

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 542 078**

51 Int. Cl.:

**F01P 11/04** (2006.01)

**F16L 55/027** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.03.2011** **E 11160475 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.05.2015** **EP 2375029**

54 Título: **Circuito de refrigeración con dispositivo de aislamiento**

30 Prioridad:

**06.04.2010 FR 1052559**

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

**30.07.2015**

73 Titular/es:

**PEUGEOT CITROËN AUTOMOBILES SA (100.0%)**  
**Route de Gisy**  
**78140 Vélizy-Villacoublay, FR**

72 Inventor/es:

**RAGUENET, WILFRID**

74 Agente/Representante:

**DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto**

**ES 2 542 078 T3**

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

**DESCRIPCIÓN**

Circuito de refrigeración con dispositivo de aislamiento

La presente invención se refiere a un circuito de refrigeración de un motor que incluye un dispositivo de aislamiento del circuito de refrigeración del motor para las frecuencias sonoras.

5 Una pseudo-sirena modulada "pseudo-geese noise" es un ruido que crece en función de la velocidad de giro de un órgano que lo genera. Un ruido de este tipo está además modulado en fase y/o en amplitud. El ruido de sirena modulada es un fenómeno de ruido presente en todos los motores térmicos que presentan comportamiento acíclico en el cigüeñal y en los árboles de levas (pares resistentes). El comportamiento acíclico del motor se explica por una variación de velocidad en el escape del pistón que refleja el hecho de que un movimiento vertical (movimiento biela / pistón) es transformado en movimiento de giro (movimiento del cigüeñal). Tal ruido es tanto más pronunciado cuanto que el ruido de conjunto del motor tiene tendencia a disminuir. Así, en algunos vehículos, el ruido de pseudo-sirena modulada es perceptible más particularmente en el habitáculo del vehículo cuando el motor está caliente y funciona entre 750 y 950 rpm. El ruido es tal que sin modificación de la arquitectura del arrastre de distribución, el vehículo tan sólo es vendible con permiso excepcional. Por lo tanto, es deseable atenuar lo mejor posible las perturbaciones sonoras originadas por el ruido de pseudo-sirena modulada.

10 Por la técnica anterior, se conocen soluciones en el ámbito de la reducción del ruido. Tal es el caso de los documentos DE 19943918 A1, JP-A-2007155217, WO-A-04111520 y US-A-2004055816. Sin embargo, ninguna de las soluciones anteriores concierne a la vez al dispositivo de refrigeración del motor y a las frecuencias sonoras que son molestas para las personas que se encuentran en el habitáculo del vehículo. Existe, por lo tanto, una necesidad de un dispositivo que permita reducir el ruido de pseudo-sirena modulada en un vehículo.

15 Para ello, la invención propone un circuito de refrigeración de un motor según la reivindicación 1.

De acuerdo con las formas de realización, el dispositivo puede incluir una o varias de las siguientes características:

- La rejilla tiene un espesor y un primer diámetro, siendo el espesor de la rejilla superior a la relación respecto a la décima parte del primer diámetro.
- 25 • La rejilla incluye once aberturas circulares de diámetros predeterminados.
- La rejilla comprende cuatro aberturas circulares de un segundo diámetro y siete aberturas circulares de un tercer diámetro, siendo el segundo diámetro superior al tercer diámetro.
- El segundo diámetro es igual a dos veces el tercer diámetro.
- Los centros de las cuatro aberturas se establecen en orden a determinar las esquinas de un cuadrado.
- 30 • Las siete aberturas determinan una cruz cuyo centro se corresponde con el centro del cuadrado.
- Seis de las siete aberturas se hallan en la periferia del cuadrado y la séptima abertura se halla en el centro del cuadrado.
- Las aberturas están distribuidas según tres rectas paralelas, hallándose dos aberturas de las cuatro aberturas según un diámetro con una de las siete aberturas y hallándose tres de las siete aberturas y una de las cuatro aberturas sobre cada una de las rectas extremas según una cuerda paralela al diámetro.
- 35 • La rejilla circular incluye un enrejado.
- La rejilla está realizada con un material inoxidable.
- El dispositivo comprende un tubo de soporte que define un paso de fluido, hallándose la rejilla de través al paso.

40 Se propone asimismo un vehículo que incluye el dispositivo según una de las anteriores formas de realización.

De acuerdo con una variante, el vehículo comprende además el circuito de refrigeración incluye un tubo flexible que relaciona una caja de salida de agua con un aerotermo y el dispositivo se halla dentro del tubo flexible a una distancia sensiblemente igual al diámetro de la rejilla respecto al extremo del tubo flexible del lado aerotermo.

45 Otras características y ventajas de la invención se irán poniendo de manifiesto con la lectura de la descripción detallada que sigue de las formas de realización de la invención, dadas únicamente a título de ejemplo y con referencia a los dibujos, los cuales muestran:

Figura 1, unas vistas de un ejemplo de motor provisto de su circuito de refrigeración;

- figura 2, un gráfico que representa espectros de potencia del ruido ambiental;
- figura 3, un gráfico que representa el espectro de la envolvente del ruido ambiental en un margen extendido de frecuencias;
- figura 4, un esquema de dispositivo de experimentación con un oscilograma;
- 5 figura 5, una representación esquemática de un ejemplo de circuito de refrigeración;
- figura 6, unas curvas de autoespectro de caudal para un ejemplo de dispositivo de aislamiento;
- figura 7, una representación de las fluctuaciones de presión para un ejemplo de dispositivo de aislamiento;
- figura 8, unas curvas de autoespectro de presión para un ejemplo de dispositivo de aislamiento;
- figura 9, una vista esquemática de un ejemplo de rejilla que no forma parte de la invención;
- 10 figura 10, una vista de un ejemplo de implantación de un dispositivo de aislamiento dentro de un tubo flexible;
- figura 11, otra vista de un ejemplo de implantación de un dispositivo de aislamiento dentro de un tubo flexible;
- figuras 12 a 15, unas vistas esquemáticas de un ejemplo de dispositivo de aislamiento, no formando parte de la invención el dispositivo de la figura 15;
- 15 figuras 16, 18, 20, 22 y 26, un gráfico que representa espectros de potencia del ruido ambiental según ciertas condiciones;
- figuras 17, 19, 21, 23 y 27, un gráfico que representa el espectro de la envolvente del ruido correspondiente a los entornos en las condiciones de las figuras 16, 18, 20, 22 y 26;
- figuras 24, 25 y 28, unas vistas a escala ampliada de las figuras 21, 23 y 27; y
- figura 29, una vista de un ejemplo de implantación de un dispositivo de aislamiento en el extremo de un tubo flexible.
- 20 Se propone mejorar la acústica de un motor 2 térmico analizando la propagación una vibración. Esta vibración sonora es un ruido parásito, en este caso concreto una pseudo-sirena modulada. En efecto, la percepción de un ruido de este tipo causa molestias al pasajero que se encuentra en el interior del vehículo. Tal estudio permite comprender mejor los diferentes elementos implicados en la propagación del ruido. Resulta posible entonces contemplar varios medios para reducir el ruido parásito medido. De este modo se propondrá una solución indirecta "pasiva" para
- 25 suprimir la percepción del ruido sin agregarle otros.
- Antes de estudiar la propagación del ruido dentro del vehículo, conviene presentar los diferentes elementos que intervienen en el ámbito de esta propagación.
- La figura 1 representa una vista en perspectiva de un motor 2 térmico de combustión interna de un vehículo. El motor 2 está provisto de un circuito 4 de refrigeración. La figura 1 incluye asimismo una vista en perspectiva en
- 30 despiece del circuito 4 de refrigeración relacionado con un aerotermo 6. El motor 2 comprende una parte inferior que es la bancada y una parte superior con la culata y su sistema de distribución 12. El sistema de distribución 12 representado es una correa 14 de distribución. La correa 14 de transmisión se podría sustituir por una cadena de transmisión.
- 35 El motor 2 arrastra en su giro la correa 14 de transmisión en la que engranan diferentes órganos giratorios. La correa 14 permite así efectuar una vinculación entre el árbol de levas y el cigüeñal. Siendo así que el piñón 16 del cigüeñal y la polea 18 del árbol de levas son arrastrados por la correa 14. El sistema de distribución 12 incluye además un rodillo de soporte y un rodillo tensor 22 que evita el batido de ramal de la correa 14. Un ramal de la correa 14 es una parte de la correa 14 que relaciona dos elementos. Además, la correa 14 se engrana con un piñón 24 de una bomba 26. La bomba 26 bombea un líquido caloportador para hacerlo circular por un circuito 4 de
- 40 refrigeración del motor 2. Por lo tanto, el circuito 4 es un circuito hidráulico enlazado con un aerotermo 6 que permite calentar el interior del habitáculo del vehículo con ayuda del líquido caloportador recalentado por el motor 2. El líquido caloportador es generalmente agua glicolada, de modo que la bomba 26 también se conoce por el término "bomba de agua".
- 45 De acuerdo con el ejemplo de las figuras 1, el circuito 4 de refrigeración comprende más exactamente un codo 28 a la salida de la bomba de agua 26 unido a una tubería 30 unida a su vez a un primer tubo flexible 32 que conduce al aerotermo 6. El agua que circula por esta parte del circuito 4 es un agua relativamente fría para refrigerar el motor 2. Una caja 34 de salida de agua forma parte también del circuito 4 de refrigeración y está unida al aerotermo 6 con interposición de un segundo tubo flexible 36. El agua que circula entonces por el segundo tubo flexible 36 es un agua más bien caliente que permitirá calentar el habitáculo.

