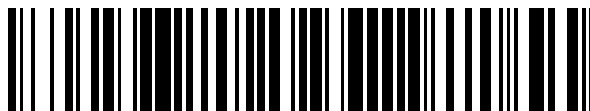


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 652 517**

21 Número de solicitud: 201790043

51 Int. Cl.:

F28D 7/16 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A2

22 Fecha de presentación:

29.04.2016

30 Prioridad:

30.04.2015 EP 15382224

43 Fecha de publicación de la solicitud:

02.02.2018

71 Solicitantes:

**MADRID FLY, S.L. (100.0%)
Carretera de Canillas, 22
28043 Madrid ES**

72 Inventor/es:

**CANCER ABÓITIZ, José María;
PRADA Y NOGUEIRA, Isaac;
CANCILLO MARTÍNEZ, Pablo José;
MARTÍN LÓPEZ, Enrique y
SERRANO REMÓN, Ignacio**

74 Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

54 Título: **INTERCAMBIADOR PARA TÚNEL DE VIENTO**

57 Resumen:

Intercambiador para un túnel de viento.

La presente invención se refiere tanto a un sistema como a un método para el intercambio de calor con el flujo de aire en el interior de un túnel de viento. En el interior de un túnel de viento es necesaria la refrigeración del flujo de aire, y el control de la temperatura de dicho flujo de aire, para lo cual se utiliza un intercambiador de calor parametrizado de forma óptima para obtener una refrigeración adecuada sin un aumento excesivo de la pérdida de presión. Se presenta también un método de diseño de dicho intercambiador de calor. La invención también presenta un túnel de viento que comprende dicho sistema de intercambio de calor con el flujo de aire que circula por el interior del referido túnel de viento.

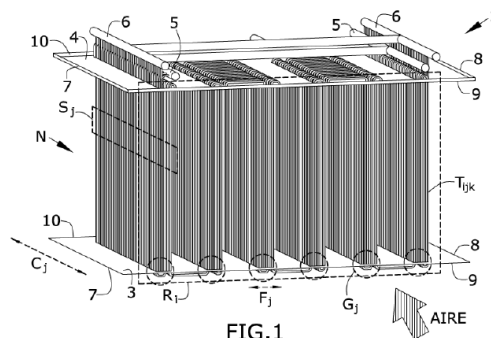


FIG.1

DESCRIPCIÓN

Intercambiador para túnel de viento

5 **Objeto de la invención**

La presente invención se refiere a un sistema para el intercambio de calor con el flujo de aire en el interior de un túnel de viento, así como a un método de regulación de temperatura del flujo de aire en el interior de un túnel de viento y de diseño de dicho intercambiador. En el interior de un túnel de viento es necesaria la refrigeración del flujo de aire y el control de la temperatura de dicho flujo de aire.

Antecedentes de la invención

15 Los intercambiadores de calor son utilizados en túneles de viento, tanto horizontales como verticales, para la refrigeración del flujo de aire, que aumenta la temperatura del mismo debido a la fricción entre dicho flujo de aire y las paredes internas del conducto del túnel de viento.

20 Es importante en dichos túneles de viento mantener una temperatura y densidad del aire constantes, por lo que es necesario el control de temperatura del flujo de aire. Esto implica conseguir un perfil de temperaturas uniforme en la cámara de ensayos o vuelo del túnel.

Para esto, se conocen sistemas de intercambio pasivo de aire, que expulsan aire caliente del interior del túnel y lo sustituyen por aire nuevo, de manera que se disipa calor del interior del túnel. Dicho aire nuevo se introduce mediante un sistema de compuertas con diversos diseños. Este método no permite un control exhaustivo de la temperatura del flujo de aire en el interior del túnel.

30 Por otro lado, se conocen intercambiadores de calor en el interior del conducto, similares a los radiadores de agua empleados en la refrigeración del motor de automóviles, que refrigeran el flujo de aire. Estos dispositivos introducen altas pérdidas de presión en el flujo de aire a medida que se aumenta el área de transferencia de calor.

35 También se emplean perfiles aerodinámicos instalados en las curvaturas o esquinas del túnel de viento, que permiten obtener un mejor perfil de flujo con la correspondiente

introducción de cierta pérdida de presión. Este sistema requiere, para una refrigeración adecuada, la inclusión, en el interior de dichos perfiles, de un sistema diseñado para actuar como un intercambiador de calor.

- 5 Por último, existen también las opciones de refrigeración del interior del túnel de viento mediante pulverización de agua o energía geotérmica de baja profundidad, lo cual no permite una regulación óptima del perfil de temperaturas del flujo de aire y no es aplicable en todo tipo de sistemas, pudiendo tener además efectos negativos indeseables como el incremento excesivo de la humedad relativa en el aire del interior del túnel.

10

Descripción de la invención

La presente invención propone una solución a los problemas anteriores mediante un intercambiador de calor según la reivindicación 1, un túnel de viento según la reivindicación 14, un método de regulación de temperatura de un flujo de aire en el interior de un túnel de viento según la reivindicación 15 y un método de diseño para diseñar un intercambiador según la reivindicación 16. Las reivindicaciones dependientes definen realizaciones preferidas de la invención.

20 Un primer aspecto inventivo proporciona un intercambiador de calor para túneles de viento, que comprende:

- al menos una primera pared y una segunda pared, comprendiendo cada pared al menos un primer borde, un segundo borde, un tercer borde y un cuarto borde,
- un número total (N) de tubos (T_{ijk}) adaptados para contener un fluido de trabajo, al menos una pluralidad de dichos tubos (T_{ijk}) conformando al menos una serie (S_j), siendo n_s el número total de series (S_j),
- al menos un colector de entrada del fluido de trabajo conectado a un primer extremo de al menos un tubo (T_{ijk}), y
- al menos un colector de salida del fluido de trabajo conectado a un segundo extremo de al menos un tubo (T_{ijk}),

35

en donde los tubos (T_{ijk}) de cada serie (S_j) forman una pluralidad (n_{Fj}) de filas (F_j) y una

pluralidad (n_{cif}) de columnas (C_j) distribuidas según las filas (F_j), y donde:

- la distancia (DT_{jf}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de una misma serie (S_j),
- 5 - la distancia ($DL1_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de una misma serie (S_j),
- la distancia ($DL2_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde o bien al cuarto
- 10 borde, con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde o cuarto borde,
- la distancia (DG_j),
- 15
 - o entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o
 - o entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o segundo borde y dicho primer borde o segundo borde del intercambiador de calor,

20 están parametrizadas de forma que:

- distancia ($DL2_{jf}$) > 0 , y
- distancia (DG_j) $>$ distancia (DT_{jf}),

25

de forma que:

- la parametrización relativa a las filas (F_j) optimiza principalmente la pérdida de presión del intercambiador de calor, y
- 30 - la parametrización relativa a las columnas (C_j) optimiza principalmente el área total de transferencia total efectiva del intercambiador de calor.

A lo largo de este documento, se entenderá que el intercambiador de calor se encuentra

35 comprendido entre al menos dos paredes, entre las cuales están comprendidos el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor. Dicho intercambiador queda, mediante

estas paredes, limitado parcialmente en volumen, de manera que preferiblemente el volumen definido por dichas paredes es el definido también por las dimensiones del túnel de viento. De esta forma, el flujo de aire incide completamente en el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor.

5

Ventajosamente, la sección del túnel de viento se encuentra completamente ocupada por tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor, de forma que existe un área aumentada de transferencia de calor con el flujo de aire, sin obstáculos en la trayectoria de dicho flujo de aire salvo los propios tubos (T_{ijk}).

10

Dichos tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor contienen un fluido de trabajo, preferiblemente un refrigerante, que circula a través de los tubos (T_{ijk}) permitiendo la transferencia de calor entre dichos tubos (T_{ijk}) y el flujo de aire exterior a estos tubos (T_{ijk}).

15

En una realización particular, el fluido de trabajo puede ser o bien gaseoso o bien líquido o bien sólido.

Dicho fluido de trabajo permite, en un intercambiador de calor, tanto la refrigeración como el calentamiento del flujo de aire, o cualquier otro fluido, que circule por el exterior de los tubos (T_{ijk}) de dicho intercambiador de calor.

20

A lo largo de este documento, se entenderá que una serie (S_j) es un conjunto de tubos (T_{ijk}), que forman a su vez un número de filas (F_j) y columnas (C_j), que puede ser tanto variable como constante entre las distintas series.

25

Ventajosamente, la distribución de los tubos (T_{ijk}) en filas (F_j) y columnas (C_j) en el intercambiador de calor, siguiendo una distribución establecida mediante los parámetros DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$ y DG_j , permite un intercambio de potencia térmica en el intercambiador de calor con una pérdida de presión mínima.

30

Se consideran, en una realización particular, las distancias DT_{jf} y DG_j como distancias transversales, mientras que $DL1_{jf}$ y $DL2_{jf}$ son distancias longitudinales.

La determinación de los parámetros permite una transferencia de calor óptima en el intercambiador de calor, dado que un valor excesivamente bajo del parámetro DT_{jf} provoca una alta separación del flujo de aire que incide sobre los tubos (T_{ijk}), de manera que se

35

pierde una gran parte de área de transferencia térmica efectiva, mientras que si el valor de dicho parámetro es excesivamente alto se produce una elevada pérdida de presión en el intercambiador de calor.

- 5 Además, la determinación del parámetro DL_{2jf} permite reducir la separación del flujo de aire, permitiéndose que dicho flujo de aire fluya entre las distintas filas (F_j) de cada serie (S_j).

De manera adicional, un valor excesivamente bajo del parámetro DL_{1jf} provoca una reducción del área de transferencia térmica del intercambiador de calor.

10

Por último, la determinación del parámetro DG_j permite un mantenimiento óptimo del número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor.

- 15 En una realización particular, el valor del parámetro DG_j entre series (S_j) consecutivas permite el acceso a cada uno de los tubos (T_{ijk}) de un operario o unidad de mantenimiento.

Ventajosamente, la determinación de cada uno de los distintos parámetros permite la mejora de las características del intercambiador de calor. De manera adicional, el diseño de estos parámetros combinados en el intercambiador de calor permite un intercambio de calor
20 óptimo con el flujo de aire.

La correcta parametrización relativa a las filas (F_j) permite de manera adicional optimizar principalmente el perfil de velocidades del flujo de aire a la salida del intercambiador de calor, mientras que la correcta parametrización relativa a las columnas (C_j) permite de
25 manera adicional optimizar principalmente el perfil de temperaturas de dicho flujo de aire también a la salida del intercambiador de calor.

En una realización particular, el intercambiador de calor comprende al menos dos tubos (T_{ijk}) en comunicación fluídica conformando al menos un serpentín (R_i).

30

Se entiende por serpentín (R_i) una unión de tubos (T_{ijk}) a través de los cuales puede circular el fluido de trabajo de manera continua.

