

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Departament d'Enginyeria de Sistemes, Automàtica i Informàtica Industrial

**ANALISIS DE LA ACTIVIDAD
MUSCULAR RESPIRATORIA
MEDIANTE TECNICAS TEMPORALES,
FRECUENCIALES Y ESTADISTICAS**

Autor: Miguel Angel Mañanas Villanueva
Director: Pere Caminal Magrans

Juny de 1999

CAPÍTULO II

CAPÍTULO II

NIVELES DE LOS FOCOS DE RUIDO EN BUQUES

ÍNDICE

- **2.1.- Ruido aéreo y estructural**
- **2.2.- Niveles de los focos de ruido**
- **2.3.- Niveles de ruido aéreo de las hélices**
- **2.4.- Ruido de las máquinas principales y auxiliares**
 - **2.4.1.- Ruido de los motores diesel**
 - **2.4.2.- Ruido de las turbinas de vapor**
 - **2.4.3.- Ruido de los quemadores**
 - **2.4.4.- Ruido de las turbinas de gas**
 - **2.4.5.- Ruido de los engranajes**
 - **2.4.6.- Ruido de los turbogeneradores de vapor auxiliares**
 - **2.4.7.- Ruido de las bombas**
 - **2.4.8.- Ruido de los compresores de aire**
 - **2.4.9.- Ruido de los compresores de refrigeración y aire acondicionado.**
 - **2.4.10.- Ruido de los motores y generadores eléctricos**

- **2.4.11.- Ruido de los equipos de ventilación**
- **2.4.12.- Ruido de las unidades de refrigeración y ventilación (fan-coil units)**
- **2.4.13.- Ruido del flujo en equipos hvac**

- **2.5.- Niveles de los focos de ruido estructural**
 - **2.5.1.- Hélices**
 - **2.5.2.- Motores y grupos generadores diesel**
 - **2.5.3.- Turbinas de vapor**
 - **2.5.4.- Quemadores**
 - **2.5.5.- Turbinas de gas y generadores de turbinas de gas**
 - **2.5.6.- Engranajes reductores**
 - **2.5.7.- Turbogeneradores de vapor**
 - **2.5.8.- Bombas**
 - **2.5.9.- Compresores de aire**

- **2.6.- Nivel previsible en algunos espacios significativos**
 - **2.6.1.- Sala de máquinas**
 - **2.6.2.- Nivel en un espacio de acomodación**

- **2.7.- Conclusiones del capítulo**

● **2.1.- Ruido aéreo y estructural**

Como pone de relieve la figura siguiente, el ruido generado por un foco determinado, como el motor diesel que aparece en ella, se propaga bien directamente por el aire, en forma de sucesivas compresiones y enrarecimientos, o bien por la estructura a partir de las vibraciones que pueda generar, que se transmiten a puntos alejados del foco que las irradian acústicamente al exterior.

En general el nivel de ruido en un punto de un buque depende del nivel de los focos sonoros que lo causan y de la atenuación que experimenta el sonido al desplazarse desde éstos a él.

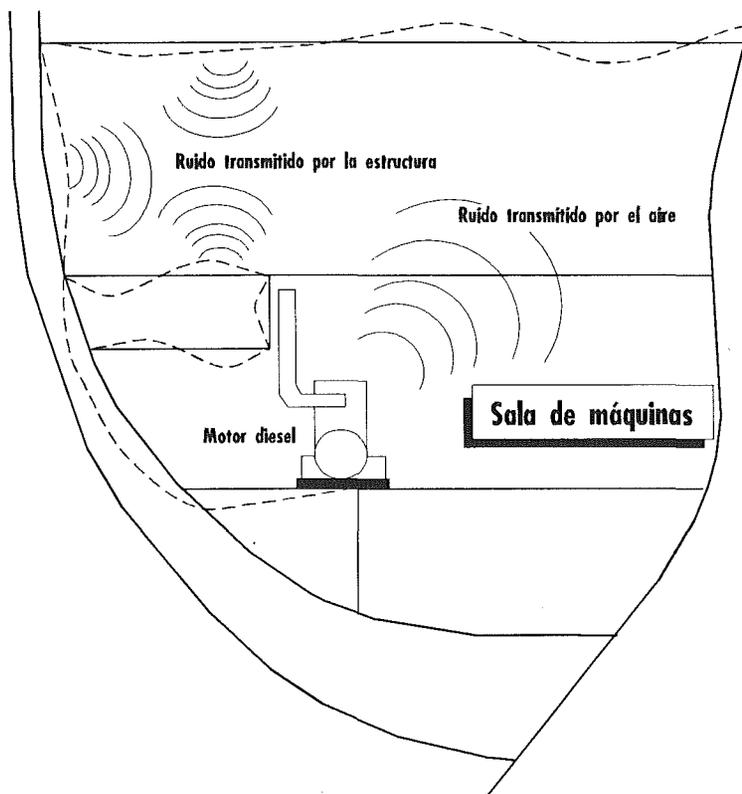


Figura 2.1: Propagación aérea y estructural del ruido

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

A fin de predecir el nivel de ruido se distingue entre focos de ruido aéreo y focos de ruido estructural. Ruido aéreo es el que se propaga a través del aire. Como éste se comporta como un fluido ideal¹, las ondas de propagación del sonido en el aire son ondas longitudinales. El ruido estructural se propaga merced a las vibraciones mecánicas de baja frecuencia que aparecen en los sólidos y que generan sobrepresiones y enrarecimientos en el aire que las rodea.

Esa distinción es una mera conveniencia para facilitar los cálculos, pues un foco sonoro real genera, por regla general, tanto ruido aéreo como ruido estructural, el primero, amortiguado por la impedancia acústica del aire², alcanza en su mayor parte directamente al receptor, en tanto que el resto excita vibraciones mecánicas en los sólidos que lo rodean que pueden volver a irradiarlo al receptor por vía aérea. Del mismo modo el ruido estructural se propaga en su mayor parte en forma de vibración en sólidos, pudiendo alcanzar el receptor parte de la fracción restante como ruido aéreo.

En la figura siguiente se recogen ambos mecanismos de propagación.

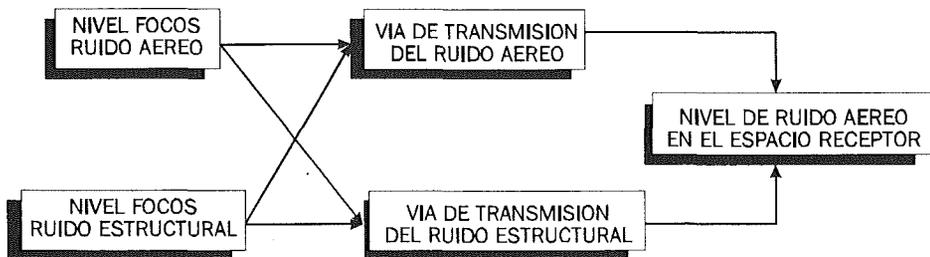


Figura 2.2: Vías de propagación del ruido

¹Los fluidos ideales son sustancias que, cuando están en reposo, no soportan tensiones cortantes, por leves que sean; por ello no pueden propagarse en su seno ondas transversales.

²La impedancia acústica de una onda plana -en la práctica cuando la distancia al foco es mucho mayor que la longitud de onda- viene dada por el producto de la densidad del medio en que se propaga ρ , por su velocidad de propagación en él, c ; $Z = \rho \cdot c$

● **2.2.- Niveles de los focos de ruido**

El nivel acústico de un foco suele expresarse por su nivel de potencia sonora L_w o por su nivel de presión sonora L_p .

