

CARACTERIZACIÓN DE FUENTES DE RUIDO Y VIBRACIONES DE UNA MÁQUINA ENFRIADORA INDUSTRIAL

Amadeu Segura Torres^{1}*

Pere Vicenç Rodríguez Sorribes¹

¹ICR, Ingeniería para el Control del Ruido S.L., C/Berruguete 52, 08035 Barcelona, España

RESUMEN

Cada vez más, el ruido y las vibraciones de un equipo industrial se tienen en cuenta como parte de su diseño. En este caso que nos ocupa se realizó un estudio acústico de una enfriadora industrial con el fin de caracterizar el ruido debido a su funcionamiento normal, estudiar su origen y proponer posibles cambios/soluciones para conseguir niveles de ruido más bajos de forma que estos cumplieran con las especificaciones definidas por el cliente.

Se han realizado varias pruebas de ruido y vibraciones en la enfriadora en las instalaciones del cliente (Confidencial), incluyendo el uso de tecnologías avanzadas como ATPA (Advanced Transfer Path Analysis) y Scan&Paint, que permitieron diferenciar claramente la contribución estructural y aérea de cada uno de los elementos constituyentes de la enfriadora.

En el artículo, se presenta brevemente la metodología ATPA utilizada para determinar el ruido y vibraciones a nivel estructural de la enfriadora, así como los resultados.

ABSTRACT

Increasingly, the noise and vibration of industrial equipment is being considered as part of its design. In this case, an acoustic study of an industrial cooler was carried out in order to characterise the noise due to its normal operation, study its origin and propose possible changes/solutions to achieve lower noise levels so that they comply with the specifications defined by the client.

Several noise and vibration tests have been carried out on the cooler the customer's premises (Confidential), including the use of advanced technologies such as ATPA (Advanced Transfer Path Analysis) and Scan&Paint, which allowed to clearly differentiate the structural and aerial contribution of each of the chiller's constituent elements.

In the article, the ATPA methodology used to determine the structural noise and vibrations of the cooler, as well as the results, are briefly presented.

Palabras Clave— TPA, Ruido, Vibraciones, Industria.

* **Autor de contacto:** amadeusegura@icrsl.com

Copyright: ©2023 First author et al. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 Unported License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original author and source are credited.

1. INTRODUCCIÓN

Se ha realizado un estudio acústico de un enfriador industrial con el fin de caracterizar el ruido de funcionamiento de la máquina y estudiar su origen.

La tarea ha consistido en realizar distintas pruebas en la máquina en las instalaciones del cliente con el uso de micrófonos y acelerómetros. A continuación, se explican las pruebas realizadas y se presentan los datos y su análisis para determinar las principales fuentes de ruido.

Los resultados muestran buena correspondencia entre el ensayo realizado con el método ATPA (Advanced Transfer Path Analysis) para obtener la contribución de las fuentes de ruido estructural de la máquina (paneles exteriores) y las mediciones dinámicas en operación.

El funcionamiento del refrigerador consiste en la circulación de aire movido por dos ventiladores a través de un circuito cerrado de conductos con fluido en ciclos de compresión y expansión. La compresión del fluido se realiza mediante un compresor que se encuentra en el interior de la máquina.

En la Figura 1 se puede ver un ejemplo del tipo de máquina estudiada, que no se corresponde con la máquina real, por no tener el permiso del cliente para mostrarla. La altura de la máquina real es de 2 metros y todos los paneles son de chapa metálica. Igual que en la imagen, durante los ensayos la máquina se encontraba aislada vibratoriamente del suelo por mediante de soportes elásticos.



Figura 1. Ejemplo de máquina enfriadora de aire.

2. MÉTODO ATPA

El ATPA caracteriza la topología del sistema mecánico para averiguar las trayectorias vibroacústicas y las contribuciones de los componentes del sistema, denominados subsistemas, al ruido en cualquier receptor.

Este método funciona a partir del cálculo o medición de los coeficientes de la matriz de transferencia global TG (o también GT) definidos en [1]:

$$T_{ij}^G = \frac{x_j}{x_i} \quad (1)$$

donde x_j es la señal en el nodo j habiendo aplicado una excitación x_i en el nodo i . De forma general, las señales medidas son aceleraciones y presiones

Así pues, la matriz de transferencias globales entre todos los subsistemas relaciona el ruido medido debido a la transmisión de las vibraciones por todos los caminos posibles, habiendo introducido una excitación en el sistema. Por otro lado, la matriz de transferencias directas TD (o DT) se calcula para caracterizar los caminos por los cuales se transmite la vibración. Los coeficientes de esta matriz contienen la información sobre las vías de transmisión entre dos subsistemas, bloqueando todo el resto. La transferencia directa también se puede definir como la relación entre la vibración de cualquier subsistema y un receptor acústico externo en el punto T, impidiendo la vibración de cualquier subsistema que no sea el excitado:

$$T_{iT}^D = \frac{p_T}{x_i} \quad (2)$$

Esta situación de bloquear todos los subsistemas excepto el que se excita y el que recibe la excitación raramente se puede medir directamente, ya que impedir la vibración de los subsistemas a decisión propia no es posible en la mayoría de situaciones. Por ello, la matriz de transferencias directas requiere un postproceso de los datos.

