición de los tubos de intercambio térmico, en varias hileras y alternación de los tubos de intercambio térmico, de hileras adyacentes, en la mitad de la distancia entre centros de los tubos adyacentes de intercambio térmico de la misma hilera entre sí, caracterizado porque la distancia entre centros (b) de las hileras adyacentes oscila entre 2,0 y 3,0 veces, preferentemente entre 2,4 y 2,7 veces el diámetro exterior (da) de los tubos de intercambio térmico (10), con el mismo diámetro.
15. 20.
- 25.

-Reg

5. 14.- Un intercambiador térmico tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 13, caracterizado porque las superficies secundarias de intercambio térmico (12) se extienden en dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico por hilera en 1,2 hasta 1,8 veces, preferentemente 1,3 hasta 1,5 veces, el diámetro exterior de tubo (da) en la dirección de circulación del medio secundario de intercambio térmico.

10. 15.- Un intercambiador térmico tubular, según una de las reivindicaciones 1 a 13, en los que las superficies secundarias de intercambio térmico están constituidas -- por unos paquetes de láminas alineados en forma normal -- en relación a las superficies de camisa de los tubos de intercambio térmico, caracterizado porque la distancia -- entre las láminas adyacentes (12) oscila entre 0,7 y 0,9 mm., siendo preferentemente de 0,8 mm., o entre 1,2 y -- 1,6 mm., siendo preferentemente de 1,5 mm.

15. 16.- Un intercambiador térmico tubular para automóviles.

20. Según se describe y reivindica en la presente Memoria que consta de 24 hojas foliadas y mecanografiadas -- por una sola cara y de 3 láminas de dibujos.

Madrid, a 22 NOV. 1978.

THERMAL-WERKE Wärme-, Kälte-, Klimatechnik GmbH.

25.

p.a. JAIME ISERN
p. p.


Firma: JESUS PICAZO

JP

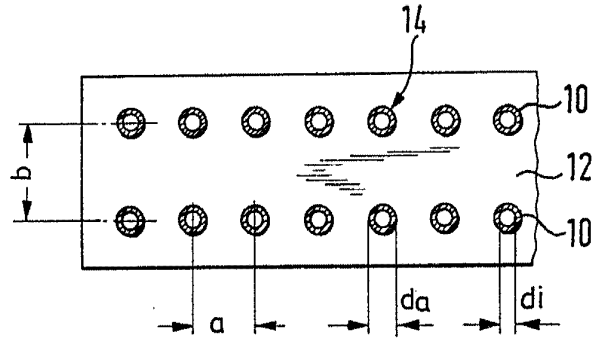
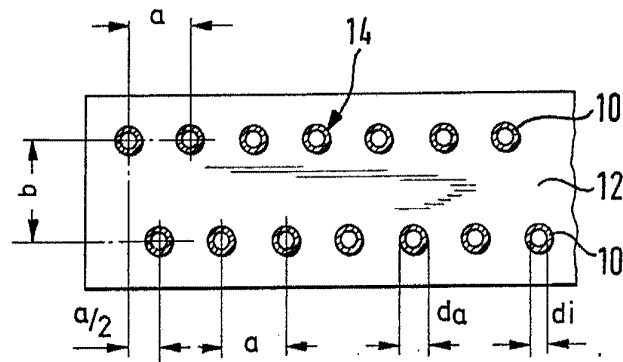