L_w se define por:

$$L_w = 10 \log_{10} W/W_0 \text{ dB re } W_0$$

siendo W la potencia en watts generada por la fuente de ruido aéreo. La potencia de referencia W_0 vale 1 pW.

El nivel de presión sonora se define por:

$$L_p = 20 \log_{10} p/p_0 \text{ dB re } p_0$$

siendo p el valor eficaz de la presión sonora en Pa en el punto de medida. La presión de referencia p_0 vale 20 Pa.

Estas magnitudes, según ISO³ están correlacionadas en un recinto cerrado de absorción A^4 y área S por la expresión

$$L_w = L_p + 10 \log S - K$$

³ISO/DIS3746 "Survey Method for Determination of Sound Power Levels of Noise Sources", 1976

⁴"La absorción del sonido en los gases fue atribuida primero a tres causas: la viscosidad, la conductividad térmica y la radiación, pero se ha visto recientemente que a estas tres causas clásicas, que corresponderían a un medio continuo, hay que agregar otras dos que proceden de la estructura molecular: la conversión de la energía sonora en energía intramolecular, y la difusión cuando se trata de mezclas gaseosas" J.PALACIOS "Mecánica Física", Espasa-Calpe, S.A. Madrid, 1963

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

siendo $K = 10 \log [1 + 4/(A/S)]$ y $A = 0,16 V/T_r$; T_r es el tiempo de reverberación⁵.

El nivel de ruido estructural se expresa con ayuda de los niveles de velocidad o aceleración de la vibración.

Los niveles de aceleración se definen por

$$L_a = 20 \log_{10} a/a_0 \text{ dB re } a_0$$

siendo a la aceleración en cm/seg^2 y a_0 la aceleración de referencia que vale $10^{-3} \text{ cm}/\text{s}^2$.

Los niveles de velocidad se definen por

$$L_v = 20 \log_{10} v/v_0 \text{ dB re } v_0$$

siendo v la velocidad en cm/s y v_0 la velocidad de referencia que vale $10^{-6} \text{ cm}/\text{s}$.

El procedimiento habitual para estimar los niveles acústicos de los focos es el siguiente⁶:

1.-Se parte de la expresión que da el nivel básico tomando L_{wB} para el nivel de potencia acústica de un foco de ruido aéreo y L_{aB} para el nivel de aceleración para el caso de un foco de ruido estructural.

⁵El tiempo de reverberación es el tiempo necesario para que un nivel de presión sonora determinado disminuya 60 dB desde el momento en que cesa la fuente sonora.

⁶SNAME Technical and Research Bulletin. N° 3-37: "Design Guide for Shipboard airborne noise control", New York, 1983

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

2.-Se corrige el resultado anterior para tener en cuenta las características operacionales del foco obteniendo el nivel básico corregido.

3.-A este nivel se le añaden los valores de ajuste para cada frecuencia a partir de los valores que se encuentran tabulados para los focos mas frecuentes.

La medida de los niveles acústicos de los focos sonoros está cuidadosamente normalizada por ISO/DIS3746⁷

Los principales focos emisores de ruido en los buques son : la hélice, la maquinaria principal y auxiliar y los servicios de ventilación y aire acondicionado.

● **2.3.- Niveles de ruido aéreo de las hélices**

Las hélices suelen ser la causa principal de los elevados niveles de ruido que a veces se presentan a popa, que, además, se propagan a zonas muy alejadas por medio de las vibraciones que inducen a través de la línea de ejes y las superficies próximas, costados o bovedilla, timón, etc.

El ruido de las hélices es, en general, de naturaleza impulsiva, y presenta niveles altos a baja frecuencia y niveles bajos a altas frecuencias⁸ como muestra la figura 2.3, recogida del artículo de Ives citado.

⁷ISO/DIS3746 "Acoustics -Determination of Sound Power Levels of Noise Sources" International Organization for Standardization, 1976

⁸IVES T.R. et al. "Measurement and analysis of rotor/propeller noise", J.B.C.S.A. Conference 1972

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

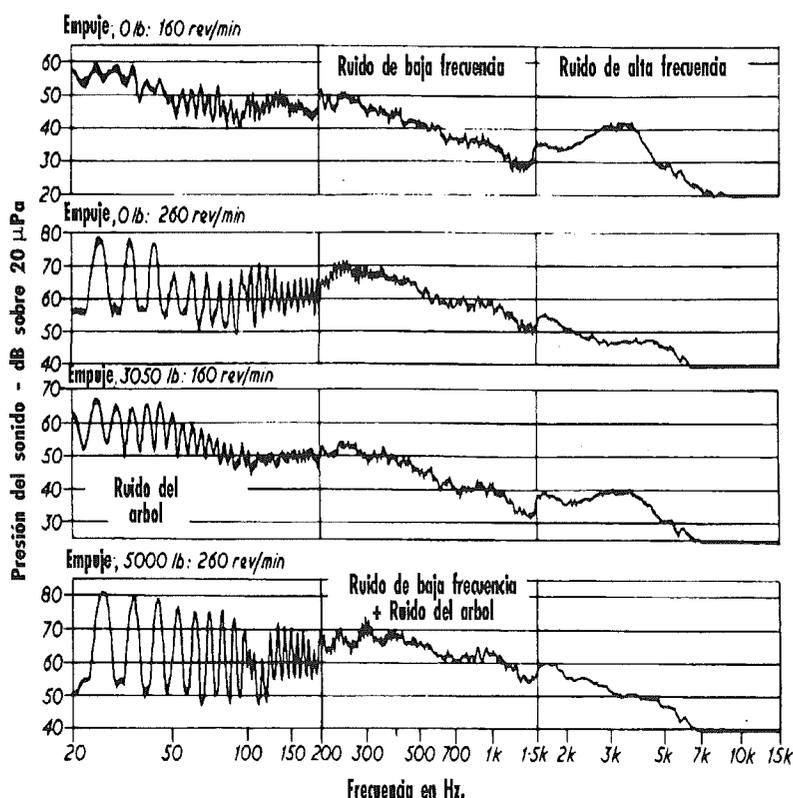


Figura 2.3: Espectro típico del ruido de la hélice
de un mercante

Como se advierte en ella, el nivel de ruido cambia al modificarse el empuje que da la hélice y su velocidad de rotación. En general cuanto más cargada esté la hélice y cuanto más deprisa gire más ruidosa se vuelve.

Por su evidente interés bélico, se han efectuado numerosos estudios para determinar "la firma" característica del ruido de la hélice de los buques mas significativos. La figura 2.4 recoge el espectro sonoro subacuático de un buque de guerra en navegación estable a distintas velocidades, como se desprende de ella, a medida que el buque navega mas rápidamente el ruido aumenta y se vuelve mas grave, dominando siempre las frecuencias más bajas.

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

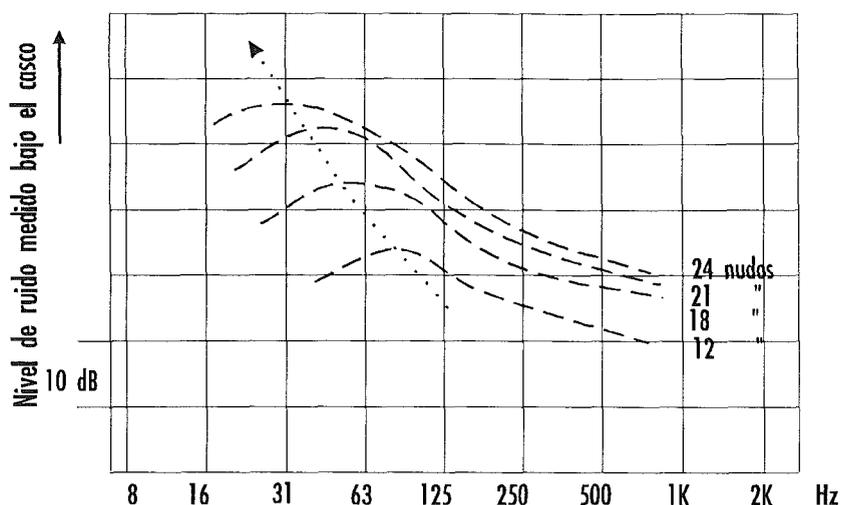


Figura 2.4: Espectro sonoro subacuático de un buque de guerra.