Esto permite el paso del fluido de trabajo de manera continua entre distintos tubos (T_{ijk}) del
35 intercambiador de calor, de manera que se reducen las conexiones de los tubos (T_{ijk}) tanto con al menos un colector de entrada como con al menos un colector de salida.

En una realización particular, el intercambiador de calor comprende una pluralidad (n_i) de serpentines (R_i), donde:

- 5 – cada serpentín (R_i) comprende una pluralidad (g) de grupos (G_j), y
- cada grupo (G_j) comprende una pluralidad (n_g) de tubos (T_{ijk}),

donde cada serie (S_j) está formada por el mismo grupo (G_j) de cada serpentín (R_i), y donde:

10

- el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es el número de tubos (T_{ijk}) que comprende cada grupo (G_j), y
- el número (n_{Cj}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es el número de serpentines (R_i).

15

Esta distribución de tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor permite, de manera ventajosa, una unión de tubos (T_{ijk}), preferiblemente correlativa, de manera que el perfil de temperaturas del fluido de trabajo permite una transferencia térmica homogénea con el flujo de aire.

20

En una realización particular, el número (n_g) de tubos (T_{ijk}) de cada grupo (G_j) es de dos o de tres tubos (T_{ijk}).

25

Esto permite una distribución óptima del número total (N) de tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor, así como una relación óptima de los parámetros DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$ y DG_j .

En una realización particular, al menos un tubo (T_{ijk}) no permite la circulación de fluido de trabajo.

30

En una realización particular, al menos un serpentín (R_i) no permite la circulación de fluido de trabajo.

35

Esto permite, de manera ventajosa un intercambiador de calor modular, en el cual se puede modificar el número de serpentines (R_i) o tubos (T_{ijk}) operativos durante el funcionamiento de dicho intercambiador de calor según las especificaciones requeridas.

En una realización particular, el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor cumple la siguiente expresión:

$$N = \sum_{j=1}^{n_s} \sum_{f=1}^{n_{Fj}} n_{Cjf}$$

5 De esta forma, se obtiene el número de tubos (T_{ijk}) según una expresión que depende del número de filas (F_j), del número de columnas (C_j) y del número de series (n_s) del intercambiador de calor, teniendo en cuenta cada una de las series (S_j), permitiéndose así obtener un intercambiador de calor con un perfil de velocidades y un perfil de temperaturas más uniforme a su salida, con menor pérdida de presión.

10 En una realización particular, el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor cumple la siguiente expresión:

$$N = g \cdot n_l \cdot n_g$$

De esta forma, se obtiene el número de tubos (T_{ijk}) según una expresión que depende tanto
 15 del número de filas (F_j) como del número de columnas (C_j) del intercambiador de calor, teniendo en cuenta cada una de las series (S_j).

Dicho número de tubos, dispuesto según grupos con la misma cantidad de tubos en serpentines iguales, permite obtener un perfil de velocidades y un perfil de temperaturas más uniforme a la salida del intercambiador de calor, con una menor pérdida de presión.

20 En una realización particular, el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor se obtiene de la siguiente expresión:

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{\text{tubo } m} ,$$

25 siendo A el área total efectiva de transferencia térmica del intercambiador de calor, F_m un factor de transferencia térmica que permite tener en cuenta que el flujo de aire del túnel no moja completamente el área total de cada tubo, debido a la separación real de dicho flujo, y $A_{\text{tubo } m}$ el área total de transferencia térmica de un tubo (T_{ijk}).

30 Ventajosamente, el área total efectiva de transferencia de calor del intercambiador según el número de tubos obtenido tiene así un valor igual o superior al valor de área total efectiva de transferencia requerido para el diseño de dicho intercambiador de calor.

En una realización particular, el intercambiador de calor comprende una distancia $DL3_{jn}$, que es la distancia del tercer borde o cuarto borde al tubo (T_{ijk}) más próximo de cada serie (S_j), siendo esta distancia, preferiblemente, la distancia mínima establecida por construcción del intercambiador de calor.

5

Esta distancia mínima se establece según criterios de fabricabilidad del intercambiador de calor.

Ventajosamente, la introducción del parámetro $DL3_{jn}$ permite una correcta fabricación, transporte y/o instalación del intercambiador de calor, de manera que los tubos (T_{ijk}) no puedan ser dañados durante el proceso y el espacio disponible para la instalación de dichos tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor sea el máximo.

En una realización particular, las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jfl}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j del intercambiador de calor cumplen las siguientes expresiones según la anchura (B) y la longitud (L) del intercambiador de calor:

- $B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$
- $L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S, \text{ donde}$
- $L = \max(L_{jf})|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$

Se toma, para el dimensionamiento del intercambiador de calor, el valor máximo de los valores obtenidos en cada caso para el parámetro L_{jf} , correspondientes a cada una de las filas (F_j) de una misma serie (S_j), para cada una de las series (S_j). Dicho valor máximo permite, de manera ventajosa, considerar el máximo valor de la suma de los distintos valores de los parámetros $DL1_{jfl}$ y $DL2_{jf}$ de entre los obtenidos para todas las filas (F_j) de una misma serie (S_j), y para cada una de las series (S_j).

30

Ventajosamente, estas relaciones permiten obtener un intercambiador de calor que tiene mínima pérdida de presión y máxima transferencia de calor.

En una realización particular, al menos una de las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jfl}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j del intercambiador de calor mantiene un valor constante.

35

Esto permite una distribución tanto más uniforme de los tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor cuanto más constantes sean los valores de los diferentes parámetros.

- 5 En una realización particular, todas las distancias parametrizadas DT_{jf} son iguales, todas las distancias parametrizadas DG_j entre tubos (T_{ijk}) son iguales y el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es igual en el intercambiador de calor, y se cumple la expresión:

$$B = (n_S + 1)DG_j + n_S(n_{Fj} - 1)DT_{jf}$$

- 10 Ventajosamente, esto permite una distribución más uniforme de los tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor y una fabricación más sencilla del mismo.

- En una realización particular, todas las distancias parametrizadas $DL1_{jfl}$ son iguales, todas las distancias parametrizadas $DL3_{jn}$ son iguales, el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie
15 (S_j) es igual y el número (n_{cjf}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es igual, y se cumple la expresión:

$$L = (n_{cjf} - 1)DL1_{jfl} + \max(DL2_{jf})|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + 2DL3_{jn}$$

- 20 Ventajosamente, esto permite una distribución más uniforme de los tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor y una fabricación más sencilla y menos costosa del mismo.

- En una realización particular, el intercambiador de calor comprende dos colectores de entrada y dos colectores de salida, en los que cada uno de los serpentines (R_i) está conectado de manera alterna a un colector de entrada distinto y un colector de salida
25 distinto, de forma que la trayectoria del fluido de trabajo tiene un sentido que se alterna en cada serpentín (R_i).

- De esta forma, cada serpentín (R_i) adyacente se alterna en cuanto al sentido de circulación del fluido de trabajo.

30

Esto permite, de manera ventajosa, una distribución más homogénea del flujo de trabajo a lo largo del intercambiador de calor, mediante los distintos serpentines (R_i), lo que permite un intercambio de calor con el flujo de aire más homogéneo, y por tanto un perfil de

temperaturas también más homogéneo.

De manera adicional, esto permite una modularidad aumentada del intercambiador de calor, permitiéndose el cierre de determinados serpentines (R_i) mediante cualquier tipo de medio de cierre para operar sólo con ciertos serpentines (R_i) del intercambiador de calor, en caso de fugas en alguno de ellos o en caso de necesidades de transferencia térmica menores que la máxima que puede conseguirse con el intercambiador.

En una realización particular, los medios de cierre permiten el cierre de al menos un tubo (T_{ijk}), permitiendo el cierre de dicho tubo para labores de mantenimiento o en caso de necesidades de transferencia térmica menores que la máxima que puede conseguirse con el intercambiador.

En una realización particular, en el intercambiador de calor cada tubo (T_{ijk}) es un tubo (T_{ijk}) circular con igual diámetro exterior (\emptyset).

La sección transversal del tubo (T_{ijk}) viene determinada por el rango admisible de velocidades del fluido de trabajo. La determinación del diámetro interior de dicho tubo (T_{ijk}) viene, por tanto, también determinada por el rango admisible de velocidades del fluido de trabajo cuando este tubo (T_{ijk}) es circular. Por último, el diámetro exterior de dicho tubo (T_{ijk}) viene determinado por criterios de presión máxima que dicho tubo (T_{ijk}) deba aguantar u otros criterios estructurales o de fabricabilidad del intercambiador de calor.

Ventajosamente, el intercambiador de calor es fabricado con elementos comerciales, preferiblemente tubos circulares, lo que permite una reducción del coste de fabricación.

En una realización particular, el área total efectiva de transferencia térmica del intercambiador de calor, siendo todos los tubos (T_{ijk}) circulares, es la siguiente:

$$A = \pi \emptyset F H N$$

siendo F un factor de transferencia térmica promedio para todos los tubos (T_{ijk}).

En un segundo aspecto inventivo, la invención proporciona un túnel de viento que comprende al menos un intercambiador de calor como el del primer aspecto inventivo.

Esto permite que el flujo de aire que circula a lo largo de un túnel de viento mantenga un perfil de temperatura uniforme sin distorsión de su perfil de velocidades y pérdidas de presión bajas.

5 En un tercer aspecto inventivo, la invención proporciona un método de regulación de temperatura de un flujo de aire en el interior de un túnel de viento que comprende las siguientes etapas:

- 10 – proporcionar al menos un intercambiador de calor según el primer aspecto inventivo,
- medir la temperatura del flujo de aire en el interior del túnel de viento,
- regular la temperatura del flujo de aire modificando, o bien el número de tubos (T_{ijk}) operativos del intercambiador de calor mediante unos medios de cierre, o bien las
- 15 condiciones del fluido de trabajo, o bien las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$, y DG_j .

Dichas condiciones del fluido de trabajo modificables pueden ser o bien la temperatura, o bien la composición o bien el estado físico de dicho fluido.

20 La regulación mediante la modificación de distancias parametrizadas comprende tanto la modificación de las distancias durante el diseño del sistema como la modificación física de la disposición de al menos un tubo (T_{ijk}) una vez instalados todos los tubos (T_{ijk}).

25 La regulación de temperatura de un flujo de aire de un túnel de viento permite el control tanto de la temperatura como de la densidad de dicho flujo de aire, de manera que las condiciones tanto de ensayo como de vuelo en el interior del túnel de viento sean homogéneas y lo más ajustadas a la situación real correspondiente.

30 En una realización particular, la etapa de regular la temperatura del flujo de aire se realiza modificando las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j .