- De este modo, tiene lugar en el aerotermo 6 un intercambio de calor. El aerotermo 6, al encontrarse a la altura del habitáculo del vehículo y estar unido a los tubos flexibles 32 y 36 con interposición de una red hidráulica 38 que forma parte del circuito 4 de refrigeración, sirve a la vez para enfriar el líquido de refrigeración y para calentar el interior del habitáculo. Desde este punto de vista, el circuito 4 de refrigeración del motor 2 también se puede considerar el circuito 4 de calefacción. Esta agua así enfriada tras su paso por el aerotermo 6, vuelve a pasar desde el primer tubo flexible 32 hacia el motor 2 según el camino descrito anteriormente debido al bombeo de la bomba de agua 26.
- La fuente del ruido de pseudo-sirena modulada se encuentra en la modulación producida por los órdenes de primeros rangos del motor 2. Un orden del primer rango del motor 2 es una frecuencia  $f_i$  definida por la siguiente relación:  $f_i = iNf_c$  donde:
- $i$  es un múltiplo de  $1/N_{b\_tc}$  menor o igual que  $(N_{b\_cyl}/ N_{b\_tc})$ , donde  $N_{b\_tc}$  es el número de vueltas completas del cigüeñal del motor 2 por ciclo del motor 2 y  $N_{b\_cyl}$  es el número de cilindros del motor 2,
  - $N$  es igual a 1; y
  - $f_c$  es la frecuencia de giro del cigüeñal, es decir, el número de vueltas del cigüeñal o del árbol por segundo.
- Según el ejemplo de la figura 1, el motor 2 es un motor de cuatro tiempos con cuatro cilindros. Así, un ciclo completo de este motor 2 se lleva a cabo en dos vueltas de cigüeñal o del árbol. Los órdenes del primer rango del motor 2 son, por tanto, las siguientes frecuencias:  $f_1 = 0,5f_c$ ,  $f_2 = f_c$ ,  $f_3 = 1,5f_c$  y  $f_4 = 2f_c$ , donde  $f_c$  es la frecuencia de giro del árbol. Más adelante en esta descripción, estos órdenes se denominan, respectivamente, "orden 0,5", "orden 1", "orden 1,5" y "orden 2".
- El estudio de la propagación de los diferentes órdenes anteriores en el sistema de distribución 12 y luego en el circuito 4 de refrigeración se ha hecho posible por la utilización de varias herramientas de medición. En particular, la relevancia de un ruido de pseudo-sirena modulada en el habitáculo se puede evaluar gracias a una herramienta denominada  $I_{ruido}$ . Tal herramienta permite cuantificar el rendimiento acústico esperado cuando el dispositivo está integrado en el vehículo. Así,  $I_{ruido}$  es un indicador de ruido.
- El ruido ambiental y la frecuencia  $f_c$  de giro del cigüeñal se miden con ayuda de sensores. Más exactamente, la medida del ruido ambiental se realiza durante un período  $t$  durante el cual la frecuencia de giro del cigüeñal es constante. Se obtiene el gráfico que representa espectros de potencia del ruido ambiental de la figura 2.
- A continuación, estas medidas se muestrean mediante un muestreador. Por ejemplo, la frecuencia de muestreo es de 4096 Hz con una resolución de 1 Hz. Se precede asimismo a un enventanado de la señal acústica medida. Este enventanado se realiza por ejemplo a partir de una ventana de observación de Hanning.
- Una vez muestreadas y enventanadas las diferentes medidas, estas son adquiridas y procesadas mediante una unidad. Así, esta unidad determina, a partir de las medidas realizadas, la potencia  $P_{560-600}$  de la pseudo-sirena modulada en el margen reducido con relación a la potencia  $P_{510-600}$  del ruido medida en el margen extendido.
- Para ello, la unidad calcula las potencias  $P_{560-600}$  y  $P_{510-600}$  a partir de las medidas realizadas en la medición del ruido ambiental. A continuación, la unidad calcula un coeficiente  $I_1$  de amplificación. El coeficiente  $I_1$  se calcula, por ejemplo, con ayuda de la siguiente relación:  $I_1 = P_{560-600}/P_{510-600}$ . Este coeficiente  $I_1$  permite medir la aparición de un ruido fuerte en la banda reducida con relación al nivel de ruido en la banda extendida.
- A continuación, la unidad determina la amplitud de al menos una frecuencia de modulación múltiplo entero de uno de los órdenes del primer rango del motor 2 en el margen extendido [510 Hz; 600 Hz]. Por ejemplo, para ello, el ruido medido se filtra en primer lugar con ayuda de un filtro paso banda para seleccionar únicamente las frecuencias comprendidas entre 510 y 600 Hz. A continuación, se utiliza una transformada de Hilbert para construir el espectro de la envolvente de la señal filtrada.
- Por ejemplo, para ello, se aplica a la señal filtrada una transformada de Fourier. A continuación, la transformada de Fourier obtenida se transforma utilizando el operador  $-j \operatorname{sgn}(f)$ , donde:
- $j$  es el número imaginario,
  - $f$  es una frecuencia, y
  - $\operatorname{sgn}(f)$  es igual a 1 si la frecuencia  $f$  es positiva, o es igual a cero si la frecuencia  $f$  es nula, o es igual a  $-1$  si la frecuencia  $f$  es negativa.
- La figura 3 representa un gráfico de un ejemplo de espectro de envolvente 40 obtenido.
- A continuación, del espectro 40 se recoge la amplitud de las frecuencias de modulación correspondientes a armónicos de los órdenes de primer rango del motor 2. Para ello, se utiliza la frecuencia de giro  $f_c$  medida. Por

ejemplo, para un régimen del motor 2 de 750 vueltas por minuto, la frecuencia  $f_c$  es igual a 12,5 Hz. En consecuencia, las frecuencias  $f_1$  a  $f_4$  de los órdenes del primer rango del motor 2 son respectivamente iguales a 6,25 Hz, 12,5 Hz, 18,75 Hz y 25 Hz. Se recoge entonces del espectro 40 la amplitud de al menos una de estas frecuencias así como la amplitud de sus armónicos. En el caso particular descrito en este punto, solo se recogen las amplitudes de las frecuencias correspondientes a los órdenes 0,5 y 1,5 así como los primeros armónicos de estas frecuencias. Se recogen, por ejemplo, las amplitudes a  $E_{0,5}$ ,  $E_1$ ,  $E_{1,5}$  y  $E_3$  respectivamente en 6,25 Hz, 12,5 Hz, 18,75 Hz y 37,5 Hz.

En la figura 3 se ponen de manifiesto, mediante bandas verticales rayadas, los picos cuya amplitud se recoge.

A continuación se calculan las amplitudes  $A_{0,5}$  y  $A_{1,5}$  de los armónicos de las frecuencias de modulación  $f_1$  y  $f_3$ . Para tener en cuenta el carácter impulsivo de la modulación, se tienen asimismo en cuenta en el cálculo de la amplitud unos primeros armónicos de las frecuencias  $f_1$  y  $f_3$ .

Por ejemplo, la amplitud  $A_{0,5}$  se calcula con ayuda de la siguiente relación:

$$A_{0,5} = 0,5 E_{0,5} + 0,25 E_1 + 0,25 E_{1,5}.$$

De manera similar, la amplitud  $A_{1,5}$  se calcula con ayuda de la siguiente relación:

$$A_{1,5} = 0,75 E_1 + 0,25 E_3.$$

A continuación se calcula un término  $I_2$  representativo de las amplitudes medidas y homogéneo con una potencia.

Por ejemplo, el término  $I_2$  se calcula con ayuda de la siguiente relación:  $I_2 = \sqrt{\alpha A_{0,5}^2 + \beta A_{1,5}^2}$ , donde  $\alpha$  y  $\beta$  son coeficientes de ponderación cuya suma es igual a 1.

En este punto, se obtiene una medida más precisa de la seudo-sirena modulada dando más importancia al orden 1,5 que al orden 0,5. A tal efecto, los valores de los coeficientes  $\alpha$  y  $\beta$  se eligen, por ejemplo, respectivamente iguales a 0,25 y 0,75.

Finalmente, la medida de la seudo-sirena modulada se construye a partir de los términos  $I_1$  e  $I_2$ . Más exactamente, la medida  $I$  se construye de manera que sea proporcional a la vez a los términos  $I_1$  e  $I_2$ . Por ejemplo, la medida  $I$  se obtiene con ayuda de la siguiente relación:  $I = I_1 \times I_2$ .

A continuación es posible construir un indicador  $I_{\text{ruido}}$  de la presencia de una seudo-sirena modulada directamente perceptible por el oído humano. En este punto, el valor del indicador  $I_{\text{ruido}}$  se calcula con ayuda de la siguiente relación  $I_{\text{ruido}} = 10 \text{ Log}(I/Is)$  donde  $Is$  es un umbral predeterminado de audibilidad de la seudo-sirena modulada por debajo del cual esta no es directamente perceptible por el oído humano.

Por ejemplo, el umbral  $Is$  es igual a una medida de la seudo-sirena modulada obtenida en condiciones de funcionamiento del motor 2 en las que la seudo-sirena modulada no es directamente audible por el oído humano.

El indicador  $I_{\text{ruido}}$  permite predecir la sensación de ruido sentido por los usuarios y, en particular, predecir si la seudo-sirena modulada es directamente audible por el oído humano y con qué intensidad.

Las herramientas presentadas anteriormente permiten estudiar la propagación de los diferentes órdenes del motor 2 (orden 0,5, orden 1, orden 1,5 y orden 2) en el sistema de distribución 12 y luego en el circuito 4 de refrigeración. Siguiendo el camino de propagación del ruido de seudo-sirena modulada desde el motor 2 hasta el habitáculo del vehículo, se advierte que la transmisión se opera en varios tiempos.

En primera instancia, es posible poner de manifiesto experimentalmente que la transmisión del ruido de seudo-sirena modulada se opera primero en la correa 14 de distribución que es portadora de las frecuencias de modulación correspondientes a los armónicos de primeros rangos del motor 2. En un configuración de ensayo en la que el ruido de seudo-sirena modulada es pronunciado, el espectro de envolvente se calcula a partir de una medida vibratoria llevada a cabo con vibrómetro láser sobre el ramal que relaciona la bomba de agua 26 y el rodillo de soporte 20. El análisis de este espectro muestra la importancia de las frecuencias de modulación: 6,25 Hz, 12,5 Hz, 18,75 Hz y 25 Hz. Estas frecuencias se corresponden, en régimen de ralentí, con los armónicos de primeros rangos del motor 2: orden 0,5, orden 1, orden 1,5 y orden 2. Por lo tanto, la correa 14 de distribución es portadora de las frecuencias de modulación correspondientes a los armónicos de primeros rangos del motor 2, a saber, las frecuencias correspondientes al orden 0,5, orden 1, orden 1,5 y orden 2.

En segunda instancia, la correa 14 de distribución transmite estas frecuencias de modulación al piñón de la bomba de agua 26. Así, el espectro de envolvente calculado a partir de medidas de desplazamiento (fuera del plano) del piñón 24 de bomba de agua pone de manifiesto, en el caso en que el ruido de seudo-sirena modulada es pronunciado, la aparición de las frecuencias 6,25 Hz, 12,5 Hz, 18,75 Hz y 37,5 Hz. Las frecuencias desaparecen en una configuración en la que el ruido de seudo-sirena modulada está ausente. Esto muestra que la correa 14 de distribución transmite al piñón de la bomba de agua 26 las frecuencias de modulación correspondientes al orden 0,5,

orden 1, orden 1,5, orden 2 y orden 3.

5 En tercera instancia, el piñón 24 de bomba de agua transmite a su vez las frecuencias de modulación al fluido caloportador en la banda de frecuencias característica de una pseudo-sirena modulada. Experimentalmente, para  
 10 representar en funcionamiento el campo de deformación del piñón de la bomba 26, se utiliza la visión estereoscópica. Se trata de un procedimiento óptico que estriba en el principio de triangulación para determinar las coordenadas espaciales de un objeto a partir de un par de imágenes. Las deformación máximas en el piñón 24 de  
 15 bomba en la configuración sin pseudo-sirena modulada quedan situadas en torno al engrane de la correa 14 sobre el piñón. En la configuración con pseudo-sirena modulada, el engrane no aparece como una zona de intensas deformaciones. Los movimientos que ocasionan considerables deformaciones se asemejan más a movimientos de péndulo. Sin duda alguna, estos movimientos de péndulo se imprimen seguidamente al fluido caloportador por  
 20 mediación de la turbina de la bomba 26 que es solidaria del piñón. Se dan entonces fluctuaciones de presión sincrónicas con los movimientos del piñón 24 de bomba en el fluido caloportador. Tal es, en efecto, lo que muestran los resultados de las medidas de presión dinámica llevadas a cabo en el circuito 4 de refrigeración. Esto prueba que el piñón de la bomba 26 transmite al fluido caloportador las frecuencias de modulación correspondientes a los  
 25 armónicos de primeros rangos del motor 2.

30 En cuarta instancia, la parte del circuito 4 de refrigeración que comprende el codo 28 y la tubería 30 posee amplificaciones en la banda de frecuencias comprendida entre 500-600 Hz, con independencia de cualquier resonancia de estructura. Esto puede demostrarse experimentalmente comparando espectros de presión dinámica  
 35 dimanados de mediciones en el codo 28 y en el tubo en presencia y en ausencia de ruido de pseudo-sirena modulada. Cuando el ruido de pseudo-sirena modulada es pronunciado, se pone así de manifiesto una zona de amplificación entre 400 y 700 Hz. Semejante amplificación podría provenir de un modo de estructura, pero no es este el caso, tal como puede mostrarse con resultados vibratorios obtenidos bajo excitación artificial. En la banda de  
 40 frecuencia de interés, la respuesta vibratoria de la estructura del circuito 4 a una excitación con martillo de impacto es una ausencia de amplificación sobre el codo 28 y la tubería 30. Así, la amplificación observada tiene indudablemente como origen un modo de conducto. El modo de conducto es consecuencia de un fenómeno de interferencias producido por ondas sonoras estacionarias, dimanando las ondas estacionarias de reflexiones sobre  
 45 las paredes del conducto.

50 En quinta instancia, la parte del circuito 4 ubicada después de la caja 34 de salida de agua presenta modos de conducto en presencia de ondas estacionarias en el margen de excitación del ruido de pseudo-sirena modulada únicamente cuando el motor 2 está caliente. Esta parte del circuito 4 hidráulico se puede equiparar al circuito 4 de calefacción, ya que esta es la parte que permite calentar el habitáculo. En lo que sigue, para simplificar, se considera  
 55 que esta parte del circuito 4 se reduce a un conducto, pero el razonamiento sería similar para una estructura más compleja.