La presión acústica total (p_T) en el receptor T se puede formular como:

$$p_T = \sum_{i=1}^N x_i T_{iT}^D \quad (3)$$

donde p_T es la señal en el receptor, x_i es la señal medida en el subsistema i (por ejemplo, la aceleración de un panel que vibra), TD es la función de transferencia directa entre los subsistemas y el receptor y N es el número de subsistemas en que se ha dividido el sistema mecánico. Además, la relación entre la matriz de transferencia global y la matriz de transferencia directa se define como [2, 3]:

$$\sum_{j=1}^N T_{ij}^G T_{jT}^D = T_{iT}^G ; i = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

Entonces, la caracterización de las vías de transmisión se reduce a un problema matemático de determinar los

coeficientes de la matriz de transferencia directa entre los subsistemas y el receptor. La ecuación (4) se trata de un sistema lineal de N ecuaciones con N incógnitas.

De esta forma, el ATPA puede sintetizar el ruido estructural de los subsistemas de la máquina (paneles) y diferenciar entre la contribución de los distintos subsistemas.

El ensayo con el método ATPA tiene dos variantes: coherente y energético. En el caso coherente, las contribuciones se obtienen teniendo en cuenta el módulo y la fase de las señales. Por lo contrario, la variante energética utiliza los valores escalares de las señales que son representativos de la energía del sistema. En el caso que nos ocupa se ha utilizado este último caso.

3. MEDICIONES DINÁMICAS EN OPERACIÓN

Las mediciones dinámicas en operación se realizaron en situación de funcionamiento nominal: 770 rpm de velocidad de rotación de los ventiladores y 78 rps de velocidad de rotación del compresor.

Se ha situado un micrófono en la parte frontal de la máquina (delante de los ventiladores) a 2,5 metros de distancia y a una altura de 1,5 metros con un paraviento para evitar la influencia del flujo directo de aire de los ventiladores.

El ruido generado por la máquina se ha analizado como la presión acústica medida en este micrófono receptor exterior en dBA.

Se han realizado 3 tipos de mediciones: en condiciones normales, quitando las aspas de los ventiladores y reproduciendo el ruido del compresor desde el interior de la máquina.

3.1 Condiciones nominales

En condiciones nominales la presión acústica registrada en el micrófono receptor situado en la parte frontal de la máquina enfriadora ha sido de 64,0 dBA.

3.2 Sin ventiladores

Para esta prueba se han quitado las palas de los ventiladores, con lo cual se ha eliminado la circulación de aire a través de la máquina y su ruido asociado. En estas condiciones la máquina ha sido puesta en marcha en funcionamiento nominal.

La presión acústica alcanzada en el micrófono receptor exterior en esta situación ha sido de 49,2 dBA.

3.3 Ruido del compresor

El ruido de compresor ha sido grabado en condiciones nominales con un micrófono de control desde el interior de la máquina. Este ruido básicamente se describe como un tono a 78 Hz que es la velocidad de rotación del compresor. Luego,

esta grabación ha sido reproducida con un altavoz desde la localización del compresor alcanzando la misma presión acústica en el micrófono de control que en condiciones nominales.

En esta situación la presión acústica alcanzada en el micrófono receptor exterior ha sido de 42,3 dBA.

4. METODOLOGÍA DE ENSAYO ATPA

En este apartado se presenta una explicación de la metodología ATPA aplicada al estudio del ruido estructural de la máquina enfriadora. Se define el área de estudio, se enumeran los subsistemas y se describe el ensayo ATPA.

4.1. Área de estudio

El estudio se centra en la contribución estructural al ruido total de la máquina enfriadora, por lo cual, se han instrumentado todos los paneles exteriores con acelerómetros. Así pues, en este caso, el ATPA se realiza para averiguar cuál es la contribución de los paneles del refrigerador al ruido total registrado en el exterior de la máquina, sin analizar las trayectorias de la vibración. La máquina se divide en partes o subsistemas, controlando el ruido radiado por cada uno de ellos.

4.2. Lista de subsistemas

Cada panel de la máquina se divide en varios subsistemas en función de su tamaño y en cada división se coloca un acelerómetro. También en el lateral izquierdo y en la parte trasera, donde no hay panel sino una rejilla abierta, se coloca un micrófono para controlar el ruido procedente de estas aberturas.