En un cuarto aspecto inventivo, la invención proporciona un método de diseño de un intercambiador de calor según el primer aspecto inventivo para un túnel de viento que

35 comprende las siguientes etapas:

- definir las dimensiones del intercambiador de calor, siendo dichas dimensiones la anchura (B), la altura (H) y la longitud (L),
- determinar el área total efectiva (A) de transferencia térmica del intercambiador de calor necesaria así como el factor de transferencia térmica (F_m) y el área total ($A_{tubo\ m}$) de transferencia térmica, de cada tubo (T_{ijk}),
- determinar el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor mediante la siguiente expresión:

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{tubo\ m} ,$$

- determinar el número de total (n_s) de series (S_j), el número total (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j), y el número total (n_{Cj}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j),

- determinar los siguientes parámetros:

- o la distancia (DT_{jf}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de una misma serie (S_j),

- o la distancia ($DL1_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de una misma serie (S_j),

- o la distancia ($DL2_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde o bien al cuarto borde, con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde o cuarto borde,

- o la distancia (DG_j),

- entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o
- entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o segundo borde y dicho primer borde o segundo borde del intercambiador de calor,

- o la distancia ($DL3_{jn}$) del tercer borde o cuarto borde al tubo (T_{ijk}) más próximo

de cada serie (S_j)

según las siguientes expresiones:

- 5
- $B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$
 - $L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S$
 - $L = \max(L_{jf}) \Big|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$

10

El área total (A_{tubo m}) de transferencia térmica de un tubo (T_{ijk}) se define en función de la sección de cada tubo, así como el número total (N) de tubos (T_{ijk}).

De manera adicional, una vez llevada a cabo la etapa de determinación de los parámetros especificados según las anteriores relaciones, se comprueba la correcta determinación del número total (N) de tubos (T_{ijk}) mediante la expresión:

$$N = \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}} n_{Cjf}$$

Ventajosamente, la determinación de los parámetros DT_{jf}, DL1_{jfl}, DL2_{jf}, DL3_{jn}, DG_j, n_S, n_{Fj} y n_{Cjf} permite el diseño de un intercambiador de calor de óptima transferencia térmica que tiene el flujo de aire del interior del túnel de viento y baja pérdida de presión.

En una realización particular, el método de diseño comprende además la etapa de determinar el número total (n_i) de serpentines (R_i), el número (g) de grupos (G_j) y el número (n_g) de tubos (T_{ijk}) en cada grupo (G_j), previamente a la etapa de determinar los distintos parámetros DT_{jf}, DL1_{jfl}, DL2_{jf}, DL3_{jn} y DG_j.

Esto permite, de manera ventajosa, una distribución más uniforme de los tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor y una fabricación más sencilla y menos costosa del mismo.

30

Todas las características y/o las etapas de métodos descritas en esta memoria (incluyendo las reivindicaciones, descripción y dibujos) pueden combinarse en cualquier combinación, exceptuando las combinaciones de tales características mutuamente excluyentes.

Descripción de los dibujos

5 Las anteriores y otras características y ventajas de la invención, se pondrán más claramente de manifiesto a partir de la siguiente descripción detallada de una forma preferida de realización, dada únicamente a título de ejemplo ilustrativo y no limitativo, con referencia a las figuras adjuntas.

10 La figura 1 muestra una vista en perspectiva de una realización del intercambiador de calor.

La figura 2A muestra una vista frontal de una realización del intercambiador de calor.

La figura 2B muestra una vista en planta del corte A-A de la figura 2A.

15 La figura 2C muestra una vista en detalle de la figura 2B.

La figura 3 muestra una vista frontal de una realización del intercambiador de calor.

20 La figura 4 muestra un diagrama de la disposición de una realización del intercambiador de calor en el interior del túnel de viento.

Las figuras 5A y 5B muestran la comparación de los contornos de perfiles de temperaturas del fluido en los intercambiadores de calor sometidos a ensayo.

25 Las figuras 6A y 6B muestran la comparación de los contornos de perfiles de velocidades del fluido en los intercambiadores de calor sometidos a ensayo.

Descripción detallada de una realización preferida de la invención

30 En la siguiente descripción detallada se utilizará la siguiente nomenclatura:

- Serpentín: R_i

- Grupo: G_j

35

- Serie: S_j

- Tubo: T_{ijk}
- Número total de serpentines: n_i
- 5 - Número total de grupos: g
- Número de tubos por grupo: n_g
- 10 - Filas: F_j
- Columnas: C_j
- Número total de filas(F_j) en cada serie (S_j): n_{Fj}
- 15 - Número total de columnas en cada serie (S_j) distribuidas según las filas (F_j): n_{cjf}
- Número total de series: n_s

20 La figura 1 muestra un intercambiador de calor (1) según una realización particular de la invención, previsto para su instalación en un túnel de viento (2).

Dicho intercambiador de calor (1) comprende una primera pared (3) como pared inferior y una segunda pared (4) como pared superior. El flujo de aire a refrigerar, procedente del túnel de viento (2), entra al intercambiador de calor (1) según la dirección representada en la figura 1, es decir, desde el borde (9) del intercambiador de calor (1) hacia el borde (10) del intercambiador de calor (1).

En esta realización, el número (n_i) de serpentines (R_i) es 55, comprendiendo cada uno de dichos serpentines (R_i) un total (g) de 6 grupos (G_j), y comprendiendo cada uno de estos grupos (G_j) un número (n_g) de 3 tubos (T_{ijk}).

Dicha disposición de tubos (T_{ijk}) conforma un total de 6 series (S_j), comprendiendo cada una de dichas series (S_j) un total (n_{Fj}) de 3 filas (F_j), siendo el número de filas (F_j) el número (n_g) de tubos (T_{ijk}) de cada grupo (G_j), y comprendiendo también un total (n_{cjf}) de 55 columnas (C_j), siendo dicho número de columnas (C_j) el número (n_i) de serpentines (R_i).

El número total (N) de tubos (T_{ijk}) en este ejemplo particular es de 990 tubos, según la disposición descrita.

- 5 El valor de los parámetros N , n_{Fj} , n_g , n_{cjt} , F_j , S_j , G_j , C_j , n_l son siempre valores enteros.

Dichos tubos (T_{ijk}) tienen todos sección cilíndrica, con un diámetro exterior de 28mm en este ejemplo particular.

- 10 El intercambiador de calor (1) comprende también dos colectores de entrada (5) y dos colectores de salida (6), que se encuentran conectados de manera alterna a cada uno de los serpentines (R_i). De esta forma, los serpentines (R_i) impares se encuentran conectados al colector de entrada (5) situado a la izquierda de la figura 1, y al colector de salida (6) situado a la derecha de la figura 1, mientras que los serpentines (R_i) pares están conectados a los
15 colectores de entrada (5) y de salida (6) restantes.

El fluido de trabajo circula por el interior de los serpentines (R_i) y accede a dicho serpentín (R_i) a través de los colectores de entrada (5) y abandona el serpentín (R_i) a través del colector de salida (6).

- 20 Según dicha disposición de conexiones de los serpentines (R_i) a los colectores de entrada (5) y salida (6) se obtiene un recorrido alterno del fluido de trabajo a través de los serpentines (R_i) pares e impares.

- 25 La figura 2A muestra una vista frontal de una realización de un intercambiador de calor (1), limitado mediante una primera pared (3) como pared inferior y una segunda pared (4) como pared superior, definiendo dichas paredes (3, 4) la altura (H) del intercambiador de calor (1).

En esta realización particular, dicha altura (H) tiene un valor de 3 m.

- 30 En esta figura se observa el primer serpentín (R_i) del intercambiador de calor (1), formado por tubos (T_{ijk}) unidos entre sí, mediante codos. Dichos codos permiten la comunicación fluidica tanto entre tubos (T_{ijk}) del mismo grupo (G_j) como entre grupos (G_j).

- 35 Estos codos quedan fuera del flujo de aire, estando situados fuera de las paredes (3, 4) del intercambiador de calor. Esto también ocurre con los colectores de entrada (5) y los

colectores de salida (6). Esto permite que el flujo de aire no encuentre obstáculos a su paso, a excepción de los tubos (T_{ijk}), de manera que se minimiza la pérdida de presión.

5 La figura 2B muestra una vista en planta del corte A-A realizado sobre la vista frontal de la figura 2A.

Dicha vista en planta muestra las dimensiones restantes del intercambiador de calor (1), es decir, su anchura (B) y su longitud (L). En esta realización particular, la anchura (B) tiene un valor de 6 m y la longitud (L) tiene un valor de 3,5 m.

10

La figura 2B muestra también la disposición de los 55 serpentines (R_i) y las 6 series (S_j) que éstos forman. En cada una de las series (S_j) se observan también los distintos grupos (G_j), que conforman dicha serie (S_j). Como se observa, una serie (S_j) es la agrupación del mismo grupo (G_j) de cada serpentín (R_i). Por ejemplo, la serie (S_1) es el conjunto de grupos (G_1) de los 55 serpentines que conforman el intercambiador de calor (1).

15

La disposición de cada tubo (T_{ijk}) en función de la fila (F_j) y columna (C_j) a la que pertenece está representada también en la figura 2B, donde se observa tanto la disposición entre distintas series (S_j) como la distribución desplazada de filas (F_j) y columnas (C_j), según una parametrización que se detalla a continuación.

20

La figura 2C muestra un detalle (C), tomado de la vista en planta del corte de la figura 2B.

Esta realización particular muestra los distintos parámetros que definen la distribución de los tubos (T_{ijk}) en el intercambiador de calor.

25

En primer lugar, este detalle muestra parcialmente dos series (S_j), las series S_5 y S_6 en esta realización, y los distintos grupos (G_j) en cada una de ellas. Cada serie (S_j) está formada por 3 filas (F_j) y en las cuales se muestran un máximo de 10 columnas (C_j).

30

Los parámetros dimensionados en esta realización particular son DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$ y DG_j siendo todos ellos constantes entre distintas series (S_j), a excepción de los valores de $DL2_{jf}$ en cada serie (S_j), que toma un valor cero para las filas impares de cada serie (F_1 y F_3) y un valor constante para las filas pares (F_2).

35

En primer lugar, DT_{jf} define la distancia existente entre dos filas (F_j) de una misma serie (S_j).

En este ejemplo particular, dicha distancia tiene un valor de 112 mm, de manera que permite el acceso de un operario o máquina para trabajos de mantenimiento de cada uno de los tubos (T_{ijk}) de las filas pares (F_2) de cada serie (S_j). Esta distancia permite también la formación de un conducto longitudinal, es decir, en la dirección de paso del flujo de aire, para el paso de dicho flujo de aire.

La distancia $DL1_{jf}$ define la distancia existente entre dos tubos (T_{ijk}) de una misma fila (F_j), estando dichos dos tubos (T_{ijk}) de una misma fila (F_j) siempre perfectamente alineados. El valor de la distancia $DL1_{jf}$ es de 59 mm en esta realización particular.

Esta distancia permite que el flujo de aire incidente en ambos tubos (T_{ijk}) siga una trayectoria adecuada para un mejor uso del área de transferencia térmica del tubo (T_{ijk}) situado detrás del anterior.