Primero, se revela que la propagación de las ondas acústicas por el circuito 4 se opera únicamente en forma de  
 60 onda plana. Atendiendo a la ecuación de propagación de una onda sonora y a la relación de dispersión que se deriva, la propagación en forma de onda plana (esto es, las dimensiones transversales del circuito 4 pequeñas frente a la longitud de onda) define una frecuencia de corte  $f_c$ . Esta frecuencia  $f_c$  se expresa matemáticamente de la siguiente forma:

$$f_c = 0,6 \frac{c}{D}$$

65 donde  $c$  es la celeridad de la onda en el fluido y  $D$ , el diámetro del circuito 4.

70 La celeridad de la onda en el fluido se puede determinar a partir del experimento descrito en la figura 4. Un emisor 42 y un receptor 46 de ultrasonidos se fijan sobre dos tapas enroscadas en los dos extremos de un tubo 48 estanco, lleno de líquido de refrigeración. La distancia  $d$  entre el emisor y el receptor está fijada y vale 0,6 m. El  
 75 intervalo de tiempo  $\Delta t$  que separa las tensiones emitidas y recibidas correspondientes a la misma ráfaga de impulsos ultrasónicos es medido mediante un osciloscopio cuyos canales A (emisor) y canal B (receptor) están representados en un oscilograma esquemático. La celeridad es igual a la relación entre  $d$  y  $\Delta t$ . La evolución de la celeridad en función de la temperatura se obtiene colocando el montaje de la figura 4 en una estufa en la que está controlada la  
 80 temperatura. De ello se deduce que la celeridad de la onda en el fluido varía entre 1000 m/s en caliente y 1600 m/s en frío. Así, la frecuencia  $f_c$  está comprendida en el intervalo [18,2 kHz; 27,2 kHz]. Tales frecuencias de corte no se corresponden con las frecuencias del ruido de pseudo-sirena modulada, que son inferiores a 1000 Hz. En consecuencia, la propagación de las ondas acústicas en el circuito 4 de calefacción tan sólo se opera siguiendo el modo 0, que refleja en el circuito 4 la presencia única de ondas planas.

85 Esto trae consigo varias consecuencias. El frente de onda es perpendicular al eje de propagación. Adicionalmente, la amplitud de la presión acústica es independiente de la distancia entre la fuente sonora y el punto de escucha. Además, las ondas acústicas de presión y de velocidad están en fase y están relacionadas mediante la relación  $P = \rho c U$  donde  $P$  es la presión,  $\rho$ , la masa volúmica,  $c$ , la celeridad y  $U$ , la velocidad de partículas.

Además, el saber que tales ondas son las originantes del ruido permite determinar cuál es el régimen del motor 2 para el cual van a producirse los ruidos de pseudo-sirena modulada. Basta para ello, por ejemplo, comparar las representaciones temporales de la señal de presión acústica en el tubo y en el codo 28. Cuando el motor 2 está caliente, las ondas están en contrafase entre el codo 28 y la tubería 30. Ello refleja la existencia simultánea de ondas reflejadas en la misma frecuencia que las ondas incidentes. Además, se advierte que son ondas para las cuales la distribución espacial de amplitud es constante. Tal no ocurre cuando el motor 2 funciona en frío (temperatura a aproximadamente 20°), porque las ondas de presión están en fase y la distribución espacial de las amplitudes evoluciona con el punto de medición. Por lo tanto, es el motor 2 en caliente el que produce el ruido de pseudo-sirena modulada.

El fenómeno ondulatorio observado cuando el motor 2 está caliente (líquido de refrigeración a 90 °C o más) es característico de ondas estacionarias. Un mero cálculo de orden de magnitud permite confirmar esta conclusión. En efecto, en tal escenario, existe una resonancia (modo de conducto) para las frecuencias que poseen una longitud de onda proporcional a 4 veces la longitud del circuito 4. Así, tenemos:

$$f = (2n + 1)c/(4l)$$

donde f es la frecuencia, n es un número entero (0, 1, 2...), c, celeridad que depende de la temperatura y l, la longitud del conducto.

Las aplicaciones numéricas traen los siguientes resultados: para T = 20 °C, se calcula una frecuencia de f = 900 Hz y para T = 90 °C, se calcula una frecuencia de f = 568 Hz. De ello se deduce nuevamente que el circuito 4 hidráulico presenta modos de conducto (es decir, ondas estacionarias) en el margen de excitación del ruido de pseudo-sirena modulada únicamente cuando el motor 2 está caliente (líquido de refrigeración a 90 °C o más).

Cuanto se ha descrito en el caso particular de un motor 2 de cuatro cilindros puede aplicarse a todo tipo de cilindrada. El motor 2 puede ser o no un motor sobrealimentado. Puede tratarse asimismo de un motor de gasolina, de un motor diésel o de un motor híbrido. También puede tratarse de un motor de dos, tres o cuatro tiempos o más.

En resumen, se revela que la propagación del ruido de pseudo-sirena modulada se opera por mediación de la correa 14 de distribución cuando el motor 2 está suficientemente caliente. Esta irradia ese ruido en la zona de engrane entre la correa 14, la bomba de agua 26 y el rodillo de soporte 20 en una banda de frecuencias correspondiente a los choques entre los dientes de la correa 14 y los dientes del piñón 24 de la bomba de agua en el engrane. El ruido de pseudo-sirena modulada es transmitido a continuación al fluido caloportador del circuito 4 de refrigeración por el piñón 24 de la bomba de agua. Finalmente, amplificado por los modos del circuito 4 hidráulico, el ruido es propagado a continuación al vehículo, por el líquido de refrigeración, para ser percibido en el habitáculo a través de la radiación del aerotermo 6.

Por lo tanto, una solución para reducir el ruido de pseudo-sirena modulada está en limitar los choques en el engrane correa 14 y bomba de agua 26 con el fin de atenuar la transmisión de los armónicos de primeros rangos del motor 2 a la correa 14 de distribución. Para ello, es posible definir una correa 14 especializada con perfil y altura de diente específicos y una tensión de instalación reducida. Sin embargo, semejante procedimiento de modificación del arrastre de distribución es sumamente largo, delicado en su concepción y validación, costoso y no generalizable. Adicionalmente, las modificaciones posibles por la arquitectura impuesta en el motor 2 limitan en gran manera las posibilidades de reducción del ruido. Esta solución no puede aplicarse más que en casos muy específicos.

El procedimiento propuesto anteriormente estribaba en una modificación de un elemento de tipo activo, esto es, un generador de ruido. Por el contrario, en la continuación de esta solicitud se propondrán soluciones que modifican o utilizan elementos pasivos. Tales elementos son pasivos en el sentido de que, en ausencia de excitación exterior, no crean vibraciones, especialmente porque no tienen movimiento. Esto, sin embargo, no impide que los elementos pasivos excitados por elementos activos tengan un impacto sobre la propagación de las vibraciones provocadas por los elementos activos. Controlando ese impacto, va a ser posible reducir la amplitud de las variaciones. Para conseguir esto, se pueden utilizar varios procedimientos. Cada uno de los dispositivos o procedimientos propuestos estará dirigido a frecuencias sonoras diferentes, esto es, frecuencias comprendidas entre 20 Hz y 20 kHz. Estas frecuencias son especialmente diferentes de las frecuencias ultrasónicas, para las cuales la frecuencia es superior a 20 kHz. Más en particular, las frecuencias atenuadas estarán comprendidas entre 300 Hz y 1000 Hz y, con más preferencia aún, entre 500 Hz y 700 Hz. Tales frecuencias, efectivamente, son características del ruido de pseudo-sirena modulada en un vehículo.

Se propone en primer lugar un procedimiento de diseño de la estructura del circuito 4 de refrigeración de motor 2 que atenúa las frecuencias sonoras. El circuito 4 de refrigeración está constituido por un conjunto de elementos simples que interaccionan entre sí en el seno del circuito 4. Tal procedimiento incluye una etapa de minimización de la amplitud de la onda sonora a la salida de la estructura del circuito 4 excitada por una onda sonora inicial (u onda incidente) predefinida mediante adaptación de la estructura del circuito. La amplitud de la onda puede corresponder a la presión acústica o al caudal acústico de la onda.

Así, es posible adaptar y optimizar los diferentes elementos del circuito 4 para obtener un circuito hidráulico anti-

resonante. Esto permite reducir el ruido de pseudo-sirena modulada. Tal solución presenta adicionalmente la ventaja de tener poco impacto sobre la arquitectura del motor 2, ya que solo se modifica la estructura del circuito 4 de refrigeración.

5 La onda inicial predefinida puede ser una onda plana. Esto permite simplificar la minimización, al propio tiempo que conserva una representación conforme a la realidad física. En efecto, se ha visto anteriormente que el ruido de pseudo-sirena modulada se propaga en forma de una onda plana.

10 En este caso de una onda inicial definida como una onda plana, la propagación en el circuito 4 de refrigeración se opera únicamente siguiendo el modo plano y se cumplen las condiciones de linealidad presión de aguas arriba - presión de aguas abajo. La propagación sonora en cada elemento del circuito 4 puede ser formulada entonces simplemente mediante el procedimiento de las matrices de transferencia. Tal procedimiento utiliza matrices (2x2) que relacionan las presiones y los caudales acústicos a la entrada y a la salida de cada elemento del circuito 4 de refrigeración. Más exactamente, los dipolos describen las impedancias de terminación del circuito 4 (vector presión-caudal) y los cuadripolos describen cada singularidad (codo 28, tubería 30, unión,...). Así, en el procedimiento, la amplitud de la onda de salida se puede calcular a partir de la amplitud de la onda de entrada mediante un procedimiento matricial que relaciona las presiones y los caudales acústicos a la entrada y a la salida de cada elemento del circuito hidráulico. Semejante cálculo presenta la ventaja de ser de fácil puesta en práctica.

15 La figura 5 ilustra un ejemplo esquemático de esta modelización del circuito 4 en elementos simples, esto es, una sucesión de dipolos y de cuadripolos. Desde la fuente 48 hasta el último dipolo 62, hay cinco cuadripolos 50, 52, 54, 56 y 58 y un dipolo 60. Este se traduce en la siguiente ecuación matricial:

20 
$$\begin{bmatrix} P_s \\ q_s \end{bmatrix} = [M_{62}] [M_{60}] [M_{58}] [M_{56}] [M_{54}] [M_{52}] [M_{50}] \begin{bmatrix} P_E \\ q_E \end{bmatrix}$$

donde  $P_s$  es la presión de salida,  $q_s$  el caudal de salida,  $P_E$  es la presión de entrada y  $q_E$  el caudal de entrada, y  $M_i$  es la matriz de transferencia de dimensión 2x2 representativa del comportamiento del elemento  $i$ . El conocimiento de estas matrices de transferencia permite por tanto el cálculo de la respuesta del circuito 4 en cualquier punto.

25 La etapa de minimización se puede conducir asimismo para varias ondas iniciales predefinidas. Esto permite optimizar la estructura para varias longitudes de onda diferentes y atenuar así varias frecuencias oídas por el usuario dentro del habitáculo.

30 Las adaptaciones introducidas en la estructura pueden recaer en varios parámetros diferenciados. Así, es concebible modificar la longitud de los conductos. En la presente memoria, se entiende por conducto cualquier tubo presente en el circuito 4 de refrigeración, a saber, por ejemplo la tubería 30, los tubos flexibles 32 y 36. La adaptación puede recaer asimismo en el diámetro de los conductos. Así, se pueden prever cambios bruscos de diámetros, ya sea por expansión o bien por disminución. A partir de ese momento se crean zonas de turbulencia sobre las paredes que pasan a atenuar la propagación de las ondas sonoras en el circuito 4 de refrigeración. También es posible optimizar la forma del codo 28. La forma del codo 28 se puede modificar especialmente con el fin de generar una confluencia de flujos, por ejemplo entre un flujo principal y un flujo secundario. Esto permite impedir la propagación de las ondas planas. También es concebible optimizar las formas de las compuertas, de las válvulas, de las derivaciones (también designadas con el término inglés "by-pass"), de los discos obturadores o de los diafragmas.