Las causas del ruido que produce la hélice según Janssen, Roren y Brown^{9 10 11} son :

- a) El desequilibrado.
- b) Las turbulencias en el flujo de entrada.
- c) El campo de presiones generado por el propulsor
- d) La cavitación.
- e) El mal diseño de la hélice (hélices "cantoras")

⁹ JANSSEN J.H. "On acoustical designing in naval architecture" Proceedings INTERNOISE 73

¹⁰ ROREN J.E. "Propeller induced noise in ships-A survey" DnV-Report 1977

¹¹ BROWN N. "Cavitation noise problems and solutions" Proceedings International symposium in Shipboard Acoustics, 1976

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

El motivo principal de la generación de ruido por la hélice, suele ser la cavitación ya que, además de su efecto directo, modifica en gran medida el campo de presiones alrededor de ella.

Según Barker¹² los diferentes tipos de cavitación pueden clasificarse acústicamente así: a) cavitación parcial, caracterizada porque en ella se genera el ruido tanto por la expansión y colapso de las burbujas, predominantemente tonal y que aparecen cuando el número de Strouhal¹³ alcanza el valor 0,5; como por la vibración de la pala excitada por el colapso de las burbujas, responsable de los picos sonoros que aparecen siempre a la misma frecuencia para todas las velocidades de la pala; b) cavitación total de la pala, caracterizada porque tiene un ruido de banda ancha y suele presentarse en buques de sustentación dinámica; c) cavitación del borde de salida que genera un nivel de ruido de menos nivel que los otros dos tipos.

Normalmente el espectro del ruido debido a la cavitación de los tipos burbuja o nube, es de banda ancha, con un máximo a bajas frecuencias¹⁴, el máximo se produce a una frecuencia tanto menor cuanto más cargada esté la hélice.

El mecanismo de producción de ruido por cavitación depende de las siguientes variables:

a) De la función de distribución de los impulsos producidos por el colapso de las burbujas; que se corresponde, la mayoría de las veces, con una distribución de Poisson.

¹²BARKER S.J. "Measurements of the radiated noise from various forms of lifting surface cavitation" Symposium on Hydrodynamics of ship and offshore propulsion systems. Marzo 1977

¹³El número de Strouhal se define por $St = \omega D/V$ y debe su nombre al físico alemán V.Strouhal, quien en 1878 realizó unos experimentos memorables con alambres que vibraban en el aire.

¹⁴A. DE BRUIJN y T.TENWOLDE: "Measurement and Prediction of Sound Inboard and Outboard of Ships as Generated by Cavitating Propellers" Wageningen, diciembre 1974

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

b) El colapso de las burbujas que se produce con una frecuencia tanto menor cuanto mayor tamaño tengan.

c) El aumento de carga de la hélice, que aumenta también el tamaño medio de las burbujas.

El análisis espectral del ruido generado por la hélice suele tener también componentes discretas de baja frecuencia para los múltiplos de las frecuencia de giro del propulsor o de la del

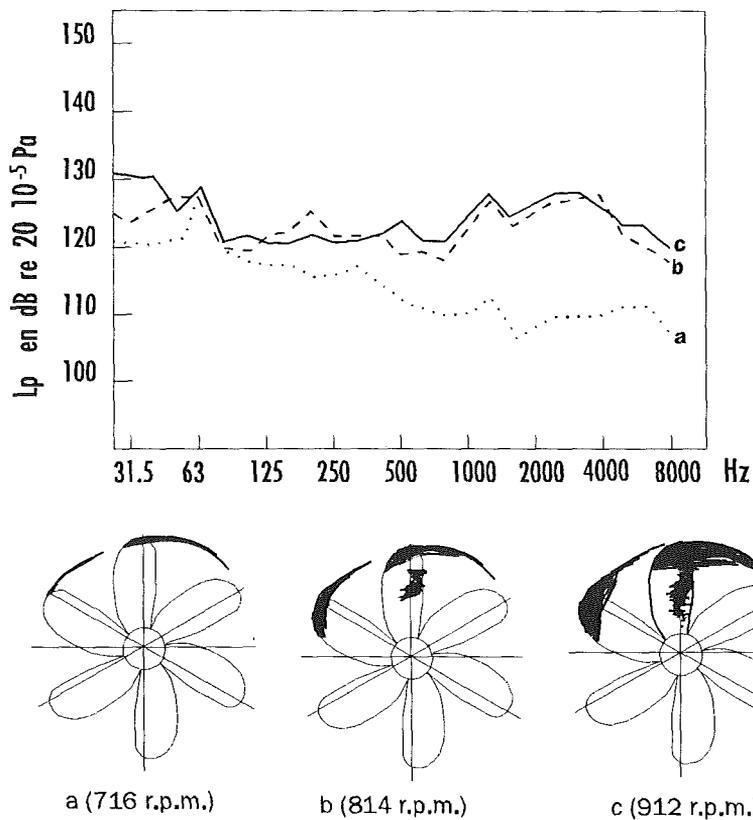


Figura 2.5: Espectro medido en el canal de Wageningen en un modelo de buque oceanográfico por Stuurman.

paso de la pala. La turbulencia da un espectro de banda ancha, en general, de menos importancia, aunque en algunas aplicaciones, como en buques de guerra, se estudia porque facilita la localización de los emisores.

Según Stuurman¹⁵ a medida que se va desarrollando la cavitación, el espectro del ruido se modifica incrementándose las frecuencias altas, como muestra la figura 2.5.

● **2.4.- Ruido de la maquinaria principal y auxiliar**

• **2.4.1.- Ruido de los motores Diesel**

El ruido generado por la maquinaria principal y auxiliar depende del sistema propulsivo. Suele considerarse como maquinaria más ruidosa los motores diesel, debido fundamentalmente a las siguientes causas:¹⁶

a) El propio proceso de admisión, compresión, combustión, expansión y exhaustación que produce cambios de presión y turbulencias bruscas en el flujo de los gases.

b) El movimiento alternativo de varios de los componentes móviles del motor, que puede incluir cierto golpeteo (válvulas, eje de levas, etc).

c) Algunos elementos auxiliares incorporados en el propio motor, tales como las bombas de inyección del combustible y las turbosoplantes del sistema de sobrecarga.

¹⁵STUURMAN A.M. "Fundamental Aspects of the effect of Propeller Cavitation on the Radiated Noise". Symposium on High Powered Propulsion of large Ships" Wageningen, diciembre 1974

¹⁶ARCHANCO F. "Estado actual de los conocimientos sobre el ruido a bordo de los buques" Ingeniería Naval, Nº 510, Diciembre 1977

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

d)El engranaje reductor en los motores engranados, que generan componentes discretas en el espectro global del ruido.

Se caracteriza el espectro de ruido de los motores diesel por ser de banda ancha con tonos puros superpuestos a determinadas frecuencias, así, es muy frecuente que se produzca un sonido agudo a la frecuencia de paso de las palas del rotor de la turbosoplante, frente a las palas del estator de la misma o a una frecuencia múltiplo de ella en las figuras 2.6 y 2.6 bis siguientes se muestran los resultados del análisis frecuencial en bancos de pruebas de algunos motores diesel marinos. Como se pone en ellas de relieve, el espectro sonoro de los motores diesel marinos es de banda ancha, con componentes discretas en determinadas frecuencias.