En total, el radiador se instrumenta con 13 acelerómetros y 3 micrófonos (las dos oberturas y el micrófono de control frontal). La lista de los subsistemas utilizados para las mediciones se muestra en la siguiente tabla, donde la primera columna tiene el número del subsistema, la segunda columna tiene el nombre del subsistema y la tercera, su descripción

Tabla 1. Lista de subsistemas.

Nºsubsistema	Nombre	Descripción
01	Panel-LeftFrontTop-01	Parte superior del panel con los ventiladores
02	Panel-LeftFrontCenter-02	Parte central del panel con los ventiladores
03	Panel-LeftFrontLow-03	Parte inferior del panel con los ventiladores

04	MotorTop-04	Carcasa del motor del ventilador superior
05	MotorLow-05	Carcasa del motor del ventilador inferior
06	Panel-RightFrontTop-06	Parte superior del panel frontal
07	Panel-RightFrontLow-07	Parte inferior del panel central
08	Panel-RightTop-08	Parte superior del panel lateral derecho
09	Panel-RightCenter-09	Parte central del panel lateral derecho
10	Panel-RightLow-10	Parte inferior del panel lateral derecho
11	Panel-BackRightTop-11	Parte superior del panel trasero
12	Panel-BackRightLow-12	Parte inferior del panel trasero
13	Roof-13	Panel superior
14	LeakBack-14	Apertura trasera (micrófono)
15	LeakLeft-15	Apertura izq. (micrófono)

En la Figura 2 se puede ver un croquis con la localización de los micrófonos y en la Figura 3 se observa parte de la instrumentación.

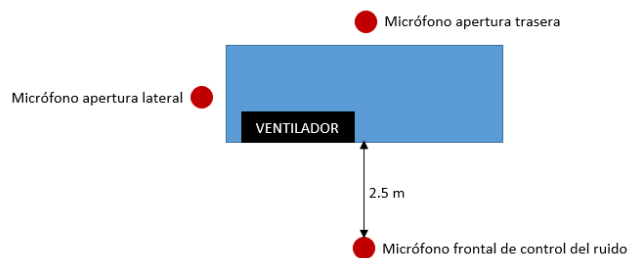


Figura 2. Croquis de la localización de los micrófonos.



Figura 3. Instrumentación

5. ENSAYO ATPA

La instrumentación se compone de acelerómetros y micrófonos, los cuales representan los subsistemas y los receptores, respectivamente.

- Subsistemas: se coloca un acelerómetro en cada uno de los paneles exteriores de la máquina que se quiere controlar.
- Receptores: se sitúa un micrófono en cada punto receptor.

En primer lugar, se realiza un ensayo estático que consiste en dar varios impactos con un martillo en los paneles considerados como subsistemas. El panel donde se impacta se nombra subsistema de referencia. La respuesta vibratoria se mide en todos los otros paneles (aceleración) y en los receptores (presión acústica). Con este ensayo se obtiene la función de transferencia global (GTF o TG).

En segundo lugar, se lleva a cabo un ensayo dinámico que consiste en grabar la aceleración y la presión acústica en todos los subsistemas y receptores mientras la máquina enfriadora se encuentra en operación.

Por último, se realiza un postproceso de los datos para obtener las funciones de transferencia directa (DTF o TD) y poder calcular la contribución al ruido en el receptor de cada uno de los paneles por separado y en total.

6. RESULTADOS DEL ATPA

La contribución de cada uno de los subsistemas controlados se muestra en la Figura 4, en dBA, así como se presenta, en la Figura 5, la síntesis en tercios de octava comparada con el espectro de frecuencias del ruido en el micrófono frontal de control.