La distancia $DL2_{jf}$ define la distancia existente entre dos tubos (T_{ijk}) de dos filas (F_j) distintas y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima al tercer borde (9), con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde (9). Pese a que en la figura 2C las columnas (C_j) se encuentran desplazadas, éstas se corresponden una a una. La figura 2B muestra la disposición de una columna, es decir, un serpentín (R_i). El valor de la distancia $DL2_{jf}$ es de 0 mm para las filas impares (F_1 y F_3) y 84 mm para las filas pares (F_2) en esta realización particular.

Esta distancia permite que el flujo de aire incida sobre una mayor superficie de tubos (T_{ijk}), reduciendo la separación del flujo, de manera que aumenta la transferencia de calor y disminuye la pérdida de presión del intercambiador (1).

La distancia DG_j define la distancia existente entre los dos tubos (T_{ijk}) más próximos de dos series (S_j) consecutivas. La distancia DG_j define también la distancia existente entre los tubos (T_{ijk}) de las filas (F_j) situadas en los extremos de la distribución del número total (N) de tubos (T_{ijk}) y los bordes (7, 8) del intercambiador (1), situados a izquierda y derecha de las figuras 2B y 2C. El valor de la distancia DG_j es de 665 mm en esta realización particular.

Esta distancia permite tanto el acceso de un operario o máquina como el movimiento libre de éstos para trabajos de mantenimiento de cada uno de los tubos (T_{ijk}) de las filas impares (F_1 y F_3) de cada serie (S_j). Esta distancia permite también la formación de un conducto longitudinal, es decir, en la dirección de paso del flujo de aire, para el paso de dicho flujo de

aire.

En una realización particular se dimensiona también el parámetro $DL3_{jn}$.

- 5 Dicha distancia $DL3_{jn}$ define la distancia entre los bordes (9, 10) del intercambiador de calor (1) y el tubo (T_{ijk}) más próximo en cada caso.

Esta distancia se toma durante la parametrización, de manera habitual, como la mínima distancia necesaria para la correcta construcción y fabricación del intercambiador de calor
10 (1). En esta realización particular la $DL3_{jn}$ toma un valor de 115 mm.

La figura 3 muestra una vista frontal de la realización particular de intercambiador de calor (1) descrito en las figuras anteriores.

- 15 Se observa en esta figura la situación de las paredes (3, 4) inferior y superior así como uno de los serpentines (R_i), conectado al colector de entrada (5) y al colector de salida (6).

La figura muestra también la conexión entre los distintos tubos (T_{ijk}) que conforman el serpentín, mediante codos, y la parametrización relacionada con los conductos que permiten
20 el paso del flujo de aire así como el mantenimiento de cada tubo (T_{ijk}) tanto por un operario como por una máquina adaptada para este fin.

Por último, la figura 4 muestra un esquema de un túnel de viento (2) por el cual circula un flujo de aire. Se representa, ya instalado, un intercambiador de calor (1) en dicho túnel de
25 viento (2).

Puede observarse cómo, en la posición operativa, el intercambiador de calor (1) tiene conexiones fluidicas entre los tubos (T_{ijk}) y los colectores de entrada (5) y los colectores de salida (6) situados fuera del conducto real del túnel de viento (2) por el cual circula el flujo de
30 aire.

Pruebas y simulaciones

Con el fin de demostrar la importancia de la parametrización de las variables mencionadas
35 (DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$, DG_j , n_s , n_{Fj} y n_{Cjf}), especialmente la influencia de los parámetros DT_{jf} , $DL2_{jf}$, y DG_j en el rendimiento del intercambiador de calor, se han llevado a cabo varias

pruebas y simulaciones para comparar los resultados de rendimiento de intercambiadores de calor diferentes al variar los valores de dichos parámetros.

Estas pruebas y simulaciones se han llevado a cabo con software de dinámica de fluidos computacional (CFD), y consisten en comparar las pérdidas de presión y las caídas de temperatura de los intercambiadores de calor estudiados, con el fin de establecer las diferencias de rendimiento y comportamiento de dichos intercambiadores de calor dependiendo de los valores dados a los diferentes parámetros ya mencionados; es decir los parámetros DT_{jf} , DG_j y $DL2_{jf}$.

10

Se han estudiado dos intercambiadores de calor diferentes con valores diferentes de tales parámetros.

El primer intercambiador de calor (IC1) es el dado a conocer en la realización preferida ya descrita, con los valores de parámetros dados, mientras que el segundo intercambiador de calor (IC2) corresponde a un intercambiador de calor conocido con una distribución clásica de tubos, en el que se disponen dichos tubos como un haz de tubos alineados, que tiene distancias longitudinales iguales y distancias transversales iguales entre tubos. Los valores de los parámetros de ambos intercambiadores de calor son los siguientes:

20

IC2	IC1
DL2 = 0 mm (para cada tubo)	DL2 = 84 mm > 0
DT = DG = 315,8 mm	DT = 112 mm < DG = 665 mm

Dos comparaciones diferentes se han sometido a prueba y se muestran en las figuras 5a, 5b, 6a y 6b. Para ambos casos, el flujo de aire entra en el intercambiador de calor desde la parte superior de las figuras y sale de dicho intercambiador de calor desde la parte inferior de dichas figuras.

25

Las figuras 5A y 5B muestran los contornos de perfil de temperaturas del fluido en los intercambiadores de calor sometidos a prueba. Pueden observarse resultados de la evolución de temperatura del fluido de IC1 en la figura 5A, en la que existe una estela de fluido enfriado en la salida del intercambiador de calor, más intensa que la observada para IC2 en la figura 5B, disminuyendo la temperatura de salida media. Por consiguiente, la transferencia térmica es más alta para IC1, lo que demuestra que las condiciones de parámetros dadas en la realización preferida mejoran el rendimiento del intercambiador de

30

calor conocido IC2.

Las figuras 6A y 6B muestran los contornos de perfil de velocidades del fluido en los mismos intercambiadores de calor sometidos a prueba. Pueden observarse resultados de la distribución de velocidad del fluido de IC1 en la figura 6A, en la que la estela del flujo para cada uno de los dos conjuntos de tubos es ligeramente más ancha que la mostrada para cada uno de los seis conjuntos de tubos de IC2, lo cual puede observarse en la figura 6B, que indica una pérdida de presión más alta para este área en la distribución con dos conjuntos de tubos (IC1). Estos dos conjuntos de tubos pueden dar lugar potencialmente a pérdidas de presión locales más altas que los tubos separados de manera equitativa en la distribución de IC2. Sin embargo, debido a la parametrización realizada en IC1, relacionada con los valores de DG, DT y DL2, las pérdidas de presión locales en los conductos en los que DG se mide serán considerablemente inferiores para IC1. Por consiguiente, una distribución de tubos de este tipo como la proporcionada en IC1 puede dar lugar a pérdidas de presión locales más altas en las regiones afectadas por la estela del flujo, pero a una pérdida de presión global inferior, lo que demuestra que las condiciones de parámetros dadas en este ejemplo (es decir, en la presente invención) mejoran el rendimiento de un intercambiador de calor.

La siguiente tabla presenta también los resultados obtenidos a partir de las simulaciones de CFD en el sistema por unidad:

Intercambiador de calor	Pérdidas de presión [p.u.]	Caída de temperatura [p.u.]
IC1	0,93	1,09
IC2	1	1

Tal como se muestra en la tabla, IC1, es decir, el intercambiador de calor de la realización preferida, tiene pérdidas de presión inferiores al tiempo que mejora su caída de temperatura, por tanto, mejorando el rendimiento del intercambiador de calor.

Por consiguiente, la parametrización de un intercambiador de calor según el primer aspecto inventivo proporciona un intercambiador de calor en el que el intercambio de calor con el fluido es más alto, al tiempo que da como resultado pérdidas de presión inferiores.

Observaciones adicionales

La presente invención se dirige también a:

[1] Intercambiador de calor (1) para túneles de viento (2), que comprende:

5

- al menos una primera pared (3) y una segunda pared (4), comprendiendo cada pared (3, 4) al menos un primer borde (7), un segundo borde (8), un tercer borde (9) y un cuarto borde (10),

10

- un número total (N) de tubos (T_{ijk}) adaptados para contener un fluido de trabajo, conformando al menos una pluralidad de dichos tubos (T_{ijk}) al menos una serie (S_j), siendo el número total (n_s) de series (S_j),

15

- al menos un colector de entrada (5) del fluido de trabajo conectado a un primer extremo de al menos un tubo (T_{ijk}), y

- al menos un colector de salida (6) del fluido de trabajo conectado a un segundo extremo de al menos un tubo (T_{ijk}),

20

en donde los tubos (T_{ijk}) de cada serie (S_j) forman una pluralidad (n_{Fj}) de filas (F_j) y una pluralidad (n_{Cj}) de columnas (C_j) distribuidas según las filas (F_j), y donde:

- la distancia (DT_{jf}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de la misma serie (S_j),

25

- la distancia ($DL1_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de la misma serie (S_j),

30

- la distancia ($DL2_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde (9) o bien al cuarto borde (10), con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde (9) o cuarto borde (10),

- la distancia (DG_j),

35

- o entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o

- o entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o el segundo borde (7, 8) y dicho primer borde o segundo borde (7, 8) del intercambiador de calor (1),

están parametrizadas de forma que:

5

- la parametrización relativa a las filas (F_j) optimiza principalmente la pérdida de presión del intercambiador de calor (1), y

10

- la parametrización relativa a las columnas (C_j) optimiza principalmente el área total de transferencia total efectiva del intercambiador de calor (1).

[2] Intercambiador de calor (1) según [1], en donde al menos dos tubos (T_{ijk}) están en comunicación fluidica, conformando al menos un serpentín (R_i).

15

[3] Intercambiador de calor (1) según [2], que comprende una pluralidad (n_i) de serpentines (R_i), donde:

- cada serpentín (R_i) comprende una pluralidad (g) de grupos (G_j), y

20

- cada grupo (G_j) comprende una pluralidad (n_g) de tubos (T_{ijk}),

en donde cada serie (S_j) está formada por el mismo grupo (G_j) de cada serpentín (R_i), y donde:

25

- el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es el número de tubos (T_{ijk}) que comprende cada grupo (G_j), y

- el número (n_{Cjf}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es el número de serpentines (R_i).

30

[4] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-3], donde el número total de tubos (N) cumple la expresión:

$$N = \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}} n_{Cjf}$$

[5] Intercambiador de calor (1) según [3], donde el número total de tubos (N) cumple la

expresión:

$$N = g \cdot n_l \cdot n_g$$

[6] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-5], donde el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor (1) se obtiene de la siguiente relación:

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{tubo\ m} ,$$

siendo A el área total efectiva de transferencia térmica del intercambiador de calor (1), F_m un factor de transferencia térmica y $A_{tubo\ m}$ el área de transferencia térmica total de un tubo (T_{ijk}).