El ruido de los motores diesel ha sido estudiado con mucho detalle, tanto en banco de pruebas como con el motor instalado a bordo^{17 18 19}

Clasificando los motores en lentos, medios y rápidos se han obtenido los resultados siguientes:

¹⁷WILLSHARE G.T. y LAWRENCE A.M. "Noise in Dock and Harbour Craft" B.S.R.A. and National Ports Council, Diciembre 1970

¹⁸ACTON et al. "Noise in Ships Engine Rooms and Machinery Spaces" B.S.R.A., Rep NS 361, 1973

¹⁹KANDA H. "Present State of Engine Room and Crews Hearing Impairment", ISME, Tokyo, 1973

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

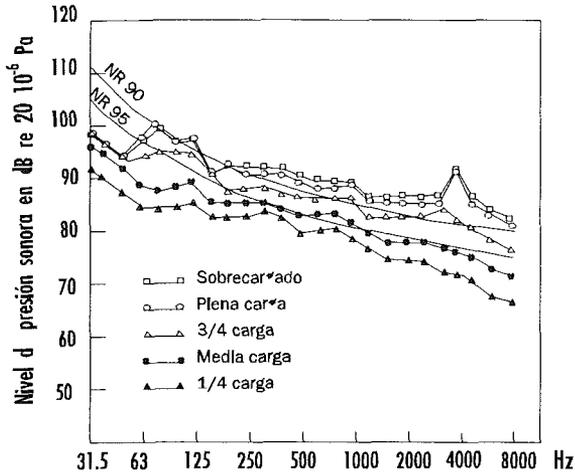
Cuadro 1: Niveles medios de ruido en dB(A) obtenidos experimentalmente en motores diesel marinos lentos y rápidos

Tipo de motor	Lento	Rápido
r.p.m.	110-200	1.000-1.800
valores máximos	95-110	105-122
valores medios	89-100	97-113
valores en cámara de control	69-80	87-88

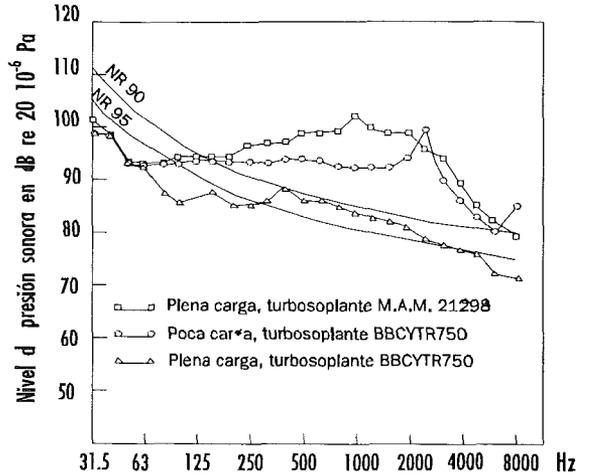
Cuadro 2: Niveles medios de ruido en dB(A) obtenidos experimentalmente en motores marinos medios

Tipo de motor	Medio Grupo 1	Medio Grupo 2	Medio Grupo 3
r.p.m.	200-400	400-600	600-1.000
valores máximos	95-110	98-115	99-117
valores medios	90-107	95-110	97-112
valores en cám.contr.	70-80	74-80	80-86

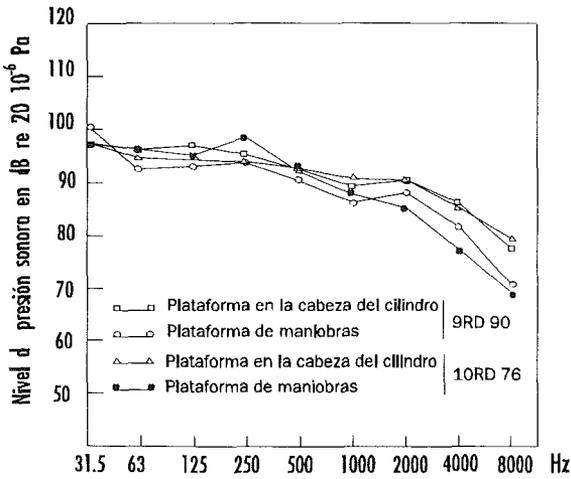
**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**



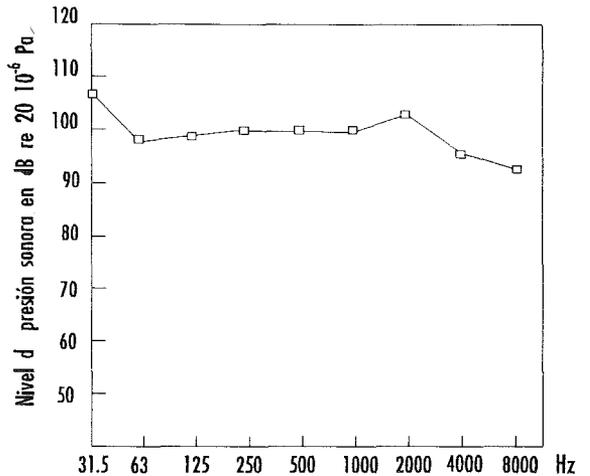
M.A.N. K7260/105E en banco de pruebas



M.A.N. K3Z 102/180 en banco de pruebas



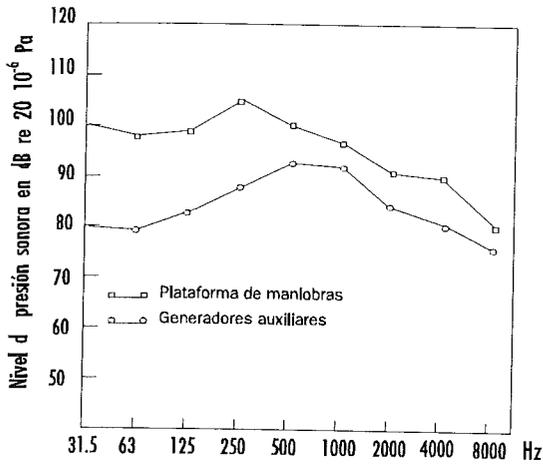
Sulzer 9RD 90 y Rowan Sulzer 10RD 76



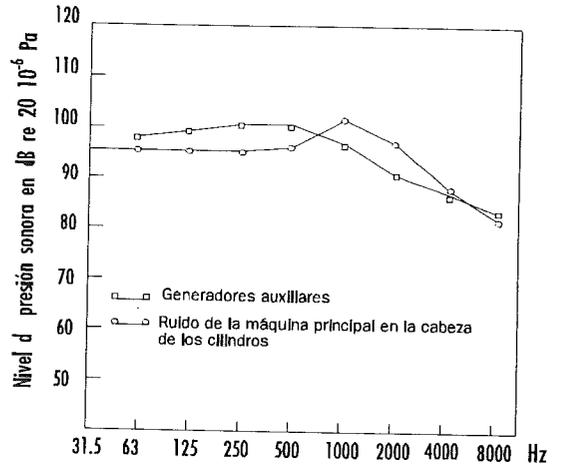
Harland y Wolff B & W 684VT 2BF180

Figura 2.6: Espectros sonoros de motores diesel lentos, según Acton

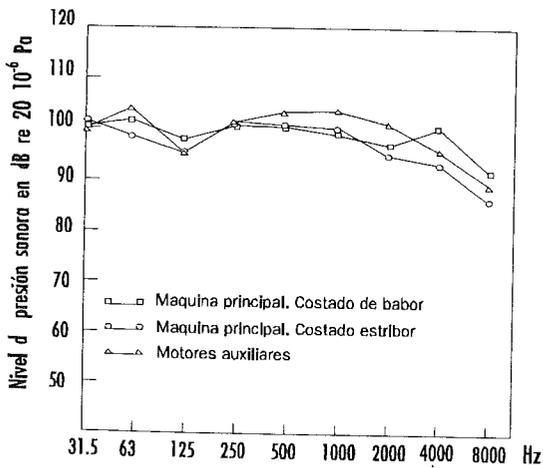
**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**