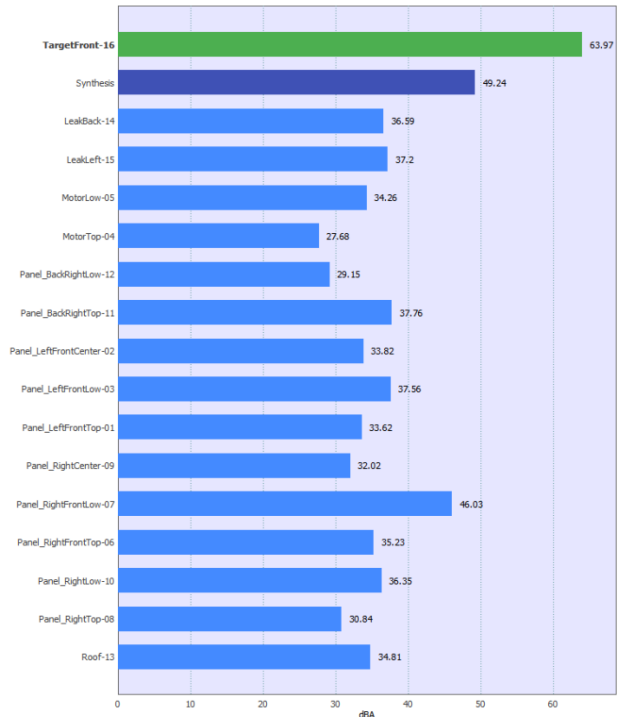


Figura 4. Contribución estructural de los paneles en el micrófono frontal

Se observa como la contribución del ruido estructural (paneles) y las aperturas del radiador es de 49,2 dBA, que no justifica la presión sonora registrada en el micrófono frontal de control durante el funcionamiento de la máquina en condiciones nominales, 64,0 dBA. Este resultado indica que la rotación de los ventiladores, no controlada durante el ensayo del ATPA, es la principal fuente de ruido producido por la máquina refrigeradora.

La única banda de frecuencia en la que el ruido está totalmente justificado por la vibración estructural es a 80 Hz, que coincide con la frecuencia de rotación del compresor. Se puede ver que el panel que más contribuye al ruido es el panel de la parte frontal, que cubre la cavidad del compresor. En las demás bandas de frecuencia hay grandes diferencias entre el ruido relacionado con la vibración estructural y el nivel de presión sonora en el micrófono de control.

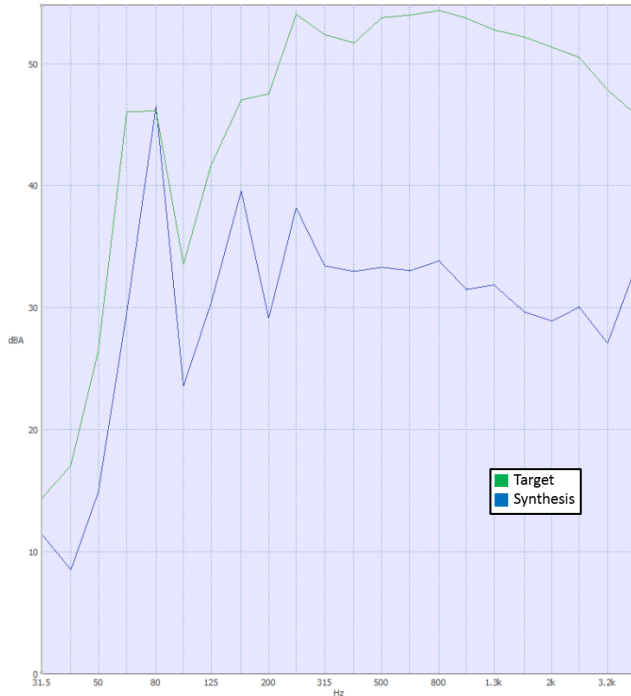


Figura 5. Espectro la síntesis de la contribución de los paneles al ruido registrado en el micrófono frontal (*target*).

No obstante, observando el nivel de presión sonora en el micrófono frontal de control durante la prueba dinámica sin los ventiladores, se detecta que el ruido registrado coincide exactamente con el cálculo con el método ATPA del ruido estructural. Este hecho valida completamente el resultado del ensayo ATPA y confirma lo dicho anteriormente: la rotación de los ventiladores es la principal causa del ruido producido por la máquina refrigeradora.

Tabla 2. Resultados

	Funcionamiento en condiciones nominales de la máquina refrigeradora sin ventiladores	Cálculo ATPA del ruido estructural
Presión sonora [dBA]	49,20	49,24

7. CONCLUSIONES

Se ha comprobado que el principal responsable del ruido de la máquina refrigeradora en funcionamiento en condiciones nominales es el movimiento del aire provocado por la rotación de los ventiladores.

Los resultados del ATPA en relación con el ruido estructural de la máquina se consideran precisos por el hecho de coincidir el resultado con el nivel de presión sonora

registrado en el micrófono de control con los ventiladores parados y el resto de la máquina funcionando en condiciones nominales.

Así pues, se determina que el cálculo del ruido estructural mediante el ATPA es un método válido para obtener la radiación sonora relacionada con la vibración de los paneles de una máquina.

8. REFERENCIAS

- [1] Aragonès, À., Poblet-Puig, J., Arcas, K., Rodríguez, P. V., Magrans, F. X., & Rodríguez-Ferran, A. (2019). Experimental and numerical study of Advanced Transfer Path Analysis applied to a box prototype. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 114, 448-466
- [2] Magrans, F. X. (1981). Method of measuring transmission paths. *Journal of Sound and Vibration*, 74(3), 321-330.
- [3] Magrans, F. X., Poblet-Puig, J., & Rodríguez-Ferran, A. (2017). The solution of linear mechanical systems in terms of path superposition. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85, 111-125.