FIG.1

FIG.2

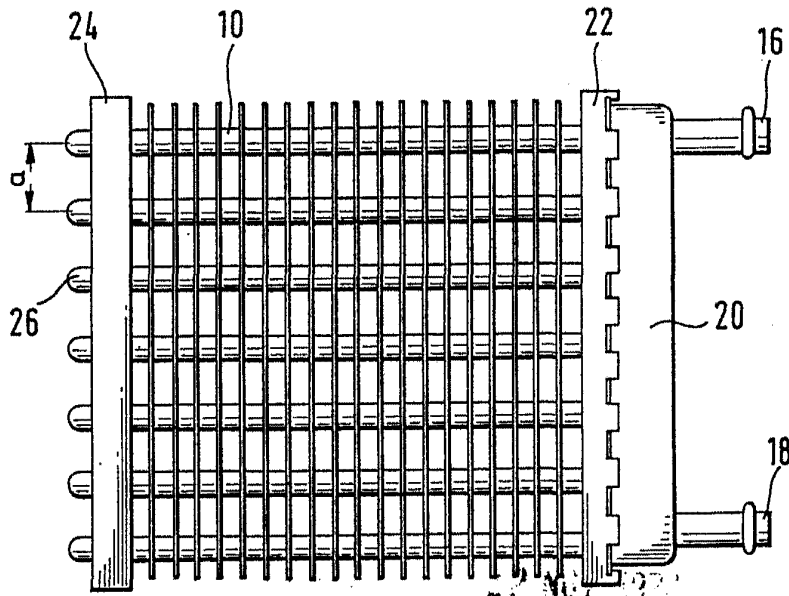
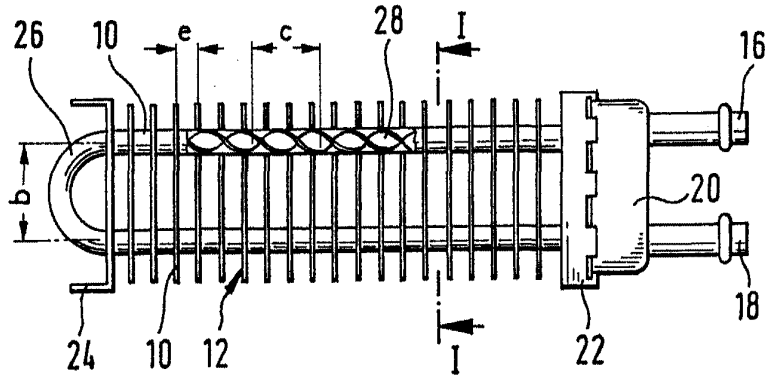


Madrid, a
JAIME ISERN
p. p.

22 NOV. 1978

Empresa: JESUS PICO 70

FIG.3

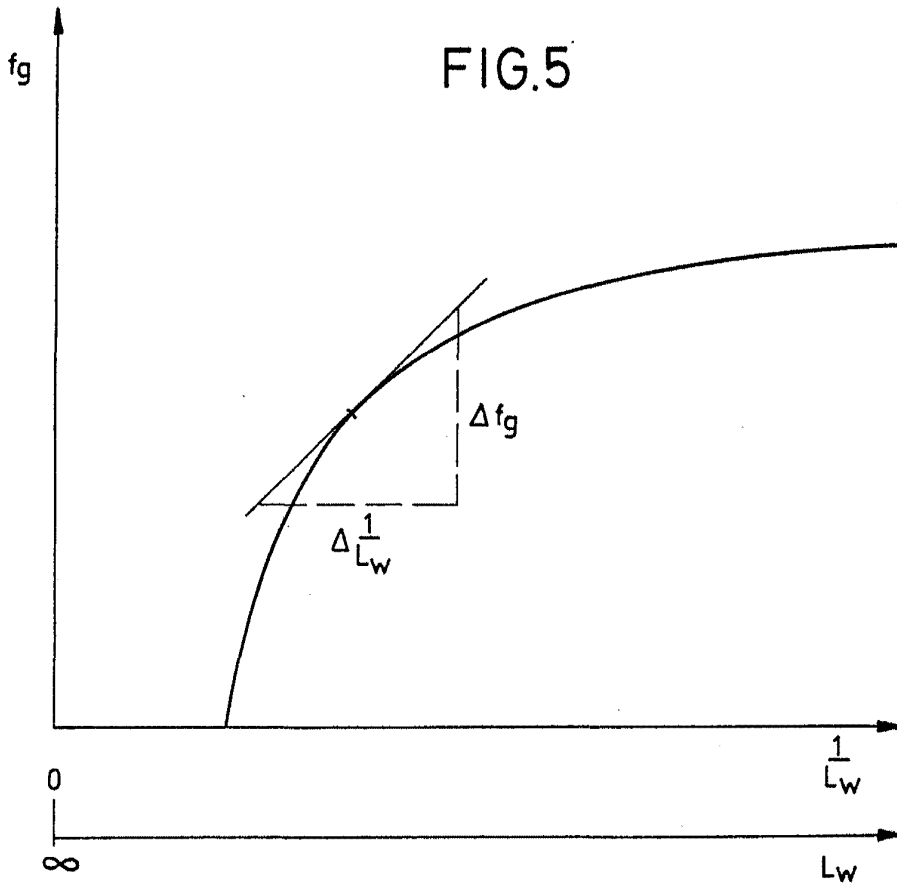


Madrid, a 22 NOV. 1978

FIG.4

JAIME ISERN
p. p.

Firmado: JESUS PICAZO



Madrid, a 22 NOV. 1978

JAIIME ISERN

s. p.

Encom. JESUS PICAZO