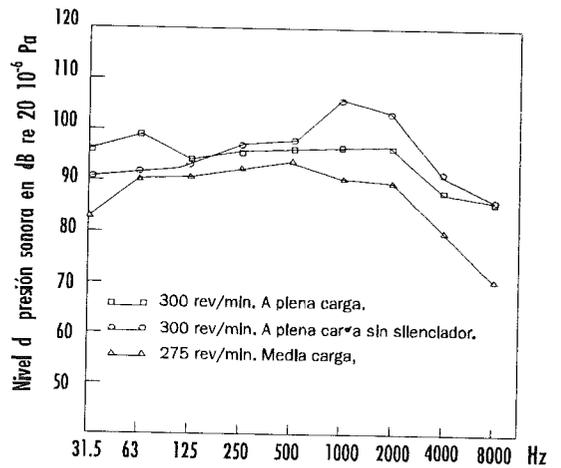
Sulzer 10TAD36 y W.H. Allen.



Pielstick 18PC2V y Paxman



MaK MU 551 AK y M.A.N. W8V 175/22



M.A.N. G8V 40/60 MAL

Figura 2.6.Bis: Espectros sonoros de motores Diesel medios, según Acton

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

Se dispone de muchas expresiones que permiten evaluar el ruido generado por los motores diesel, entre los que cabe destacar los siguientes:

a) Para motores medios y rápidos la fórmula del Institute of Sound and Vibration Research, que toma como variables el diámetro D del cilindro y la carrera del pistón, medidos en metros, para motores de cuatro tiempos (4T) y dos tiempos (2T):

$$4T \text{ sin sobr. } L_p = 20 \log D - 15 \log C + 106,5 \text{ dB(A) (1m)}$$

$$4T \text{ con sobr. } L_p = 10 \log D - 20 \log C + 91 \text{ dB(A) (1m)}$$

$$2T \text{ con sobr. } L_p = 10 \log D - 20 \log C + 103 \text{ dB(A) (1m)}$$

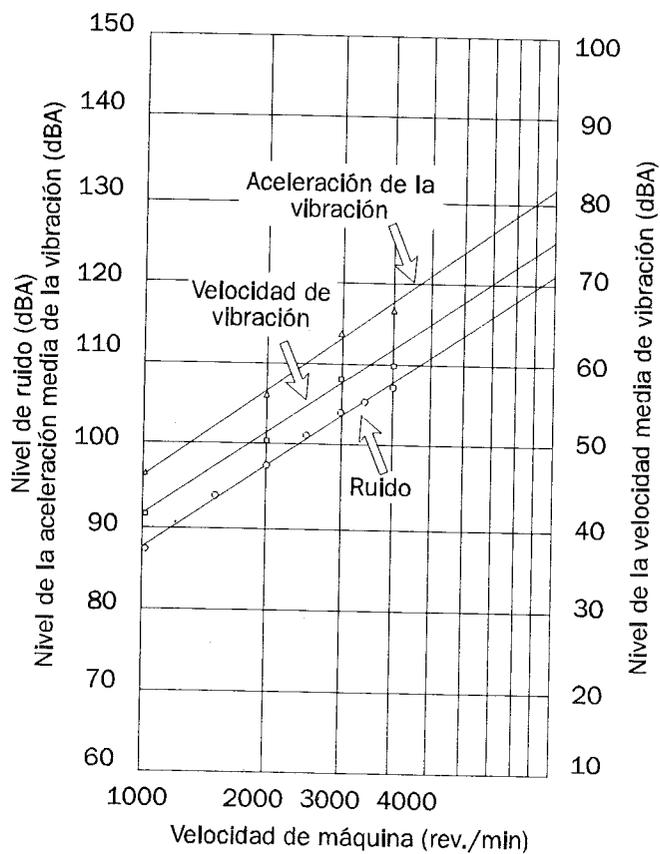


Figura 2.7: Variación de los niveles de ruido y vibración de un motor Diesel, según Chan.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

b) Para motores lentos y medios la fórmula de Slawin-Janssen, en la que intervienen como variables la velocidad de giro real N_r , expresada en r.p.m., y la potencia nominal del motor en C.V.:

$$L_p = 30 \log N_r + 12 \log P - 6 \text{ dB(A) (máximo)}$$

c) Y para todo tipo de motores la de Zincenko, en la que Z es el número de cilindros y K un parámetro que toma el valor 1 para motores de cuatro tiempos y 1,3 para motores de dos tiempos:

$$L_p = 15,8 \log \left(N(D.C) \frac{1}{3} \left(\frac{Z}{6} \right)^{\frac{1}{2}} \right) + 75,5 \text{ dB (re0,5m)}$$

Chan y Anderton²⁰ han encontrado que hay una relación relativamente simple entre el ruido radiado por el motor y la velocidad eficaz de la vibración del bloque, como recoge la figura 2.7. La figura 2.8 contiene los espectros de ruido, velocidad y aceleración de un motor diesel típico y sugieren que la variación con la frecuencia del nivel sonoro, el nivel de velocidad y el nivel de aceleración es bastante parecida.

El nivel de espectro L_v para motores diesel medios y rápidos suele medirse con la red de ponderación A en campo libre a 1 metro de distancia L_{A1m} , nivel que, según Hempel y Seidl²¹, queda determinado por la fórmula

²⁰CHAN C.M.P. y ANDERTON D. "Correlation between Engine Block Surface Vibration and Radiated Noise of In-Line Diesel Engines", Noise Control Engineering, Vol 2, Núm. 1, Winter 1974

²¹HEMPEL W. y SEIDL T. "Statische Erhebung über Dieselmotorengeräusche" Motortechnische Zeitschrift 31 pág. 153-156, 1970

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

$$L_{A1m} = 5,5 \log \frac{N_d}{1MW} + 10 \log \frac{n_b}{1Hz} - 30 \log \frac{n_b}{n} + 90 \text{ dB (A)}$$

en la que N_d representa la potencia del motor en MW a n_b revoluciones por segundo y "n" es el número de revoluciones por segundo del motor en el momento de la medida.

Estos autores, tras estudiar exhaustivamente el ruido emitido por 18 motores con potencias comprendidas entre 180 kW y 4,5 MW, dan como resultado los valores que aparecen en los cuadros de la página 27.