35 La adaptación propuesta se puede realizar asimismo utilizando la medida  $I$  y el indicador  $I_{\text{ruido}}$  anteriormente presentados. Se pueden así someter a prueba y seleccionar los diferentes elementos del circuito para limitar o eliminar la aparición de ruido de pseudo-sirena modulada.

40 Se ha descrito de este modo un procedimiento que permite hacer anti-resonante el circuito 4 de refrigeración.

45 Al comportarse el circuito 4 de refrigeración como un conjunto de dipolos y de cuadripolos, cabe asimismo la posibilidad de modificar las ondas estacionarias transmitidas por el circuito mediante la implantación de un dispositivo hidráulico constitutivo de una singularidad que permite atenuar los ruidos en el seno del habitáculo del vehículo. En lo que sigue, se presentarán procedimientos de definición referentes a tal dispositivo. A título de ejemplo, estos procedimientos se aplicarán a un dispositivo que incluye una rejilla, entendiéndose que pueden aplicarse a todo tipo de dispositivo de atenuación.

50 Con el propósito de optimizar las prestaciones de tal dispositivo hidráulico, se propone asimismo un procedimiento de optimización de un dispositivo de aislamiento de un circuito 4 de refrigeración de un motor 2 para las frecuencias sonoras. El procedimiento comprende una etapa de cálculo de la onda incidente sonora que llega al dispositivo de aislamiento y de cálculo de la onda refractada por el dispositivo de aislamiento, optimizándose el dispositivo al minimizar la amplitud de la onda refractada. La amplitud de la onda puede corresponder a la presión acústica o al caudal acústico de la onda.

Esto permite obtener un dispositivo de aislamiento adaptado para disminuir la amplitud de las ondas sonoras y, en particular, las correspondientes al ruido de "pseudo-geese noise".

5 La etapa de minimización se puede conducir asimismo para varias ondas iniciales. Esto permite optimizar la estructura para varias longitudes de onda diferentes y atenuar así varias frecuencias oídas por el usuario dentro del habitáculo.

10 La onda inicial predefinida puede ser una onda plana. Esto permite simplificar la minimización, al propio tiempo que conserva una representación conforme a la realidad física. En efecto, se ha visto anteriormente que el ruido de pseudo-sirena modulada se propaga en forma de una onda plana. La onda incidente puede ser calculada mediante un procedimiento matricial tal como se ha descrito anteriormente utilizando matrices (2x2) que relacionan las presiones y los caudales acústicos a la entrada y a la salida de cada elemento del circuito 4 de refrigeración. Semejante cálculo presenta la ventaja de ser de fácil puesta en práctica.

15 El procedimiento de definición puede incluir adicionalmente una etapa de minimización del valor máximo del autoespectro de caudal del dispositivo de aislamiento mediante modificación de los parámetros del dispositivo de aislamiento. Un autoespectro de una cantidad es, por definición, la transformada de Fourier de la función de autocorrelación de esa cantidad. Ello permite obtener un dispositivo de aislamiento que perturba escasamente el flujo, al propio tiempo que atenúa el ruido.

La evolución del autoespectro se puede calcular preferentemente en una forma sin dimensión normalizando el caudal con el número de Mach y normalizando la frecuencia con el número de Strouhal St. Esto permite simplificar el cálculo.

20 Se representan así, en la figura 6, varias curvas (curvas 80, 82, 84 y 86) de autoespectro de caudal. Estas curvas proceden de la bibliografía. A título de ejemplo, los dispositivos para los cuales están representadas estas curvas son rejillas circulares de diámetro D afectadas de aberturas de diámetro d. En lo que sigue, recibe el nombre de relación\_díámetro la relación entre el diámetro d y el diámetro D. D se puede aproximar al diámetro de la conducción en la que se puede implantar el dispositivo. Cada abertura está separada una distancia p, siendo p la distancia entre el borde de cada abertura. Las cantidades relación\_díámetro y la distancia p son parámetros característicos de un sistema de este tipo. Se pueden contemplar otros parámetros para la rejilla, tal como el número de aberturas o la forma. La figura 9 ilustra las diferentes cantidades mencionadas anteriormente. La curva 80 es obtenida para una relación\_díámetro de 0,05 y un valor de p de 2,9; la curva 82, para una relación\_díámetro de 0,05 y un valor de p de 2; la curva 84, para una relación\_díámetro de 0,037 y un valor de p de 2 y, la curva 86, para una relación\_díámetro de 0,02 y un valor de p de 2,9.

35 Es posible advertir que, para tal dispositivo, el valor máximo de las curvas 80, 82, 84 y 86 de los autoespectros adimensionales de caudales es pequeño, inferior a  $10^{-3}$  para la curva 80 y a  $10^{-4}$  para las curvas 82, 84 y 86. Con tales valores, el dispositivo no se comporta como una fuente de caudal, lo cual favorece la atenuación de las ondas. Una rejilla es, por otra parte, la única singularidad simple (se entiende por singularidad simple una singularidad que se corresponde con un cuadrípulo) que presenta esta característica.

40 El procedimiento puede comprender además una etapa de medición del caudal inicial del fluido, es decir, el caudal presente en el fluido en ausencia del dispositivo, y una etapa de medición del caudal en presencia del dispositivo. El número de agujeros se ajusta entonces para reducir lo mejor posible las perturbaciones acústicas transportadas por el fluido caloportador y limitar la pérdida de carga. Esto permite asegurar que la presencia del dispositivo no conlleva una disminución del caudal.

El procedimiento puede comprender una etapa de minimización del valor máximo de la desviación típica de las fluctuaciones de presión de pared aguas abajo del dispositivo de aislamiento mediante modificación de los parámetros del dispositivo de aislamiento. Ello permite obtener un dispositivo de aislamiento que perturba escasamente el flujo, al propio tiempo que atenúa el ruido.

45 En el caso del dispositivo que incluye la rejilla presentada anteriormente, la evolución de las fluctuaciones de presión se puede calcular preferentemente en una forma sin dimensión normalizando la desviación típica, denominada  $\sigma$ , con la pérdida de carga  $\Delta p$  en función de la longitud l aguas abajo de la rejilla normalizada con el diámetro D de la rejilla. Esto permite simplificar la minimización.

50 Así, en la figura 7 se representan varias curvas de desviación típica de las fluctuaciones de presión. Estas curvas proceden de la bibliografía. Los dispositivos para los cuales se representan estas curvas son los dispositivos con rejilla considerados anteriormente. Más exactamente, la curva 88 es obtenida para una relación\_díámetro de 0,05 y un valor de p de 2; la curva 90, para una relación\_díámetro de 0,037 y un valor de p de 2; la curva 92, para una relación\_díámetro de 0,05 y un valor de p de 2,9 y, la curva 94, para una relación\_díámetro de 0,02 y un valor de p de 2,9.

55 Por comparación de la evolución de las diferentes curvas de la figura 7, por ejemplo de las curvas 88 y 90 por una parte y, por otra, de las curvas 92 y 94, se advierte que para las rejillas con agujeros más grandes, el parámetro  $\sigma$

normalizado con la pérdida de carga  $\Delta p$  se eleva a entre 0,4 y 0,7 mientras que, para las rejillas con agujeros más pequeños, el parámetro  $\sigma$  normalizado con la pérdida de carga  $\Delta p$  es del orden de 0,1. De ello se deduce que la intensidad de las fluctuaciones de presión queda claramente disminuida para rejillas perforadas más finamente. Ello permite evitar que la presencia del dispositivo genere la creación de intensas fuentes acústicas de presión.

5 La observación de las diferentes curvas de la figura 7 permite poner de manifiesto que otro parámetro desempeña una misión importante. Es la posición de la rejilla. En efecto, puesto que una rejilla es un elemento que crea fluctuaciones de presión locales importantes y rápidamente incoherentes con la distancia, la ubicación del dispositivo de aislamiento en el circuito 4 de refrigeración tiene mucha importancia.

10 Se propone así un procedimiento de definición de la implantación de un dispositivo de aislamiento de un circuito 4 de refrigeración de un motor 2 para las frecuencias sonoras en el circuito 4 de refrigeración. El procedimiento comprende una etapa de cálculo de la onda incidente sonora que llega al dispositivo de aislamiento y de cálculo de la onda refractada por el dispositivo de aislamiento, determinándose la posición del dispositivo dentro del circuito 4 al minimizar la amplitud de la onda refractada. La amplitud de la onda puede corresponder a la presión acústica o al caudal acústico de la onda. El procedimiento permite localizar la zona eficaz para la implantación del dispositivo en el circuito 4 de refrigeración. Se entiende por zona eficaz una zona en la que, cuando está posicionado el dispositivo, el ruido se ve disminuido en gran manera.

La etapa de minimización se puede conducir asimismo para varias ondas iniciales. Esto permite optimizar la estructura para varias longitudes de onda diferentes y atenuar así varias frecuencias oídas por el usuario dentro del habitáculo.

20 La onda incidente puede ser calculada mediante un procedimiento matricial tal como se ha descrito anteriormente utilizando matrices (2x2) que relacionan las presiones y los caudales acústicos a la entrada y a la salida de cada elemento del circuito 4 de refrigeración. Semejante cálculo presenta la ventaja de ser de fácil puesta en práctica.

25 En el caso en que la onda incidente sonora que llega al dispositivo de aislamiento es una onda estacionaria, esta onda estacionaria posee nodos y vientres. La posición preferida para el dispositivo se corresponderá con un vientre en la propagación de la onda estacionaria sonora. En efecto, es en los vientres donde la amplitud de la onda es máxima y, por tanto, en estos lugares donde mayor puede ser la atenuación de la onda sonora.

La minimización se puede completar con un estudio de la variación de la desviación típica de presión en función de la posición. Esto es lo que representa la figura 6 anteriormente comentada. Esto permite confirmar los cálculos anteriores.

30 La minimización puede venir además acompañada de un estudio de la variación del autoespectro de presión para varios posicionamientos de la rejilla. La evolución de esta magnitud viene dada en una forma sin dimensión al normalizar la presión con la pérdida de carga, la velocidad del flujo por las aberturas y el diámetro de los agujeros, y al normalizar la frecuencia con el número de Strouhal St. Esto permite simplificar el cálculo.

35 Así, en la figura 7 se representan varias curvas de autoespectro de presión. Estas curvas proceden de la bibliografía. Los dispositivos para los cuales se representan estas curvas son los dispositivos con rejilla considerados anteriormente. Para una posición tal que el parámetro  $l/D$  vale 0,8, las curvas 96, 98, 100 y 102 están en trazo continuo, mientras que las curvas 104 y 106 están en trazo lleno si el parámetro  $l/D$  vale 0,3. Además, las curvas 96 y 104 son obtenidas para una relación diámetro de 0,05 y un valor de  $p$  de 2; la curva 98, para una relación diámetro de 0,037 y un valor de  $p$  de 2; las curvas 100 y 106, para una relación diámetro de 0,05 y un valor de  $p$  de 2,9 y, la curva 102, para una relación diámetro de 0,02 y un valor de  $p$  de 2,9.

40 De la observación de estas diferentes curvas se deduce que el número de Strouhal de corte es elevado para una relación  $l/D$  pequeña (del orden de 0,1), el fenómeno turbulento tiene como dimensión característica el diámetro de las aberturas. Puesto que, en el conjunto de la zona perturbada, el número de Strouhal se sitúa más bajo (a unos  $10^{-2}$ ) que el número de Strouhal de corte, la longitud de correlación del fenómeno turbulento es del orden de  $D$ , diámetro de la rejilla. Así, es interesante colocar el dispositivo a una distancia  $D$  del extremo de un conducto.