[7] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-6], donde la distancia ($DL3_{jn}$) es la distancia del tercer borde o el cuarto borde (9, 10) al tubo (T_{ijk}) más próximo de cada serie (S_j), siendo esta distancia, preferiblemente, la distancia mínima establecida por construcción del intercambiador de calor (1).

[8] Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 7, donde las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jfl}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j de dicho intercambiador de calor (1) cumplen las siguientes expresiones según la anchura (B) y la longitud (L) del intercambiador de calor (1):

- $B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$
- $L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S, \text{ donde}$
- $L = \max(L_{jf}) \Big|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$

[9] Intercambiador de calor (1) según [8], donde al menos una de las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jfl}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j mantiene un valor constante.

[10] Intercambiador de calor (1) según [8] ó [9], donde todas las distancias parametrizadas DT_{jf} son iguales, todas las distancias parametrizadas DG_j entre tubos (T_{ijk}) son iguales y el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es igual, y se cumple la siguiente

expresión:

$$B = (n_S + 1)DG_j + n_S(n_{F_j} - 1)DT_{jf}$$

[11] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [8-10], donde todas las distancias parametrizadas $DL1_{jfl}$ son iguales, todas las distancias parametrizadas $DL3_{jn}$ son iguales, el número (n_{F_j}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es igual y el número (n_{c_jf}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es igual, y donde se cumple la siguiente expresión:

$$L = (n_{c_jf} - 1)DL1_{jfl} + \max(DL2_{jff})\big|_{f=1,\dots,n_{F_j}} + 2DL3_{jn}$$

10 [12] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [2-11], donde dicho intercambiador de calor (1) comprende:

- dos colectores de entrada (5), y

15 - dos colectores de salida (6)

donde cada uno de los serpentines (R_i) está conectado de manera alterna a un colector de entrada (5) distinto y un colector de salida (6) distinto, de forma que la trayectoria del fluido de trabajo tiene un sentido que se alterna en cada serpentín (R_i).

20

[13] Intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-12], donde cada tubo (T_{ijk}) es un tubo circular con igual diámetro exterior (Φ).

[14] Túnel de viento (2) que comprende al menos un intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-13].

25

[15] Método de regulación de temperatura de un flujo de aire en el interior de un túnel de viento (2) que comprende las siguientes etapas:

30 - proporcionar al menos un intercambiador de calor (1) según cualquiera de [1-13],

- medir la temperatura del flujo de aire en el interior del túnel de viento (2),

- regular la temperatura del flujo de aire modificando el número de tubos (T_{ijk}) operativos del intercambiador de calor (1) mediante unos medios de cierre, o las condiciones del fluido de trabajo, o las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jfl}$, $DL2_{jf}$ y DG_j .

5

[16] Método de diseño para diseñar un intercambiador de calor (1) para un túnel de viento (2) según cualquiera de [7-13], que comprende las siguientes etapas:

10

- definir las dimensiones del intercambiador de calor (1), siendo dichas dimensiones la anchura (B), la altura (H) y la longitud (L),
- determinar el área total efectiva (A) de transferencia térmica del intercambiador de calor (1) necesaria así como el factor de transferencia térmica (F_m) y el área total ($A_{tubo\ m}$) de transferencia térmica, de cada tubo (T_{ijk}),

15

- determinar el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor (1) mediante la siguiente expresión:

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{tubo\ m} ,$$

20

- determinar el número de total (n_s) de series (S_j), el número total (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j), y el número total (n_{Cjf}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j),
- determinar los siguientes parámetros:

25

- o la distancia (DT_{jf}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de una misma serie (S_j),

30

- o la distancia ($DL1_{jfl}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de una misma serie (S_j),

35

- o la distancia ($DL2_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde (9) o bien al cuarto borde (10), con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde (9) o cuarto borde (10),

- la distancia (DG_j),
 - entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o
 - 5 ▪ entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o al segundo borde (7, 8) y dicho primer borde o segundo borde (7, 8) del intercambiador de calor (1),
- 10 ○ la distancia ($DL3_{jn}$) del tercer borde o cuarto borde (9, 10) al tubo (T_{ijk}) más próximo de cada serie (S_j)

según las siguientes expresiones:

$$○ \quad B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$$

15

$$○ \quad L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S$$

$$○ \quad L = \max(L_{jf}) \Big|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$$

20 [17] Método de diseño para diseñar un intercambiador de calor (1) según [16], que comprende además la etapa de determinar el número total (n_i) de serpentines (R_i), el número (g) de grupos (G_j) y el número (n_g) de tubos (T_{ijk}) en cada grupo (G_j), previamente a la etapa de determinar los distintos parámetros DT_{jf} , $DL1_{jn}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j .

25

REIVINDICACIONES

1. Intercambiador de calor (1) para túneles de viento (2), que comprende:

5 - al menos una primera pared (3) y una segunda pared (4), comprendiendo cada pared (3, 4) al menos un primer borde (7), un segundo borde (8), un tercer borde (9) y un cuarto borde (10),

10 - un número total (N) de tubos (T_{ijk}) adaptados para contener un fluido de trabajo, conformando al menos una pluralidad de dichos tubos (T_{ijk}) al menos una serie (S_j), siendo el número total (n_s) de series (S_j),

15 - al menos un colector de entrada (5) del fluido de trabajo conectado a un primer extremo de al menos un tubo (T_{ijk}), y

- al menos un colector de salida (6) del fluido de trabajo conectado a un segundo extremo de al menos un tubo (T_{ijk}),

20 en donde los tubos (T_{ijk}) de cada serie (S_j) forman una pluralidad (n_{Fj}) de filas (F_j) y una pluralidad (n_{Cj}) de columnas (C_j) distribuidas según las filas (F_j), y donde:

- la distancia (DT_{jr}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de la misma serie (S_j),

25 - la distancia ($DL1_{jn}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de la misma serie (S_j),

30 - la distancia ($DL2_{jn}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde (9) o bien al cuarto borde (10), con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde (9) o cuarto borde (10),

- la distancia (DG_j),

35 ○ entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o

○ entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o el segundo borde (7, 8) y dicho primer borde o segundo borde (7, 8) del intercambiador de calor (1),

están parametrizadas de forma que:

40

- distancia (DL_{2jf}) > 0, y
- distancia (DG_j) > distancia (DT_{jf}),

5 de forma que:

- la parametrización relativa a las filas (F_j) optimiza principalmente la pérdida de presión del intercambiador de calor (1), y
- la parametrización relativa a las columnas (C_j) optimiza principalmente el área total de transferencia total efectiva del intercambiador de calor (1).

10 2. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 1, en donde al menos dos tubos (T_{ijk}) están en comunicación fluidica, conformando al menos un serpentín (R_i).

15 3. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 2, que comprende una pluralidad (n_i) de serpentines (R_i), donde:

- cada serpentín (R_i) comprende una pluralidad (g) de grupos (G_j), y
- cada grupo (G_j) comprende una pluralidad (n_g) de tubos (T_{ijk}),

20 donde cada serie (S_j) está formada por el mismo grupo (G_j) de cada serpentín (R_i), y donde:

- el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es el número de tubos (T_{ijk}) que comprende cada grupo (G_j), y
- el número (n_{Cj}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es el número de serpentines (R_i).

30 4. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde el número total de tubos (N) cumple la expresión:

$$N = \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}} n_{Cjf}$$

35 5. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 3, donde el número total de tubos (N) cumple la expresión:

$$N = g \cdot n_i \cdot n_g$$

6. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor (1) se obtiene de la siguiente relación:

5

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{tubo\ m} ,$$

siendo A el área total efectiva de transferencia térmica del intercambiador de calor (1), F_m un factor de transferencia térmica y $A_{tubo\ m}$ el área de transferencia térmica total de un tubo (T_{ijk}).

10

7. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la distancia ($DL3_{jn}$) es la distancia del tercer borde o el cuarto borde (9, 10) al tubo (T_{ijk}) más próximo de cada serie (S_j), siendo esta distancia, preferiblemente, la distancia mínima establecida por construcción del intercambiador de calor (1).

15

8. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 7, donde las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jn}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j de dicho intercambiador de calor (1) cumplen las siguientes expresiones según la anchura (B) y la longitud (L) del intercambiador de calor (1):

20

$$\circ B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$$

$$\circ L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S, \text{ donde}$$

25

$$\circ L = \max(L_{jf}) \Big|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$$

9. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 8, donde al menos una de las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jn}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j mantiene un valor constante.

30

10. Intercambiador de calor (1) según la reivindicación 8 ó 9, donde todas las distancias parametrizadas DT_{jf} son iguales, todas las distancias parametrizadas DG_j entre tubos (T_{ijk}) son iguales y el número (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es igual, y se cumple la siguiente expresión:

35

$$B = (n_S + 1)DG_j + n_S(n_{F_j} - 1)DT_{jf}$$

11. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones 8 a 10, donde todas las distancias parametrizadas $DL1_{jfn}$ son iguales, todas las distancias parametrizadas $DL3_{jn}$ son iguales, el número (n_{F_j}) de filas (F_j) de cada serie (S_j) es igual y el número (n_{C_j}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j) es igual, y donde se cumple la siguiente expresión:

$$L = (n_{C_{jf}} - 1)DL1_{jfl} + \max(DL2_{jf})|_{f=1, \dots, n_{F_j}} + 2DL3_{jn}$$

12. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones 2 a 11, donde dicho intercambiador de calor (1) comprende:

- dos colectores de entrada (5), y
- dos colectores de salida (6)

donde cada uno de los serpentines (R_i) está conectado de manera alterna a un colector de entrada (5) distinto y un colector de salida (6) distinto, de forma que la trayectoria del fluido de trabajo tiene un sentido que se alterna en cada serpentín (R_i).

13. Intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde cada tubo (T_{ijk}) es un tubo circular con igual diámetro exterior (Φ).
14. Túnel de viento (2) que comprende al menos un intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores.
15. Método de regulación de temperatura de un flujo de aire en el interior de un túnel de viento (2) que comprende las siguientes etapas:
- proporcionar al menos un intercambiador de calor (1) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 13,
 - medir la temperatura del flujo de aire en el interior del túnel de viento (2),
 - regular la temperatura del flujo de aire modificando el número de tubos (T_{ijk}) operativos del intercambiador de calor (1) mediante unos medios de cierre, o las

condiciones del fluido de trabajo, o las distancias parametrizadas DT_{jf} , $DL1_{jn}$, $DL2_{jf}$ y DG_j .