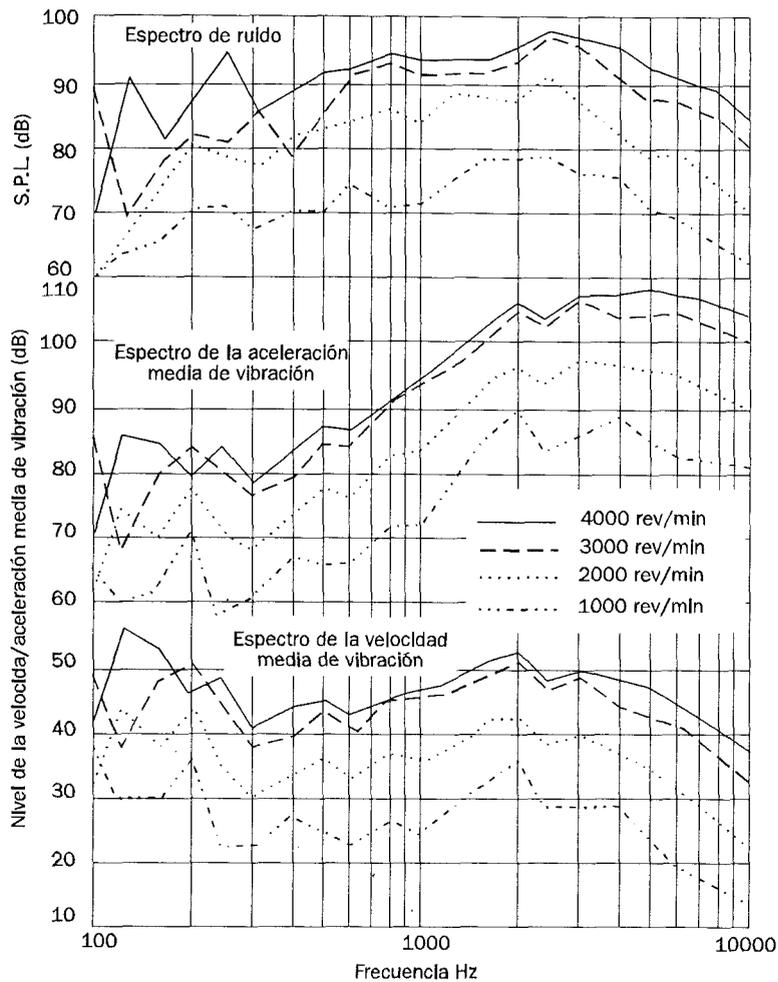


Figura 2.8: Comparación de los espectros de ruido y vibración de un motor Diesel, según Chan

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A	-17	-19	-20	-21	-24	-28	-34	-43	-50
B	-17	-34	-35	-31	-30	-38	-49	-53	-64
C	-8	-8	-10	-14	-16	-21	-26	-34	-45
D	-30	-28	-36	-36	-34	-41	-49	-58	-62

Siendo:

A = Motor principal Diesel con montaje rígido

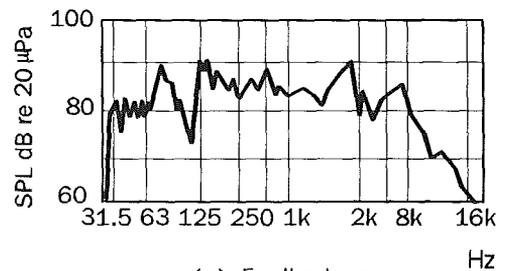
B = Motor principal Diesel con montaje elástico

C = Motor auxiliar Diesel con montaje rígido

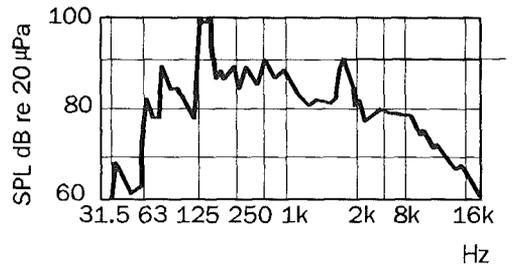
D = Motor auxiliar Diesel con montaje elástico

Para predecir los niveles de ruido ($L_v - L_A$) con ayuda de la tabla hay que añadirles los valores que da la ecuación anterior para L_{A1m} , obteniéndose así los valores $L_v(D)$.

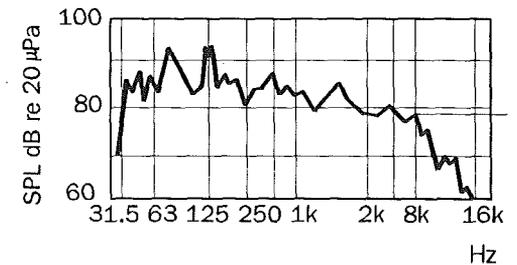
Los motores diesel lentos son muy silenciosos cuando están bien montados, con apoyos elásticos y presentan los niveles espectrales siguientes



(a) Excitadora



(b) Turbina de baja presión



(c) Turbina de alta presión

Figura 2.9: Niveles espectrales de tercios de octava de una turbina de vapor, según Bannister

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
88	90	95	97	98	105	107	104	105

• **2.4.2.- Ruido de las turbinas de vapor**

Las turbinas de vapor, en sí, son poco ruidosas, hasta el punto de que la mayor parte del ruido que generan proviene de los elementos complementarios que pueden llevar acoplados, como alternadores y engranajes reductores²².

Y ello a pesar de que por su forma de actuar cabría esperar que las turbinas fueran muy ruidosas, pues por circular por ellas el vapor a altas velocidades atravesando toberas y pasando coronas de paletas regularmente espaciadas, actúan acústicamente de modo similar a una sirena²³. Sin embargo, por el espesor de las carcasas y al estar acústicamente desacoplados el vapor y el aire circundante, retienen el ruido en su interior, irradiando al exterior sólo una pequeña parte del que generan.

Los niveles de ruido aéreo de las turbinas de vapor varían relativamente poco con la potencia, según SNAME. Sin embargo la BSRA, según indica la Asociación de Investigación de la Construcción Naval (op. cit. pág 63) los niveles de ruido en las instalaciones propulsoras

²²BANNISTER R.L. y NISKODE P.M. "Analysis and Control of Steam Turbine Noise" Noise Control Engineering, Vol 2, Núm. 1, pág. 6-13, Winter 1974

²³En las sirenas pasa a través de los orificios dispuestos simétricamente en un disco cuya parte no perforada actúa como un obturador giratorio, una corriente de aire o vapor. La obturación periódica es la que produce el sonido. La frecuencia es $m \cdot n$, siendo m el número de agujeros en el disco y n el número de revoluciones por segundo con que gira.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

a vapor a turbinas tienden a disminuir al aumentar las potencias instaladas. En la tabla siguiente, tomada de SNAME, se muestran los niveles que suelen dar estas máquinas.

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
88	90	95	97	98	105	107	104	105

Son valores relativamente constantes con la frecuencia, y aunque SNAME nada indique al respecto, doy por sentado que se refieren a las condiciones regulares de funcionamiento. Durante las maniobras han de aparecer otro tipo de ruidos que se superponen a éstos, como los derivados del paso por las válvulas de control del vapor; lógicamente como este ruido depende de la caída de presión en ellas, alcanzará los valores más altos cuando se encuentren parcialmente abiertas. Asimismo, en caso de pérdidas de vapor -relativamente frecuentes en estas instalaciones- aparecerán ruidos adicionales, fundamentalmente a altas frecuencias.

Como los niveles de ruido aéreo de las turbinas de vapor auxiliares con frecuencia dependen fundamentalmente del ruido generado por los equipos auxiliares como las bombas y los engranajes reductores, los niveles sonoros de los equipos auxiliares de turbinas de vapor suelen estimarse a partir de los niveles de estos equipos auxiliares. Si hay engranajes reductores los niveles del conjunto se evalúan sumando los de los equipos auxiliares y los engranajes.

• **2.4.3.-Ruido de los quemadores**

Aunque se dispone de abundantísima información teórica^{24 25 26} de los niveles de ruido emitidos por los quemadores, no ha sido posible encontrar una buena correlación de los resultados de las medidas experimentales^{27 28} con algún parámetro característico de estos dispositivos.