45 La posición escogida también puede tener en cuenta la facilidad de montaje. Así, a título de ejemplo, es más fácil implantar el dispositivo dentro del tubo flexible 36 respecto a ponerlo dentro del tubo flexible 32. Las figuras de la figura 10 y 11 ilustran un ejemplo de implantación dentro del tubo flexible 2. Antes del montaje en el vehículo, se ha seccionado el tubo flexible en el lugar deseado y en la sección se ha insertado un dispositivo 64 de aislamiento. El dispositivo 64 se sustenta porque su diámetro es ligeramente superior al del tubo flexible 36 y porque el tubo flexible 36 está realizado en un material elástico. Después, tan sólo a efectos experimentales, el tubo flexible 36 es hermetizado con el concurso de abrazaderas.

50 Así, el dispositivo 64 según todas las formas de realización que con posterioridad se presentan estará implantado aguas arriba del codo 28 de interconexión tubo flexible / tubo aerotermo 6 a una distancia igual a  $D$ , pues se trata de una posición que aúna eficacia de reducción acústica y facilidad de montaje.

55

En otra variante, ilustrada en la figura 29, se utiliza, sin modificarlo, el tubo flexible existente que relaciona la salida del aerotermo con la bomba de agua. En estas condiciones, sólo caben dos posibilidades de ubicación, en cada extremo del tubo flexible. En consecuencia, la probabilidad de que una de estas posiciones se corresponda con un vientre de la onda acústica es pequeña, de modo que las prestaciones técnicas quedan un tanto reducidas.

5 Sin embargo, desde un punto de vista económico, este planteamiento resulta muy interesante, pues desaparecen los costes de diseño y de industrialización de un tubo flexible específico y de un manguito. Respecto a las operaciones de montaje, estas también se ven reducidas, pues el tubo flexible puede venir suministrado directamente equipado con el dispositivo anti-resonante. Este dispositivo anti-resonante, que se materializa en forma de una plaquita horadada, de aluminio o de plástico, pasa a alojarse dentro del radio de curvatura del codo, sirviendo el tornillo de purga del circuito de agua de marca de referencia para la posición angular del dispositivo anti-resonante dentro del tubo flexible.

10 Con objeto de conseguir la atenuación de las ondas, de los anteriores estudios se desprende que un dispositivo 64 de aislamiento de un circuito 4 de refrigeración de un motor 2 para las frecuencias sonoras que incluye una rejilla 66 con aberturas es una fuente pasiva que es extremadamente eficaz, sin perturbación en una muy larga distancia.

15 Por lo tanto, tal dispositivo 64 de aislamiento es un silenciador hidráulico para motor 2 térmico. Cuando se ubica en el circuito 4 de refrigeración de un motor 2 térmico, atenúa la amplitud de las ondas acústicas, producidas por el comportamiento acíclico del cigüeñal y los pares resistentes del árbol de levas y transmitidas al fluido caloportador. El ruido de pseudo-sirena modulada se hace así inaudible en el interior del habitáculo. Adicionalmente, el nivel de presión acústica en el habitáculo se reduce en varios decibelios en la banda 100-1000 Hz. Además, tal dispositivo 64 es fácil de implantar y de industrializar debido a su escaso coste.

20 La figura 6 presenta una vista de un ejemplo de dispositivo 64 de aislamiento de un circuito 4 de refrigeración de un motor 2 para las frecuencias sonoras. El dispositivo 64 comprende una rejilla 66 circular que incluye unas aberturas. Así, la rejilla 66 es un disco perforado de poco espesor. El dispositivo 64 de aislamiento es un dispositivo 64 pasivo.

25 La rejilla 66 permite atenuar la amplitud de las ondas acústicas presentes en el fluido caloportador y suprimir las ondas que se propagan en el conducto.

El número, el diámetro y la ubicación de las aberturas se definen en función de las frecuencias de modulación y de las frecuencias portadoras que hayan de atenuarse. Así, la rejilla 66 del dispositivo 64 está adaptada y dimensionada de manera precisa para corresponderse con ruidos de baja frecuencia de origen mecánico. De un modo particular, la rejilla 66 filtra el ruido de pseudo-sirena modulada.

30 Se pueden contemplar así varias formas de realización. A título de ejemplo, las figuras 12 a 14 ilustran unas vistas esquemáticas de tres formas particulares de realización.

La rejilla 66 tiene un espesor  $e$  y un primer diámetro  $D1$ . Es ventajoso que el espesor  $e$  de la rejilla 66 sea superior a la décima parte del primer diámetro  $D1$ . En términos matemáticos, esto se expresa mediante la siguiente relación  $e > D1/10$  (1).

35 Tal condición asegura que la celeridad del sonido en el fluido sea cercana a la celeridad del sonido aparente del fluido. La celeridad del sonido aparente del fluido es la celeridad del sonido cuando hay presencia del fluido dentro de una conducción. De este modo, es posible desprestigiar todas las interacciones entre el fluido y la estructura.

40 A título de ilustración, según el ejemplo de la figura 12, la rejilla 66 tiene un diámetro de 21 mm y un espesor de 2,5 mm. Para tales valores, se cumple la condición (1). En consecuencia, para tal rejilla 66, las interacciones entre el fluido y la estructura son despreciables. Las rejillas 66 de los ejemplos de las figuras 12 a 15 verifican igualmente la condición (1).

45 La rejilla 66 puede comprender cuatro aberturas 68 circulares de un segundo diámetro  $D2$  y siete aberturas 70 circulares de un tercer diámetro  $D3$ . Los diámetros  $D2$  y  $D3$  de las aberturas 68, 70 son suficientemente grandes como para evitar la formación de un tapón causado por la acumulación de las impurezas presentes y transportadas por el circuito 4 de refrigeración.

El segundo diámetro  $D2$  puede adicionalmente ser superior al tercer diámetro  $D3$ . Agujeros de diámetros diferentes están dirigidos a longitudes de onda diferentes. Esto permite mejorar así el efecto de filtrado de las ondas sonoras. Este es el caso de las formas de realización según los ejemplos 12 a 15.

50 A título de ejemplo, el segundo diámetro  $D2$  puede ser igual a dos veces el tercer diámetro  $D3$ . Según los ejemplos de las formas de realización de las figuras 12 a 15, el segundo diámetro vale 4 mm y el tercer diámetro se eleva a 2 mm.

Los centros de las cuatro aberturas 68 pueden establecerse en orden a determinar las cuatro esquinas de un cuadrado. Por lo tanto, las cuatro aberturas 68 son equidistantes entre sí.

Según el ejemplo de la figura 12, las cuatro aberturas 68 se ubican en la periferia del disco.

Adicionalmente, las siete aberturas 70 de 2 mm de diámetro determinan una cruz ubicada entre las aberturas de 4 mm. La distancia entre dos aberturas 70 es diferente según la rama de la cruz. En la rama más larga, la distancia entre dos aberturas 70 es dos veces menor que en la otra rama. Adicionalmente, el centro de la cruz puede corresponderse con el centro del cuadrado.

La capacidad del dispositivo 64 para atenuar una pseudo-sirena modulada en el habitáculo puede ser evaluada gracias a la herramienta denominada  $I_{\text{ruido}}$  y antes presentada. Esta herramienta permite cuantificar el rendimiento acústico esperado cuando el dispositivo 64 está integrado en el vehículo. El cálculo de  $I_{\text{ruido}}$  se lleva a cabo mediante utilización de los espectros de presión acústica y de envolvente que se representan en las figuras 16 a 21.

La ausencia de pseudo-sirena modulada se traduce en valores de  $I_{\text{ruido}}$  comprendidos entre 0 y 3 dB. 0 dB corresponde al umbral de audibilidad de una pseudo-sirena modulada en el habitáculo del vehículo. Es el nivel de referencia.

Montaje	$I_{\text{ruido}}$ (dB)	Consecuencia
Vehículo estado de origen	13	Ruido intenso (inaceptable)
Vehículo provisto de un derivador	1,7	Ausencia de ruido (0 defectos)
Vehículo provisto de un dispositivo 64 según la figura 12	-6,1	Ausencia de ruido (0 defectos)

Tabla 1: Rendimiento acústico para diferentes montajes

Cuando se atiende al vehículo en su estado de origen, se mide un valor de  $I_{\text{ruido}}$  de 13 dB, lo cual corresponde a un ruido importante en el habitáculo del vehículo. Esto no es admisible.

Se efectúa asimismo una prueba llamada “vehículo provisto de un derivador” en la que el circuito 4 de refrigeración no incluye líquido de refrigeración. Para ello, se sustituyen los tubos flexibles 32 y 36 por un tubo flexible que suprime la alimentación del aerotermo 6 con fluido caloportador.

Cuando el vehículo está provisto de un derivador, en este caso se mide un valor de  $I_{\text{ruido}}$  de 1,7 dB. En semejante configuración, se detiene la propagación de las ondas acústicas en el fluido caloportador en dirección al habitáculo del vehículo. El valor de  $I_{\text{ruido}}$  medido corresponde como es lógico a una sensación “Ausencia de ruido”, sensación confirmada mediante escuchas subjetivas.

Para una prueba en presencia del dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 6, se mide un valor de  $I_{\text{ruido}}$  de -6,1 dB. Esto corresponde a un ruido que no es audible para el oído humano. Se puede considerar entonces que el ruido de pseudo-sirena modulada también desaparece totalmente en el interior del vehículo. Es destacable que las prestaciones obtenidas con el dispositivo 64 según la forma de realización de la figura 12 son mejores que la obtenida en la configuración “vehículo provisto de un derivador”. Este valor ampliamente inferior de  $I_{\text{ruido}}$  se explica por el hecho de que el dispositivo 64 de la figura 12 no suprime la vía de transferencia por el fluido. Esto permite evitar reforzar las otras dos vías de transferencia que son las vías sólida y aérea. La vía aérea corresponde a la propagación del sonido en el aire y, la vía sólida, al hecho de que el motor está fijado al vehículo.

Las diferencias entre las prestaciones de las tres pruebas se observan asimismo por comparación de las figuras 16 a 21. Las figuras 16 y 17 ilustran respectivamente unos espectros de presión acústica y de envolvente para el vehículo en su estado de origen. Las figuras 18 y 19 muestran respectivamente unos espectros de presión acústica y de envolvente para la configuración de “vehículo provisto de un derivador”. Las figuras 20 y 21 ilustran respectivamente unos espectros de presión acústica y de envolvente para el vehículo provisto del dispositivo 64 de la figura 12. A efectos de comparación, las escalas son idénticas cualquiera que sea la representación.

Mediante comparación de las diferentes figuras, es posible advertir que las prestaciones del dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 12 superan ampliamente la supresión de la radiación del ruido de pseudo-sirena modulada en el habitáculo. En efecto, se observa una importante reducción del nivel de presión acústica en el habitáculo entre 100 y 1000 Hz. El nivel de presión acústica de referencia en este rango de frecuencias es de  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa, esto es, 3,8 dB.

El dispositivo 64 según la forma de realización de la figura 12 permite así la reducción del nivel de presión acústica entre 500 y 600 Hz y la desaparición de todas las frecuencias de modulación dimanadas del motor 4.

La rejilla 66 según la forma de realización de la figura 13 se distingue de la rejilla 66 según la figura 2 por una diferente disposición de las aberturas 68 y 70. El número y el diámetro de las dos familias de aberturas (diámetros de  $D2 = 4$  mm y  $D3 = 2$  mm) permanecen inalterados. En comparación con la rejilla 66 según la figura 12, el

cuadrado determinado por los cuatro agujeros 68 de 4 mm de diámetro está más recogido en el centro del disco. Seis de las siete aberturas 70 de 2 mm de diámetro se hallan dispuestas en la periferia del cuadrado. La séptima abertura 70 se ubica en el centro de la rejilla 66.

5 Al igual que para el dispositivo 64 de la figura 12, la capacidad para atenuar las ondas acústicas que provocan ruido de pseudo-sirena modulada en el habitáculo se evalúa a través de la herramienta  $I_{\text{ruido}}$ . Los resultados para cada configuración se presentan seguidamente:

Montaje	$I_{\text{ruido}}$ (dB)	Consecuencia
Vehículo estado de origen	13	Ruido intenso (inaceptable)
Vehículo provisto de un derivador	1,7	Ausencia de ruido (0 defectos)
Vehículo provisto de un dispositivo 64 según la figura 13	-3,9	Ausencia de ruido (0 defectos)

Tabla 2: Rendimiento acústico para diferentes montajes

10 Las pruebas referentes al vehículo en estado de origen y al vehículo provisto de un derivador son idénticas a las efectuadas para el vehículo provisto de un dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 12.