16. Método de diseño para diseñar un intercambiador de calor (1) para un túnel de viento (2) según cualquiera de las reivindicaciones 7 a 13, que comprende las siguientes etapas:

- definir las dimensiones del intercambiador de calor (1), siendo dichas dimensiones la anchura (B), la altura (H) y la longitud (L),

- determinar el área total efectiva (A) de transferencia térmica del intercambiador de calor (1) necesaria así como el factor de transferencia térmica (F_m) y el área total ($A_{tubo\ m}$) de transferencia térmica, de cada tubo (T_{ijk}),

- determinar el número total (N) de tubos (T_{ijk}) del intercambiador de calor (1) mediante la siguiente expresión:

$$A = \sum_{m=1}^N F_m A_{tubo\ m} ,$$

- determinar el número de total (n_s) de series (S_j), el número total (n_{Fj}) de filas (F_j) de cada serie (S_j), y el número total (n_{Cjf}) de columnas (C_j) de cada serie (S_j),

- determinar los siguientes parámetros:

o la distancia (DT_{jf}) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) de una misma serie (S_j),

o la distancia ($DL1_{jn}$) entre tubos (T_{ijk}) de la misma fila (F_j) y de distintas columnas (C_j) de una misma serie (S_j),

o la distancia ($DL2_{jf}$) entre tubos (T_{ijk}) de distintas filas (F_j) y la misma columna (C_j), siendo dicha columna (C_j) la más próxima o bien al tercer borde (9) o bien al cuarto borde (10), con respecto al tubo (T_{ijk}) de la misma serie (S_j) más próximo a dicho tercer borde (9) o cuarto borde (10),

o la distancia (DG_j),

- entre los tubos (T_{ijk}) más próximos de series (S_j) adyacentes, o
- entre el tubo (T_{ijk}) más próximo al primer borde o al segundo borde (7, 8) y dicho primer borde o segundo borde (7, 8) del intercambiador de calor (1),
- la distancia ($DL3_{jn}$) del tercer borde o cuarto borde (9, 10) al tubo (T_{ijk}) más próximo de cada serie (S_j)

5

10 según las siguientes expresiones:

$$○ B = \sum_{j=1}^{n_S+1} DG_j + \sum_{j=1}^{n_S} \sum_{f=1}^{n_{Fj}-1} DT_{jf}$$

$$○ L_{jf} = \left[\left(\sum_{l=1}^{n_{Cjf}-1} DL1_{jfl} \right) + DL2_{jf} \right], \forall f = 1, \dots, n_{Fj} \text{ y } \forall j = 1, \dots, n_S$$

15

$$○ L = \max(L_{jf}) \Big|_{f=1, \dots, n_{Fj}} + \sum_{n=1}^2 DL3_{jn}, \forall j = 1, \dots, n_S$$

17. Método de diseño para diseñar un intercambiador de calor (1) según la reivindicación 16, que comprende además la etapa de determinar el número total (n_i) de serpentines (R_i), el número (g) de grupos (G_j) y el número (n_g) de tubos (T_{ijk}) en cada grupo (G_j), previamente a la etapa de determinar los distintos parámetros DT_{jf} , $DL1_{jf}$, $DL2_{jf}$, $DL3_{jn}$ y DG_j .