Así mientras Strahle considera en alguna publicación²⁹ que la potencia acústica P es proporcional al cuadrado de la potencia térmica Q por unidad de gasto másico de combustible F

$$P = a. (Q/F)^2$$

mientras que en otra³⁰, sensiblemente coetánea, en la que incluye el diámetro de la boca del quemador, estima que varía en la forma:

²⁴STRAHLE W.C. y SHIVASHANKARA B.N. "A rational Correlation of Combustion Noise Results from Open Turbulent Premixed Flames" 15-th Symposium on Combustion (The Combustion Institute, 1975), ppag. 1379-1385

²⁵ANGLESIO P. y CIRILLO E. "Acoustic Characterization for Combustion Heads of Forced Draft Burners" Proceedings of International Conference on Noise Control Engineering", S.Czarnecki, Ed. (Institute of Fundamental Technological Research of the Polish Academy of Sciences, Warszawa, Polland, pág. 127-130, 1979

²⁶HURLE I.R. PRICE B. SUDGEN M. y THOMAS A. "Sound Emission from Open Turbulent Premixed Flames" Proc. R. Soc. London, Ser A., 303, 409, 1968

²⁷BRAGG S.L. "Combustion Noise", J. of the Institute of Fuel, 36, pág. 12-16, 1963

²⁸BEER Y.M. y CHIGIER N. "Combustion Aerodynamics" (Applied Sciences Publishers, London, 1972

²⁹STRAHLE W.C. "Refraction, Convection and Diffusion Flame Effects in Combustion-Generated Noise" 14th Symposium on Combustion (The Combustion Institute, pág. 527-535, 1973

³⁰Ref 16 anterior

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

$$P = b.(Q/FD)^{2,7}$$

mientras que Putman³¹ considera que:

$$P = c.(Q/FD^2)^2$$

Es de destacar que los niveles de ruido aéreo que se han encontrado en las unidades pequeñas casi igualan a los que se detectan en unidades mucho mayores. Por eso los niveles de ruido aéreo que aparecen en la tabla siguiente se aplican para todos los quemadores. Estos niveles no tienen en cuenta la contribución de los soplantes.

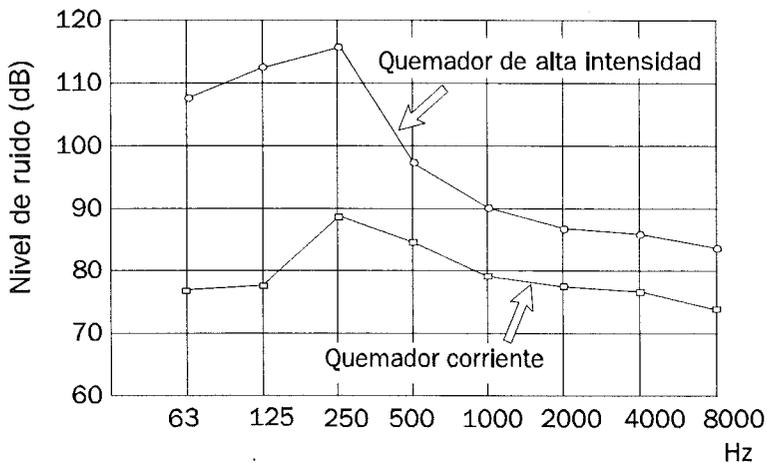


Figura 2.10: Efecto de la riqueza de la mezcla
fuel-aire en el nivel espectral del ruido emitido
por un quemador.

³¹PUTNAM A.A. "Combustion Roar of Seven Industrial Gas Burners" J. of the Institute of Fuel 49, 135-138, 1976

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Según Bitterlich³² ha medida que aumenta la concentración de combustible que se mezcla con el aire, aumenta el nivel de ruido, en la forma que recoge la figura 2.10

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
95	96	97	94	92	92	85	83	85

Del mismo modo, aumenta el nivel de ruido a altas frecuencias cuando se quema una mezcla mas compleja de gases, como recoge la figura 2.11

• **2.4.4.- Ruido de las turbinas de gas**

Las plantas propulsoras a base de turbinas de gas son muy ruidosas. Como todavía no hay muchas instaladas en buques mercantes, casi toda la información que se tiene sobre ellas se refiere a equipos instalados en buques de guerra y en aviación.

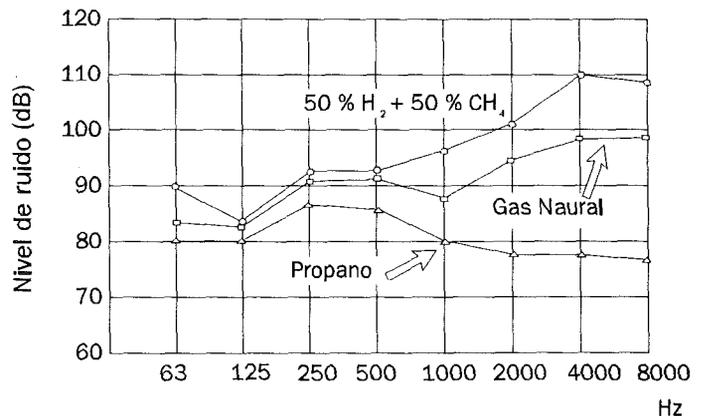


Figura 2.11: Diferencia entre los niveles espectrales de ruido de un quemador según el tipo de combustible empleado

Según Cumpsty y Morble³³ al menos en las turbinas de aviación, el

³²BITTERLICH G. "Burner Noise and its suppression" Noise Control Engineering, Vol. 14, Núm. 1, pág. 6-11, Enero-Febrero 1980

³³CUMPSTY N.A. y MARBLE F.E. "Core noise from gas turbine exhausts" Journal of Sound and Vibration, IV, 1977

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

nivel de ruido depende fuertemente de la relación de presiones entre etapas, especialmente en las de baja presión; la potencia acústica que disipan depende del cuadrado de esta relación, de manera que para la misma caída total de presión es mucho más ruidosa una turbina con pocas etapas, que otra con muchas.

La turbinas de gas se utilizan tanto como maquinaria principal como para la generación de electricidad o equipos auxiliares, tales como bombas. En cualquier caso, se caracterizan las turbinas de gas por tener tres fuentes de ruido aéreo que se superponen: ruido en la entrada, ruido de los gases de escape y el ruido mecánico propio del equipo.

El ruido aéreo del flujo de entrada suele expresarse con los niveles de potencia acústica de la corriente. Estos niveles se determinan suponiendo que no existe ningún tipo de silenciadores o cualquier otro dispositivo que pueda atenuar el ruido que emiten. Se caracterizan porque presentan altas frecuencias asociadas con los mecanismos de paso de las palas, incluyendo la interacción rotor estator. Generalmente aparecen los mayores niveles asociados con la frecuencia de las palas de la primera etapa de compresión.

Los niveles de los gases de escape de la turbina se expresan con los niveles de potencia acústica presentes a la salida de la máquina, en ausencia también de cualquier tipo de silenciador o dispositivo atenuador del ruido. El ruido de los gases de escape de la turbina presenta mayores componentes en las frecuencias bajas que el del flujo de entrada.

Los niveles de ruido transmitidos entre la entrada y la salida se evalúan, según SNAME, aplicando las correcciones a los niveles estimados que se calculan en el caso de conducciones circulares por la fórmula:

$$10 \log (4 L/D) - TL \text{ dB}$$

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

en la que L y D son la longitud y el diámetro de la toma y TL la pérdida por transmisión, que se determina a partir de la tabla:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

in	in	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
3	,125	80	80	80	80	80	70	52	52	52
3	,25	80	80	80	80	80	70	58	57	57
3	0,5	80	80	80	80	80	70	65	65	65
6	,125	80	80	80	80	72	51	48	48	44
6	0,25	80	80	80	80	72	55	52	42	58
6	0,5	80	80	80	80	72	58	58	58	57
12	,125	80	80	80	70	55	45	45	39	30
12	0,25	80	80	80	70	55	48	48	42	40
12	0,5	80	80	80	70	55	51	51	49	51
18	,125	80	80	78	63	44	43	39	27	30
18	0,25	80	80	78	63	48	47	44	33	40
18	0,5	80	80	78	63	50	50	50	42	50

Turbinas de gran potencia.-

Según SNAME no son fiables las expresiones conocidas para evaluar el ruido generado por turbinas de gas de baja velocidad y alta potencia, como las que se usan como maquinaria principal.