Para el dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 13, el valor de  $I_{\text{ruido}}$  es un valor negativo. Así, el nivel de pseudo-sirena modulada en el habitáculo es muy inferior al umbral de audibilidad. Así, las prestaciones se ven muy mejoradas con relación al vehículo provisto de un derivador.

15 Las diferencias entre las prestaciones de las tres pruebas se observan asimismo mediante comparación de las figuras 16 a 19, por una parte y, por otra, de las figuras 22 y 23. Las figuras 22 y 23 ilustran respectivamente unos espectros de presión acústica y de envolvente para el vehículo provisto del dispositivo 64 de la figura 13.

Mediante comparación de las diferentes figuras, es posible advertir que el dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 13 permite igualmente obtener una reducción del nivel de la presión acústica de varios decibelios en el habitáculo.

20 La comparación de los espectros de envolvente de las figuras 21 y 23 muestra que la geometría de la rejilla 66 tiene un impacto sobre la amplitud de las frecuencias de modulación emergentes. Con objeto de facilitar esta comparación, las figuras 24 y 25 se corresponden con las figuras 21 y 23 con una escala diferente que pone más de manifiesto las frecuencias residuales.

25 Así, el dispositivo 64 de la figura 12 atenúa más que el dispositivo 64 de la figura 13 las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 0,5 y 1,5. El dispositivo 64 de la figura 13 atenúa más que el dispositivo 64 de la figura 12 las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 1 y 2. Las amplitudes de las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 2,5 y 3 quedan inalteradas.

30 La rejilla 66 según la forma de realización de la figura 14 se distingue de la rejilla 66 según la figura 12 por una diferente disposición de las aberturas 68 y 70. El número y el diámetro de las dos familias de aberturas (diámetros de  $D2 = 4$  mm y  $D3 = 2$  mm) permanecen inalterados. Las aberturas 68 y 70 están distribuidas según tres rectas paralelas. Dos aberturas 68 de las cuatro aberturas 68 se hallan según un diámetro con una de las siete aberturas 70. Tres de las siete aberturas 70 y una de las cuatro aberturas 68 quedan situadas según una cuerda paralela al diámetro. Adicionalmente, según el ejemplo de la figura 14, las cuatro aberturas 68 se establecen en orden a determinar una Y. Adicionalmente, la organización de las aberturas 68 y 70 es tal que la rejilla presenta una simetría axial con relación al diámetro. Sobre cada una de las cuerdas paralelas al diámetro se siguen las tres aberturas 70 de pequeño diámetro, estando ubicada en un extremo la abertura 68 de mayor diámetro.

La rejilla 66 circular puede incluir un enrejado 72 al igual que en el ejemplo que no forma parte de la invención de la figura 15, donde esta rejilla 66 se materializa en forma de un enrejado 72 fino y regular en toda su superficie. Cada malla se puede equiparar a un agujero circular de 1 mm de diámetro aproximadamente.

40 Al igual que para el dispositivo 64 de la figura 12, la capacidad para atenuar las ondas acústicas que provocan ruido de pseudo-sirena modulada en el habitáculo se evalúa a través de la herramienta  $I_{\text{ruido}}$ . Los resultados para cada configuración se presentan seguidamente:

Montaje	$I_{\text{ruido}}$ (dB)	Consecuencia
Vehículo estado de origen	13	Ruido intenso (inaceptable)
Vehículo provisto de un derivador	1,7	Ausencia de ruido (0 defectos)
Vehículo provisto de un dispositivo 64 según el ejemplo 15	0,5	Ausencia de ruido (0 defectos)

Tabla 3: Rendimiento acústico para diferentes montajes

Las pruebas referentes al vehículo en estado de origen y al vehículo provisto de un derivador son idénticas a las efectuadas para el vehículo provisto de un dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 12.

5 Para el dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 15, el valor de  $I_{\text{ruido}}$  es inferior a 3 dB. Así, el nivel de pseudo-sirena modulada en el habitáculo es muy soportable y apenas audible. Así, las prestaciones se ven muy mejoradas con relación al vehículo provisto de un derivador.

10 Las diferencias entre las prestaciones de las tres pruebas se observan asimismo mediante comparación de las figuras 16 a 19, por una parte y, por otra, de las figuras 26 y 27. Las figuras 26 y 27 ilustran respectivamente unos espectros de presión acústica y de envolvente para el vehículo provisto del dispositivo 64 de la figura 15.

Mediante comparación de las diferentes figuras, es posible advertir que el dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 15 permite igualmente obtener una reducción del nivel de la presión acústica de varios decibelios en el habitáculo.

15 La comparación de los espectros de envolvente de las figuras 21 y 27 muestra que la geometría de la rejilla 66 tiene un impacto sobre la amplitud de las frecuencias de modulación emergentes. Con objeto de facilitar esta comparación, la figura 28 se corresponde con la figura 27 con una escala diferente que poner más de manifiesto las frecuencias residuales.

20 Así, el dispositivo 64 de la figura 12 atenúa más que el dispositivo 64 de la figura 15 las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 1, 1,5, 2 y 3. El dispositivo 64 de la figura 15 atenúa más que el dispositivo 64 de la figura 12 las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 0,5, 2,5 y 3,5.

La comparación entre los espectros de envolvente de las figuras 24 y 27 muestra unas prestaciones del dispositivo 64 según la figura 15 rebajadas para los órdenes 1, 1,5, 2 y 3 con relación a las del dispositivo 64 según el ejemplo de la figura 13. Adicionalmente, el dispositivo 64 de la figura 15 atenúa más que el dispositivo 64 de la figura 13 las frecuencias de modulación correspondientes a los órdenes 0,5, 2,5 y 3,5.

25 Puesto que el enrejado 72 cubre la totalidad de la rejilla 66 según el ejemplo que no forma parte de la invención de la figura 9, la finura de las mallas puede obstaculizar las impurezas presentes y transportadas por el fluido caloportador. Así, también cabe la posibilidad de combinar las anteriores formas de realización y se puede contemplar que las aberturas de los ejemplos de dispositivos 64 según las figuras 12, 13 y 14 incluyan un enrejado 72 del tipo utilizado sobre la integralidad de la superficie de la rejilla 66 según la forma de realización de la figura 15. Tales rejillas 66 se verían menos sujetas al problema de las impurezas.

30 Según la naturaleza de las ondas que hayan de atenuarse, al depender las prestaciones de la geometría de la rejilla 66, puede ser más o menos ventajoso realizar uno de los dispositivos 64 presentados anteriormente con su correspondiente rejilla 66.

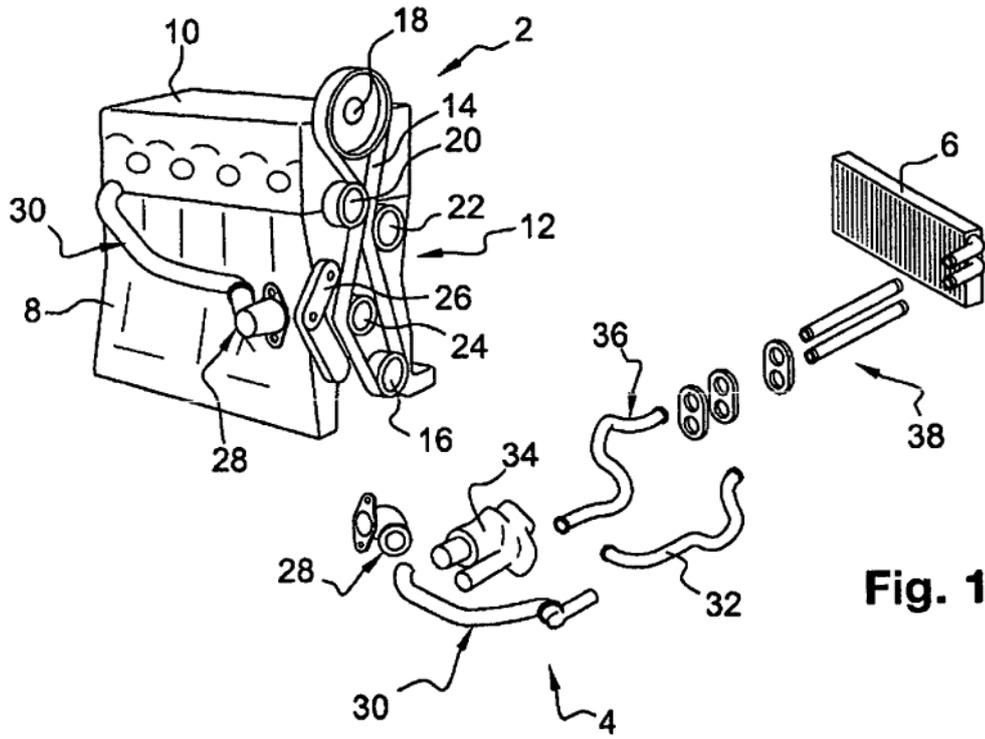
35 La rejilla 66 puede realizarse con un material inoxidable. Esto permite conferir al conjunto del dispositivo 64 un mejor tiempo de vida. Cada una de las rejillas 66 según las formas de realización de los ejemplos 12 a 14 está realizada a partir de un material inoxidable.

El dispositivo 64 puede comprender adicionalmente un tubo de soporte 74. El tubo define un paso de fluido, hallándose la rejilla de través a este paso. Tal tubo 74 sirve de soporte para facilitar el montaje del dispositivo 64 y, especialmente, en el tubo flexible 36 del circuito 4 de refrigeración según se ha propuesto anteriormente.