20

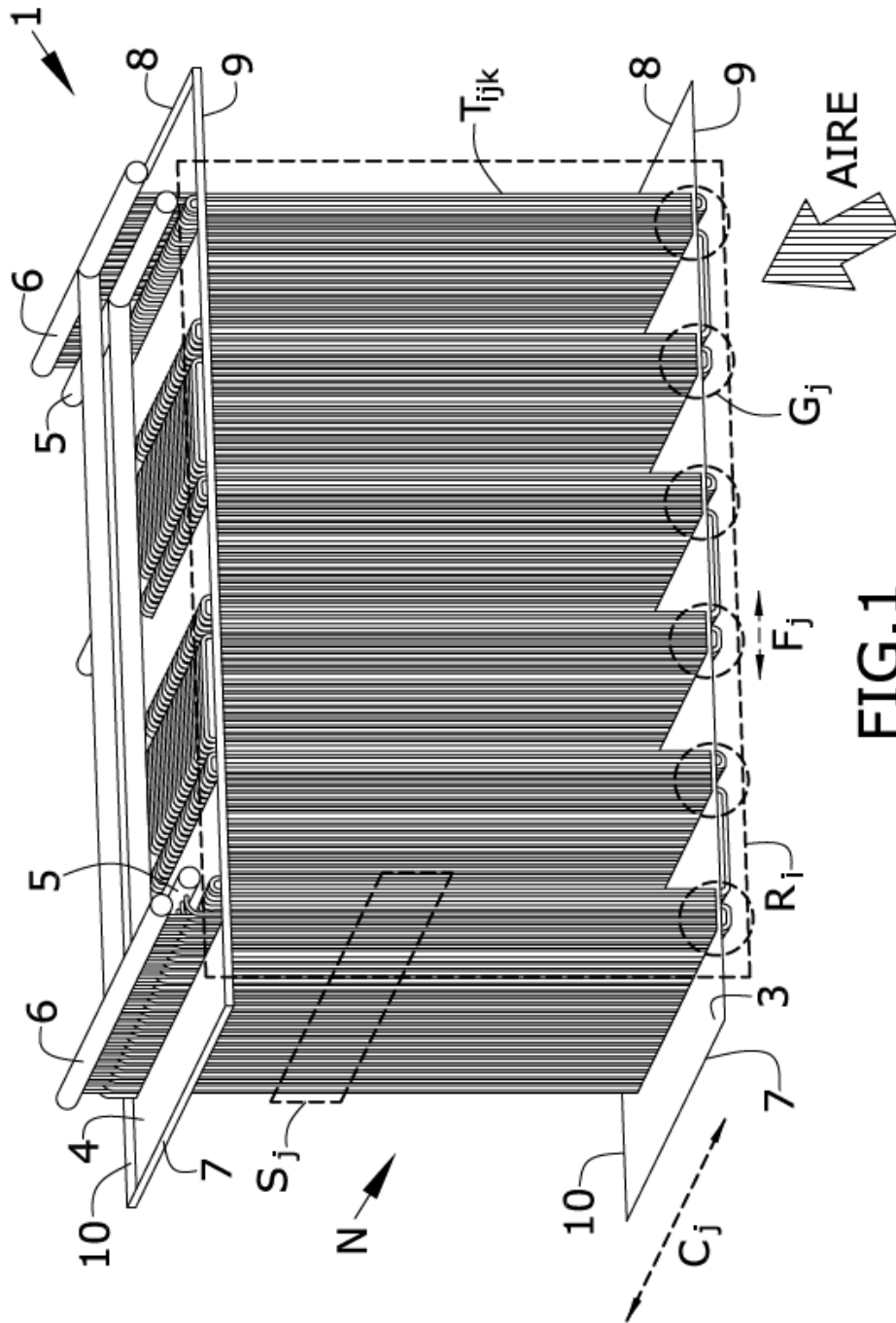


FIG.1

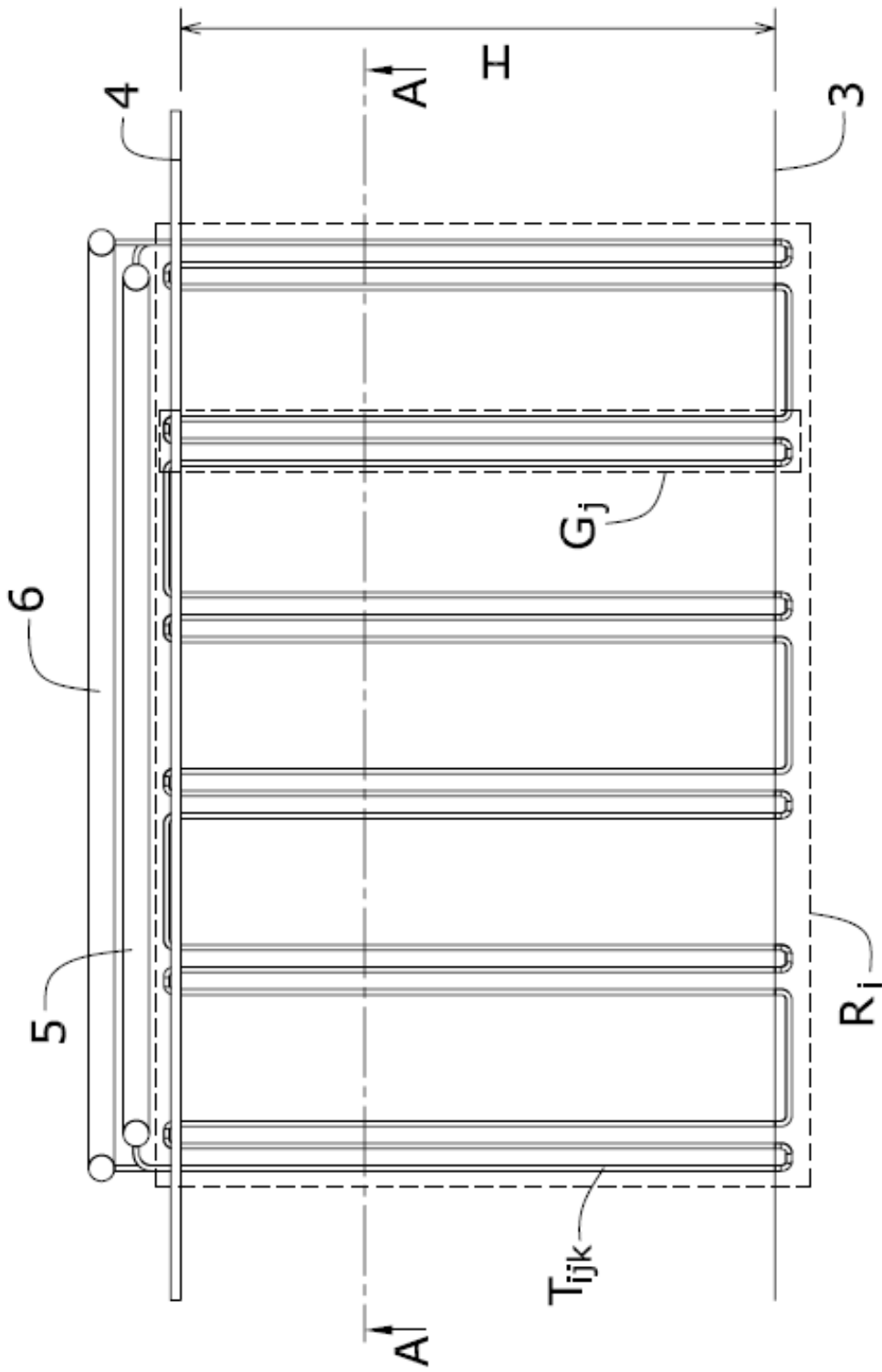


FIG.2A

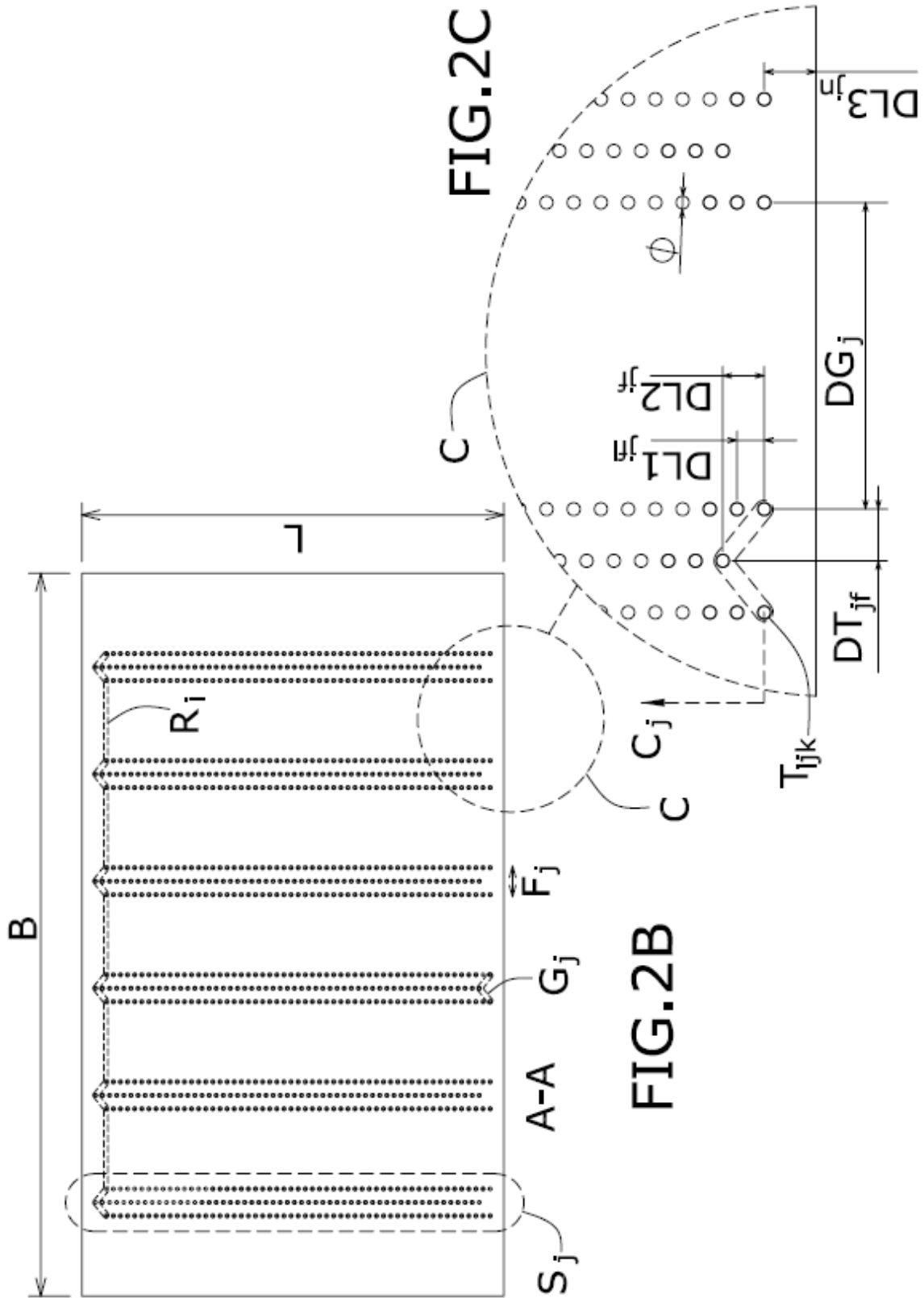


FIG. 2B

FIG. 2C

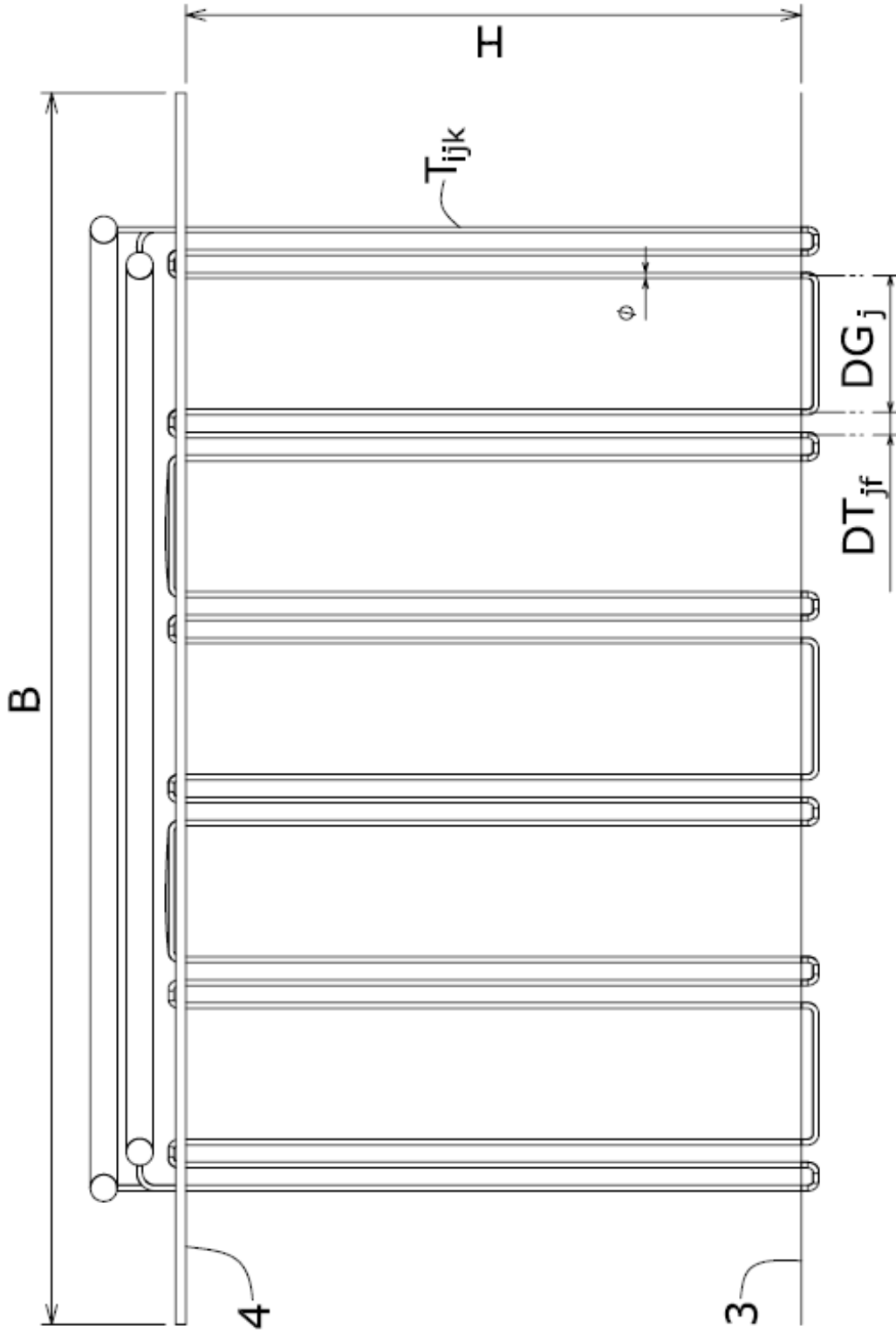


FIG.3

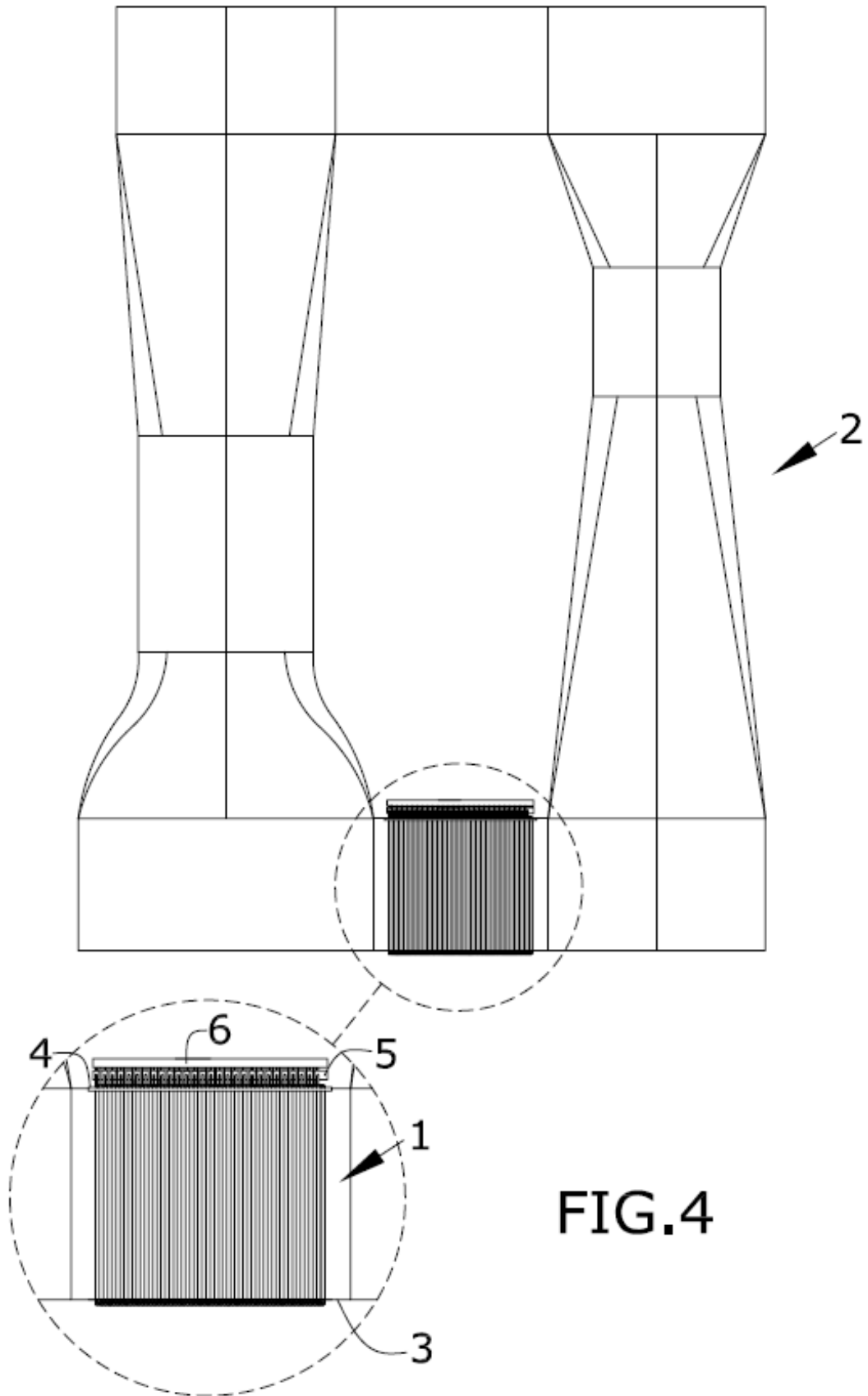


FIG. 4

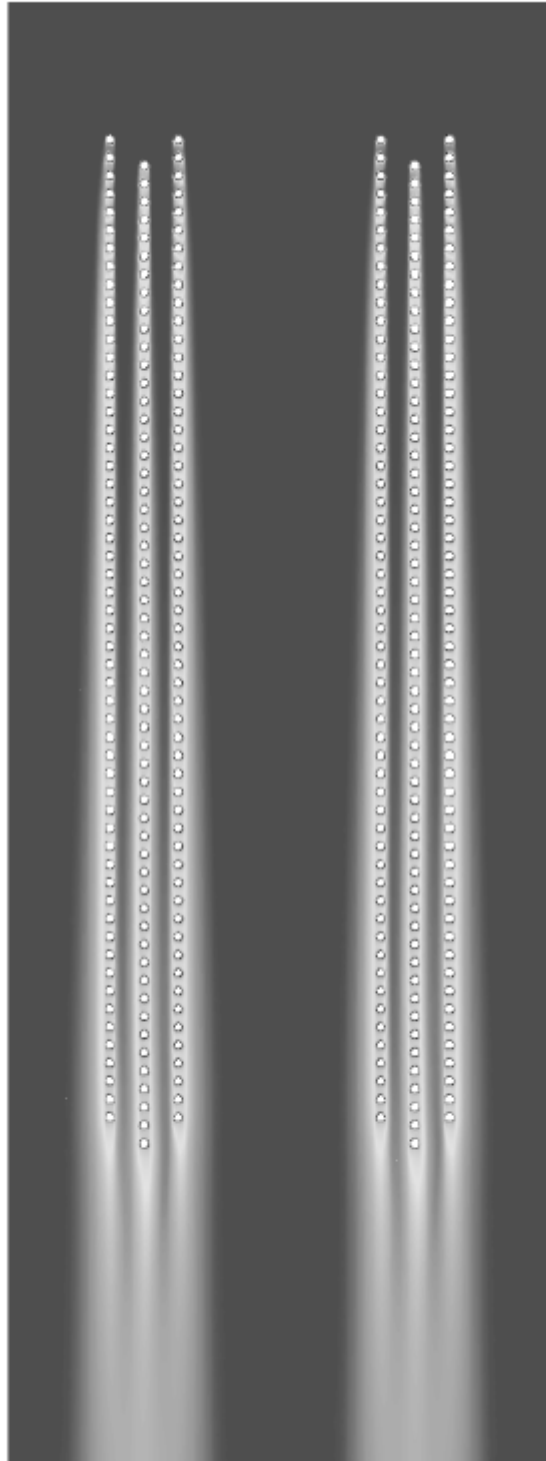


FIG. 5A

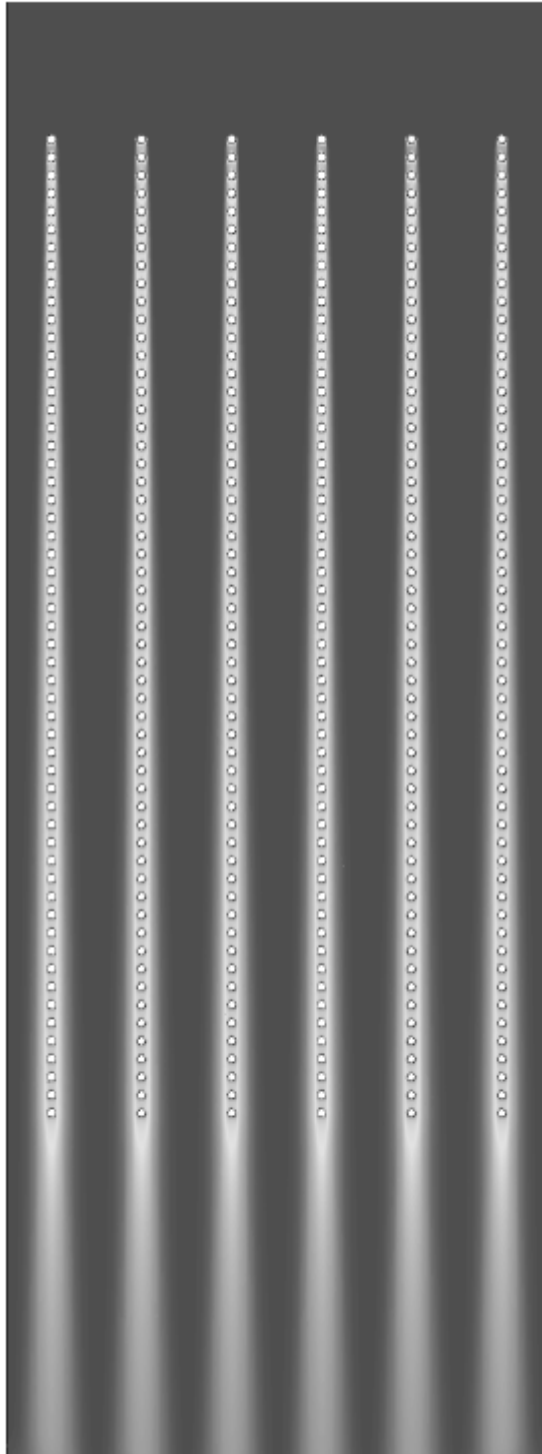


Fig. 5B

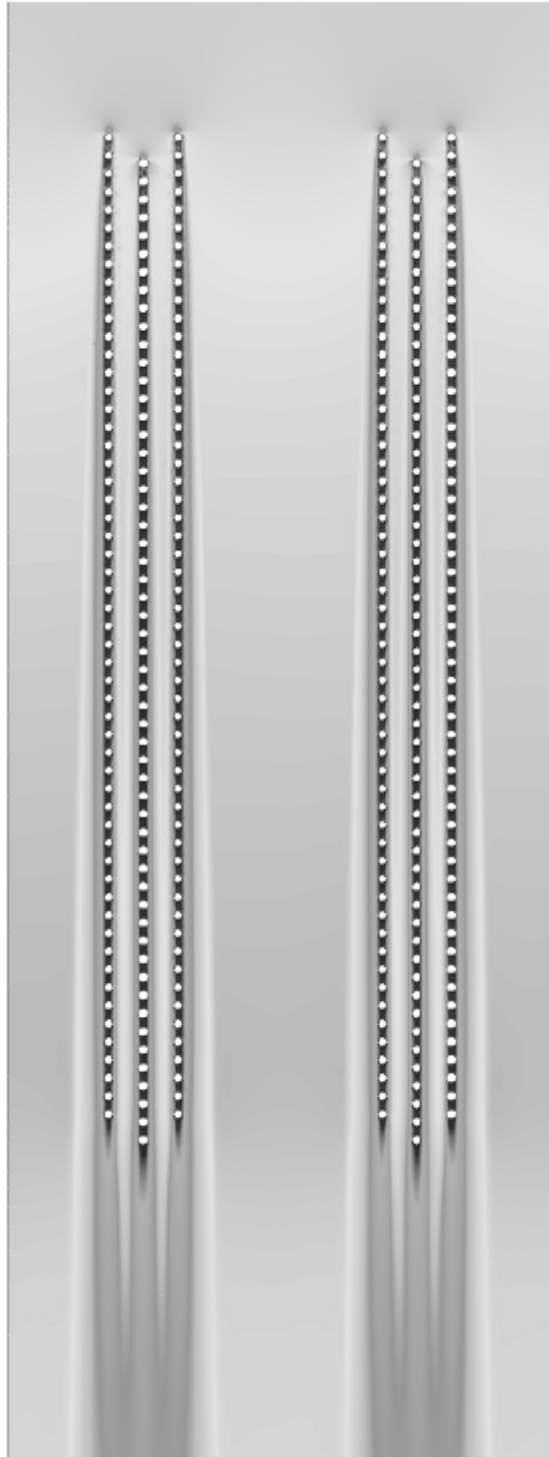


Fig. 6A

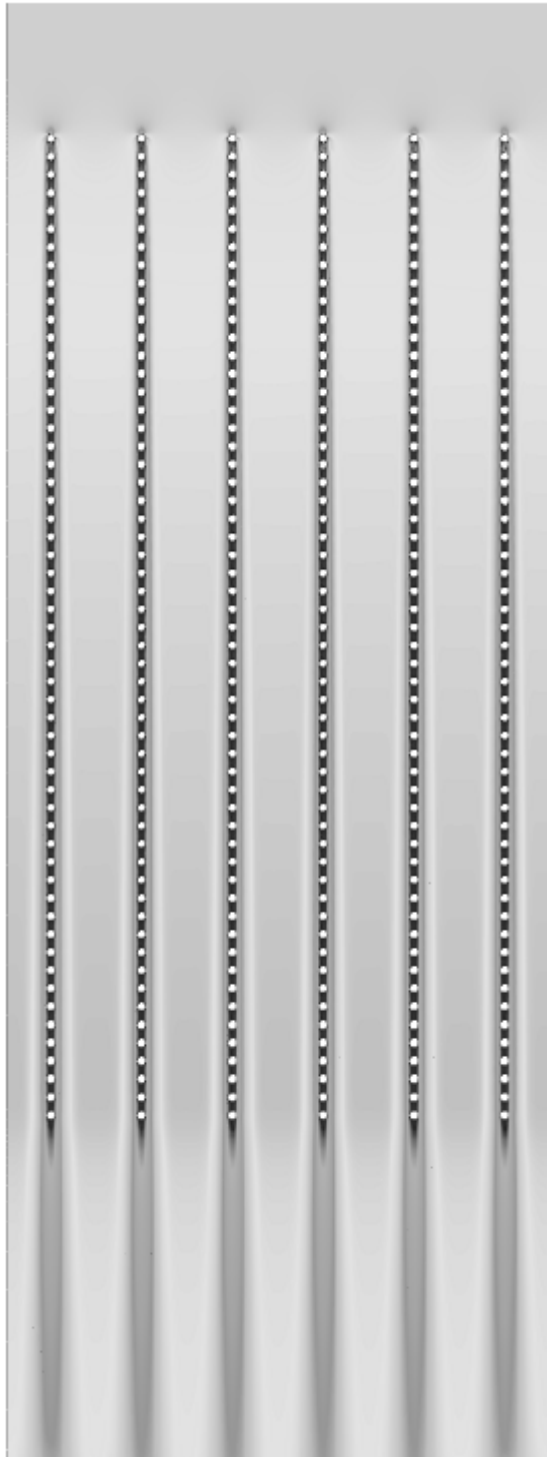


Fig. 6B