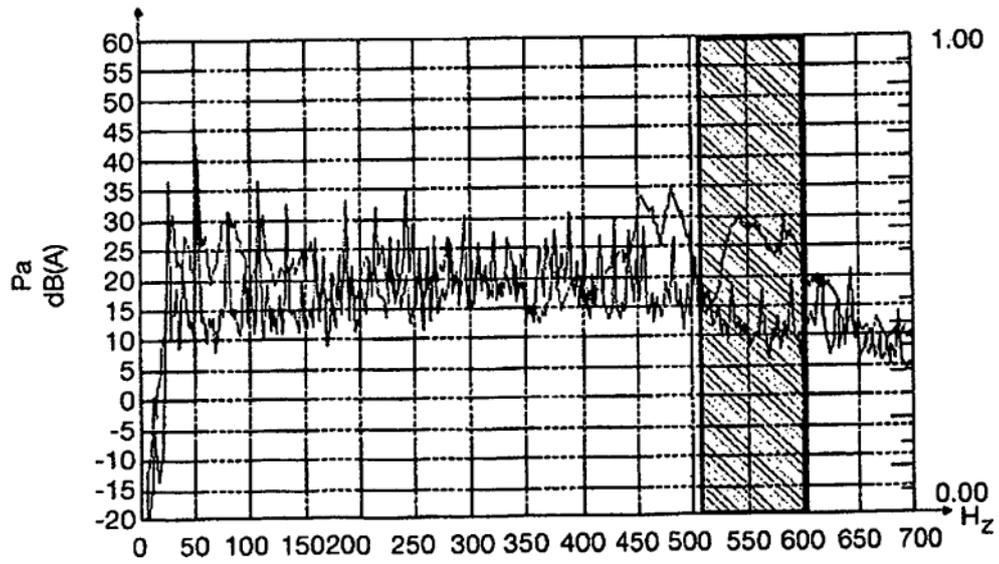
40

**REIVINDICACIONES**

- 5 1. Circuito de refrigeración de un motor que comprende un dispositivo (64) de aislamiento del circuito (4) de refrigeración del motor para frecuencias sonoras comprendidas entre 300 Hz y 1000 Hz, preferentemente entre 500 Hz y 700 Hz, consistiendo el dispositivo (64) en una rejilla (66) circular que incluye aberturas, teniendo la rejilla (66) un espesor (e) y un primer diámetro (D1), siendo el espesor de la rejilla (66) superior a la relación respecto a la décima parte del primer diámetro (D1), caracterizado por que la rejilla (66) incluye exactamente once aberturas (68, 70) circulares de diámetros predeterminados, entre las que se cuentan exactamente cuatro aberturas (68) circulares de un segundo diámetro y exactamente siete aberturas (70) circulares de un tercer diámetro, siendo el segundo diámetro superior al tercer diámetro.
- 10 2. Circuito de refrigeración según la anterior reivindicación, caracterizado por que el segundo diámetro es igual a dos veces el tercer diámetro.
3. Circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizado por que los centros de las cuatro aberturas (68) se establecen en orden a determinar las esquinas de un cuadrado.
- 15 4. Circuito de refrigeración según la anterior reivindicación, caracterizado por que las siete aberturas (70) determinan una cruz cuyo centro se corresponde con el centro del cuadrado.
5. Circuito de refrigeración según la reivindicación 3, caracterizado por que seis de las siete aberturas (70) se hallan en la periferia del cuadrado y la séptima abertura (70) se halla en el centro del cuadrado.
6. Circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizado por que las aberturas (68, 70) están distribuidas según tres rectas paralelas,
- 20 - hallándose dos aberturas (68) de las cuatro aberturas (68) según un diámetro con una de las siete aberturas (70) y
- hallándose tres de las siete aberturas (70) y una de las cuatro aberturas (68) sobre cada una de las rectas extremas según una cuerda paralela al diámetro.
- 25 7. Circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizado por que la rejilla (66) está realizada con un material inoxidable.
8. Circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizado por que el dispositivo (64) comprende un tubo de soporte (74) que define un paso de fluido, hallándose la rejilla (66) de través al paso.
- 30 9. Circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizado por que incluye un tubo flexible (36) que relaciona una caja (34) de salida de agua con un aerotermo (6), hallándose el dispositivo (64) dentro del tubo flexible (36) a una distancia sensiblemente igual al diámetro de la rejilla (66) respecto al extremo del tubo flexible del lado aerotermo (6).
10. Circuito de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado por que incluye un tubo flexible (36) que relaciona una caja (34) de salida de agua con un aerotermo (6), ubicándose el dispositivo (64) en el extremo del tubo flexible del lado del aerotermo (6).
- 35 11. Vehículo, caracterizado por que incluye el circuito de refrigeración según una de las anteriores reivindicaciones.



**Fig. 1**



**Fig. 2**

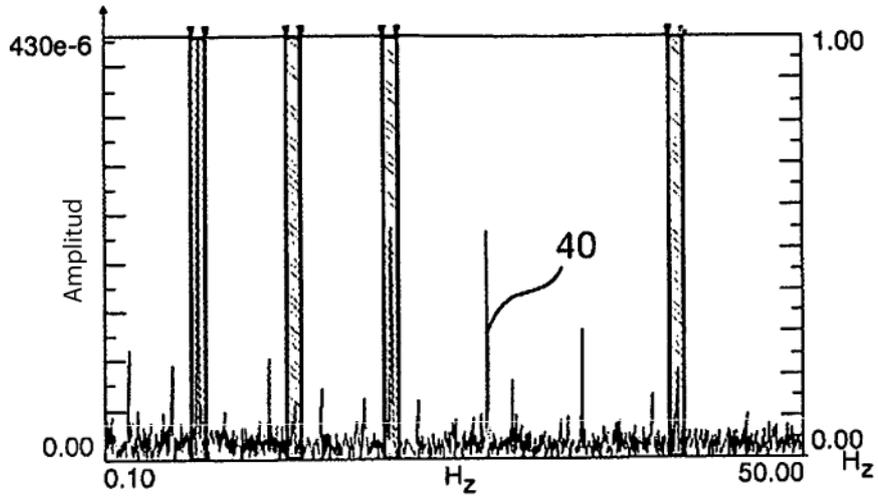


Fig. 3

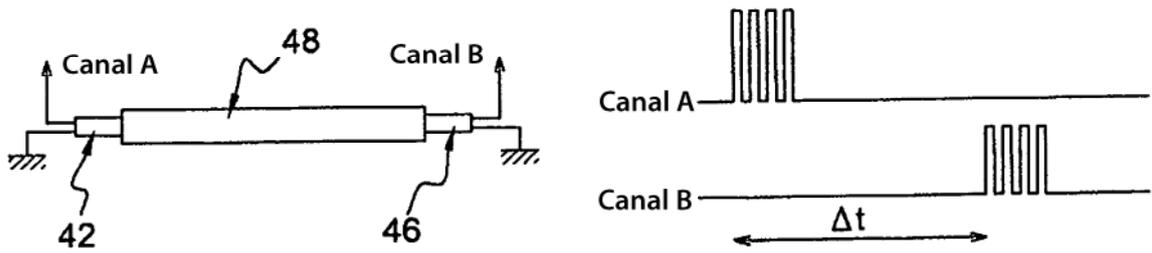


Fig. 4

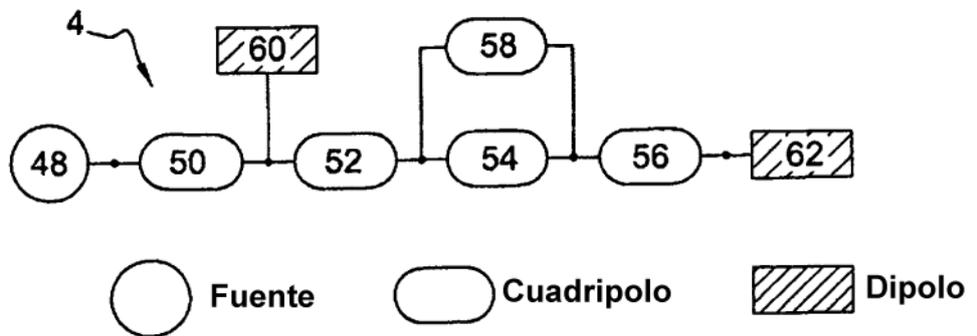


Fig. 5

Fig. 6

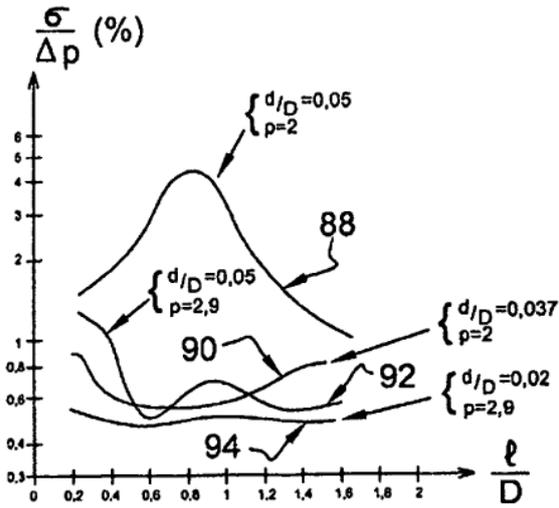
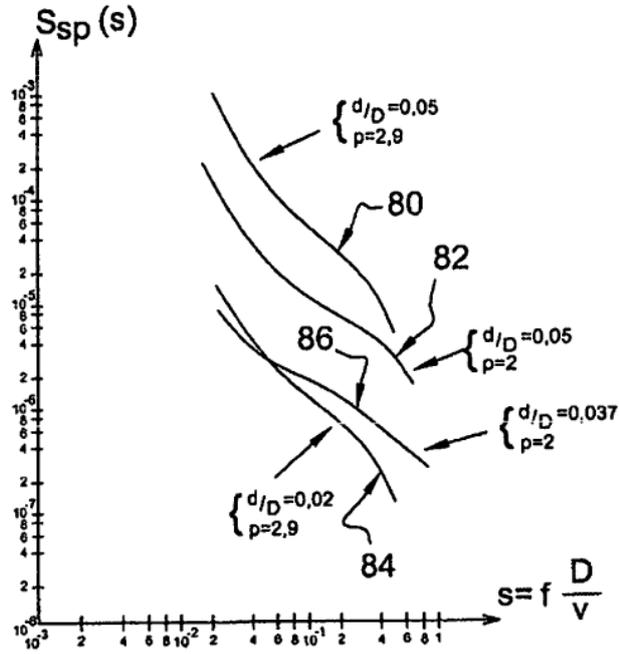


Fig. 7

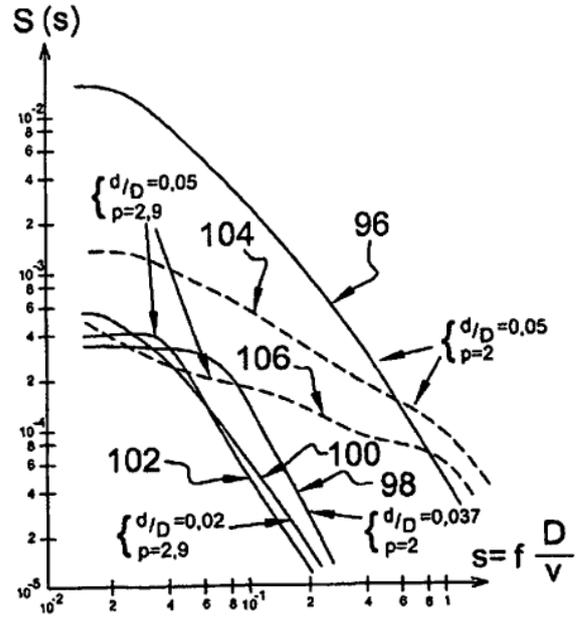
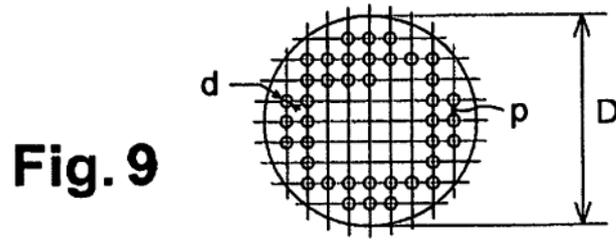
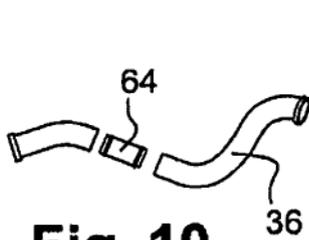


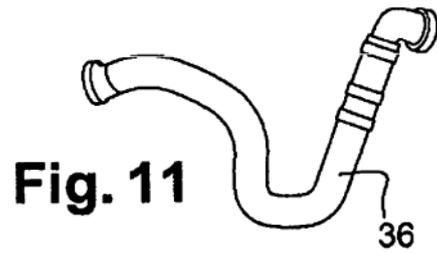
Fig. 8



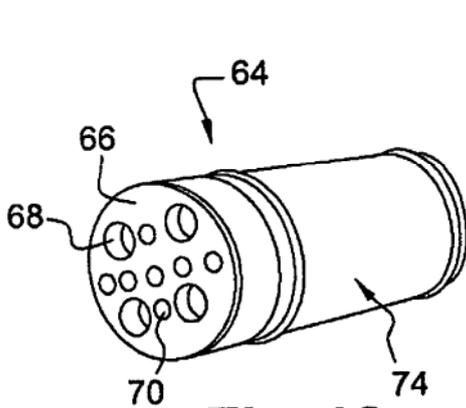
**Fig. 9**



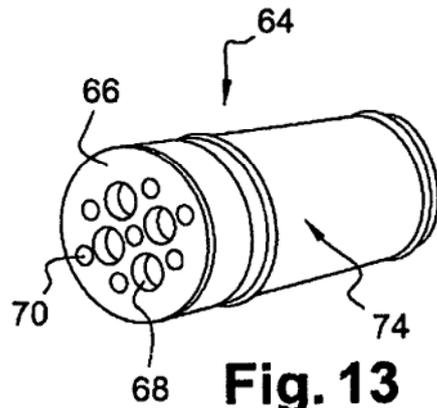
**Fig. 10**



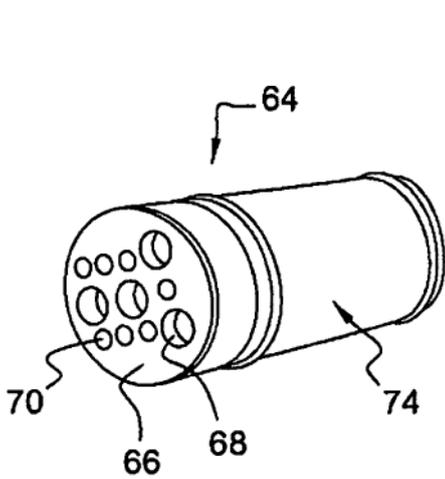
**Fig. 11**



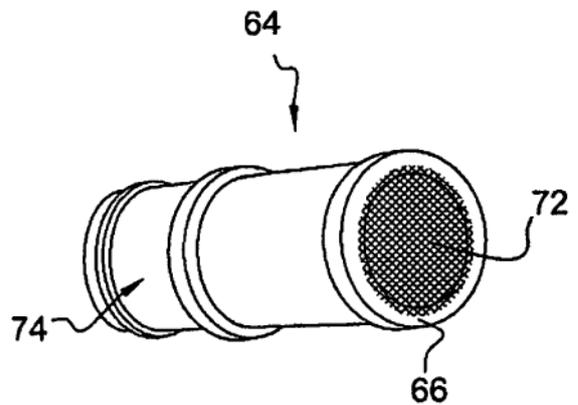
**Fig. 12**



**Fig. 13**



**Fig. 14**



**Fig. 15**

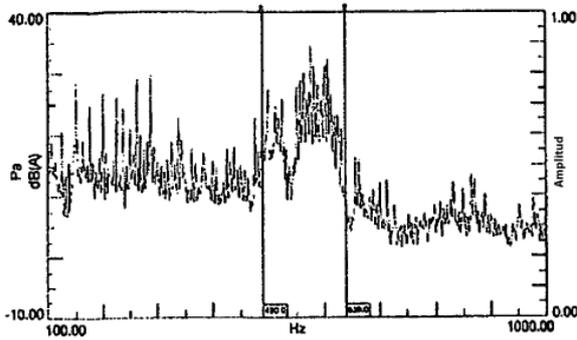


Fig. 16

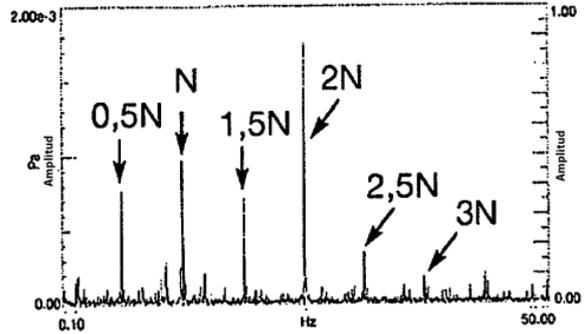


Fig. 17

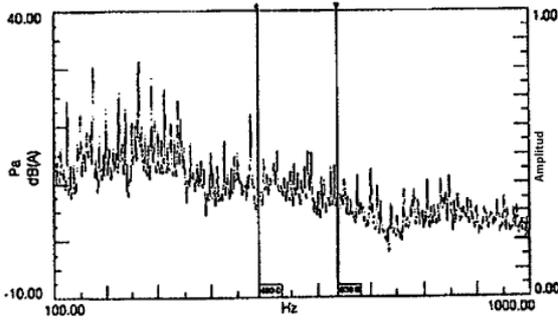


Fig. 18

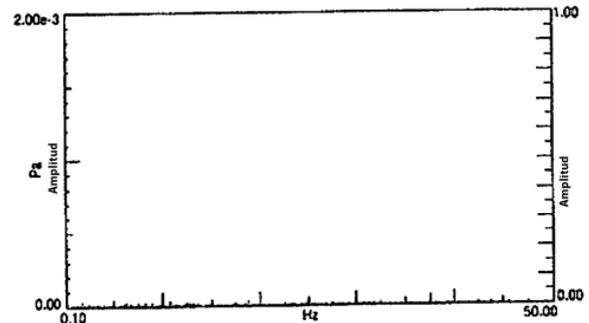


Fig. 19

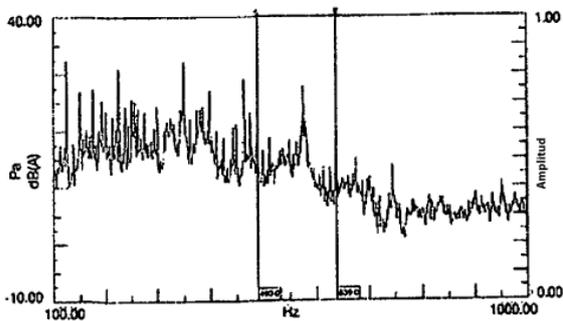
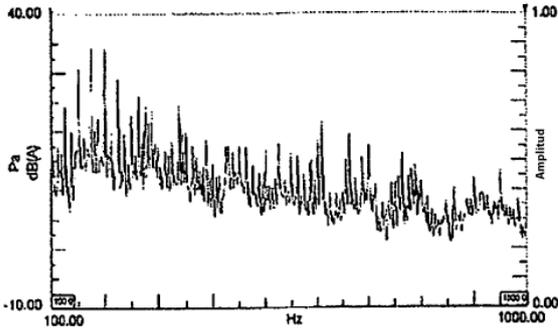


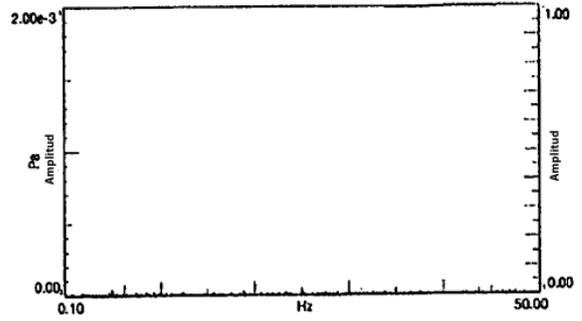
Fig. 20



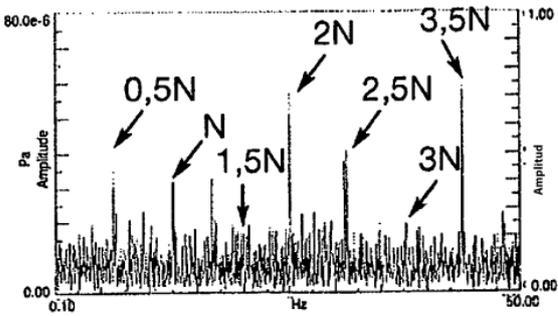
Fig. 21



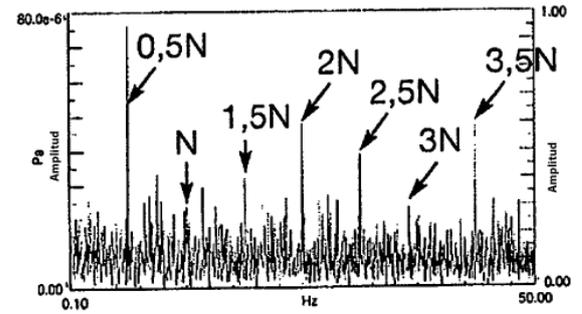
**Fig. 22**



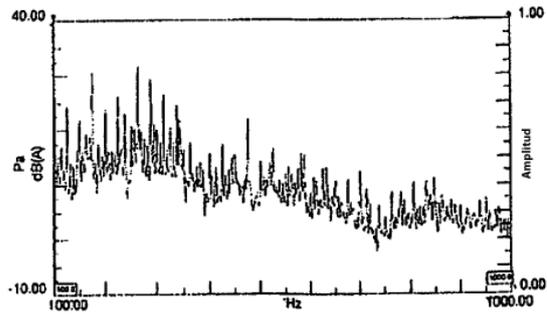
**Fig. 23**



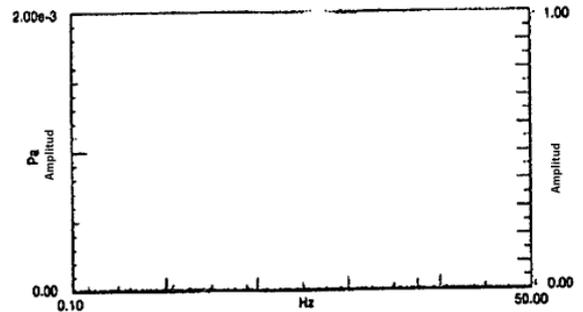
**Fig. 24**



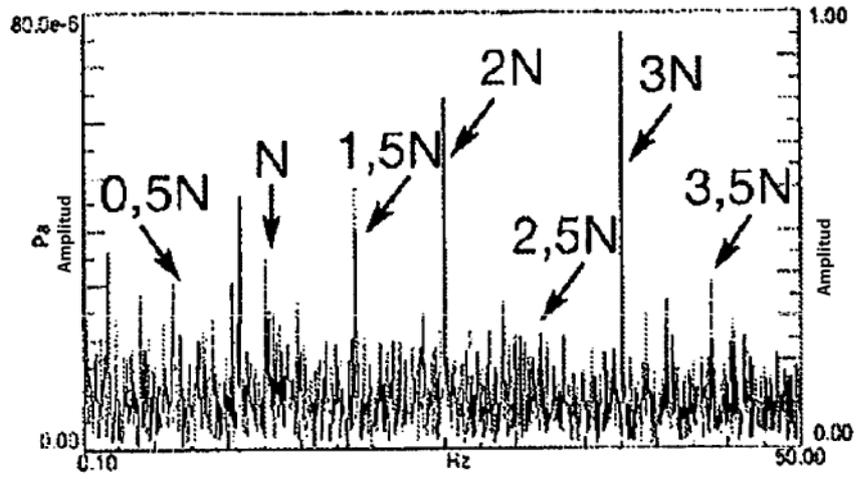
**Fig. 25**



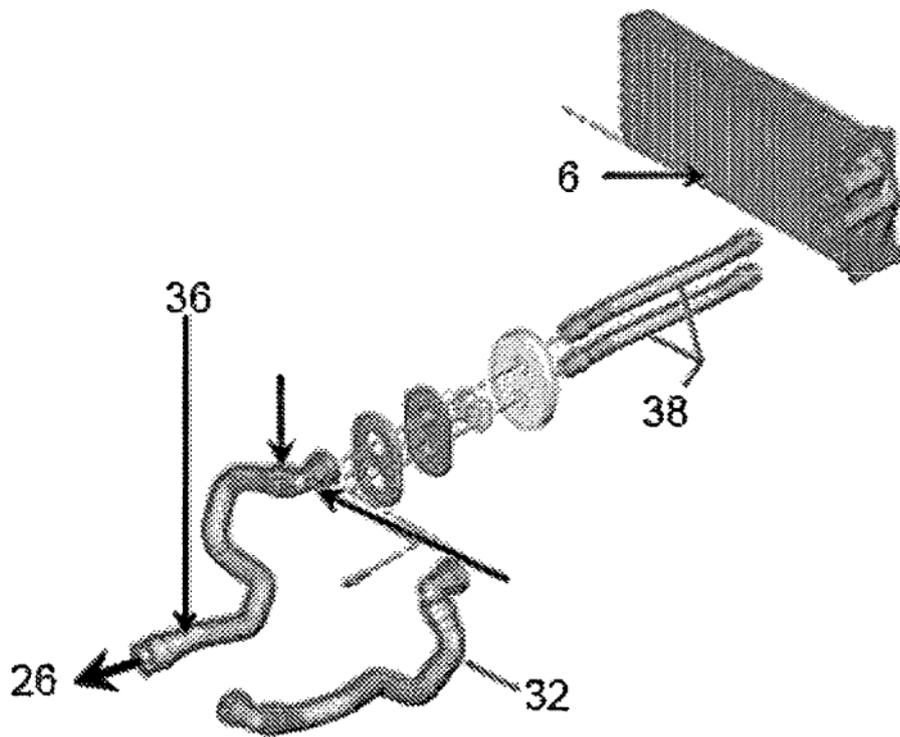
**Fig. 26**



**Fig. 27**



**Fig. 28**



**Fig. 29**