Sin embargo Miller, según informa la A.I.C.N.(op. cit. pág.64), ha propuesto una forma muy simple que dice que da buenos resultados:

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

$$L_w = 114,4 + 5,7 (P, MW) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

En la tabla siguiente se dan niveles típicos en la toma a la salida del ruido mecánico de este tipo de turbinas de gas, referidas a una potencia nominal de una turbina de 20000 hp. En buques grandes las turbinas de gas suelen encerrarse en un recinto adecuado para reducir el ruido que emiten. En la tabla se contemplan ambos supuestos, turbina sin protección y con protección acústica.

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	111	111	118	116	120	121	130	132	130
B	119	119	122	126	121	122	127	127	121
C	110	110	111	109	114	117	119	124	116
D	106	102	101	98	95	93	92	93	91

A = En la aspiración

B = En el escape

C = Mecánico propio (sin protección)

D = Mecánico propio (con protección)

Turbinas de potencia intermedia.-

SNAME ha comprobado que los niveles de ruido aéreo emitido por turbinas de gas con potencia comprendida entre 4000 y 15000 hp se ajustan muy bien tomando como línea básica del nivel de potencia acústica

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

$$L_{wB} = 57 + 15 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo hp la potencia de la turbina. Los niveles frecuenciales en la toma se determinan ajustando la línea de nivel básico para tener en cuenta los tonos que se generan a las frecuencias de paso de las palas y los armónicos y subarmónicos de ellas para la primera etapa de compresión. Los valores correctores que se toman son:

RR*	3 dB
1/4 x RR	1 dB
1/2 x RR	2 dB
2 x RR	2 dB
BR +	18 dB
1/8 x BR	3 dB
1/4 x BR	6 dB
1/2 x BR	12 dB
2 x BR	15 dB
4 x BR	12 dB

siendo $RR^* = \text{relación de rotación} = (\text{rpm del compresor})/60$

$BR+ = \text{relación de paso de palas} = \text{No. de palas en el primer paso de compresión} \times RR$.

Cada nivel de ajuste debe aplicarse en la banda de octava en la que cae la frecuencia apropiada. Se ajusta cada banda de octava sumando los valores a la línea de nivel básico de toma. Para el caso de sea menester efectuar dos o más ajustes en la misma banda de octava, deben ajustarse los valores combinados antes de incrementar el nivel de la línea base.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Los niveles de ruido aéreo en el escape de las turbinas de gas de potencia intermedia se evalúan tomando como línea base:

$$L_{wB} = 73 + 10 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo hp la potencia de la turbina de gas. Los niveles en las bandas de octava se obtienen añadiendo los valores siguientes

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
22	22	22	22	22	20	16	11	4

El nivel de ruido mecánico para este tipo de turbinas de gas de potencia intermedia se evalúa tomando como nivel de la línea básica:

$$L_{wB} = 92 + 5 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo, como antes hp la relación de potencia de la turbina de gas.

Para calcular los valores en la bandas de octava se corrigen con los siguientes:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1	4	6	7	7	7	7	7	7

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Experimentalmente se observa que los niveles espectrales de las turbinas de gas son planas para frecuencias superiores a los 250 hz.

Turbinas de poca potencia. -

Se ha observado que las turbinas de baja potencia como las que se emplean en las máquinas auxiliares presentan un ruido característico que difiere mucho del de las turbinas de pequeña y gran potencia.

Para turbinas de gas pequeñas con potencias inferiores a 4000 hp y que operan a velocidades superiores a 6000 rpm, los niveles de ruido aéreo pueden evaluarse a partir de la tabla siguiente

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	105	109	113	112	108	112	116	124	118
B	108	114	120	121	113	114	113	114	111
C	85	91	97	103	104	109	114	117	119

A = En la aspiración

B = En el escape

C = Mecánico propio

Para determinar el nivel de ruido aéreo total de una turbina de gas, se suman los niveles de la toma, el escape y el nivel de ruido mecánico propio.

• **2.4.5.-Ruido de los engranajes**

Los engranajes reductores son una fuente de ruido de la máxima importancia en los buques, especialmente en los de turbinas de vapor.

El ruido aéreo que emiten los engranajes se debe fundamentalmente a la interacción rueda de engrane-piñón. El ruido se caracteriza por presentar contribuciones importantes a la frecuencia de rotación del árbol. Las frecuencias de paso de los dientes y sus armónicos así como las determinadas por la modulación en el engrane, se observan casi siempre en los engranajes reductores. Los niveles de la línea base, según SNAME, para el ruido aéreo de los engranajes reductores se determinan por

$$L_{wB} = 69 + 3,4 \log. (hp) + 3,4 \log (rpm) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo hp la potencia de transmisión y rpm la velocidad de giro del árbol.

Los niveles en las bandas de octava se obtienen añadiendo a la línea base anterior los valores de la tabla siguiente

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
8	9	10	12	14	15	16	12	0

Si los engranajes se han sometido a un tratamiento especial para amortiguar el ruido, las expresiones anteriores no resultan de aplicación, ya que dan invariablemente valores superiores a los experimentales.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

En el Handbook for Shipboard Airborne Noise Control (1974) se estima por separado el ruido radiado al aire y el nivel de vibración del reductor así; para el ruido radiado al aire:

$$L_w = 77 + 3,4 \log P_t + 3,4 \log N_r \text{ (dB re } 10^{-12} \text{ W)}$$

siendo: P_t = potencia transmitida en HP

N_r = rpm del eje mas lento.

Para hallar los niveles espectrales aconseja añadir los valores:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
2	5	8	8	8	8	8	8	8

Para los niveles de aceleración de la vibración:

$$L_a = 60 + 10 \log P_t \text{ (dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2\text{)}$$

A los que se añaden, para hallar los niveles espectrales, los números:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
3	9	15	15	15	15	15	15	15

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

• **2.4.6.- Ruido de los turbo generadores de vapor auxiliares.**

Los turbo-generadores de vapor auxiliares generan un nivel de ruido aéreo que depende fuertemente de la carga. Los niveles experimentales, especialmente para frecuencias medias y altas, pueden diferir hasta 35 dB según que el turbo-generador gire en vacío o a plena carga. Además estas variaciones del nivel acústico debidas a los cambios de carga, parecen depender de que el generador se excite estáticamente o dinámicamente con algún mecanismo de puesta en marcha. Se dispone de datos limitados a generadores que operan a no más de media carga. Si los generadores operan entre media y plena carga, puede tomarse como nivel básico de ruido aéreo:

$$L_{wB} = 60 + 10 \log (kW) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W} \quad (\text{siendo kW la carga del generador en kW}).$$

Los niveles de bandas de octava se obtienen incrementando el nivel base con los valores de la tabla siguiente

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	2	7	8	12	10	10	11	6	5
B	14	10	8	12	10	13	11	7	8

A = Con excitación estática

B = Con excitación dinámica

• 2.4.7.- Ruido de las bombas

Las bombas suelen ser un foco de ruido aéreo muy importante en la mayoría de los buques. Según Meyerson³⁴ las causas que lo generan son las que aparecen en la figura siguiente:

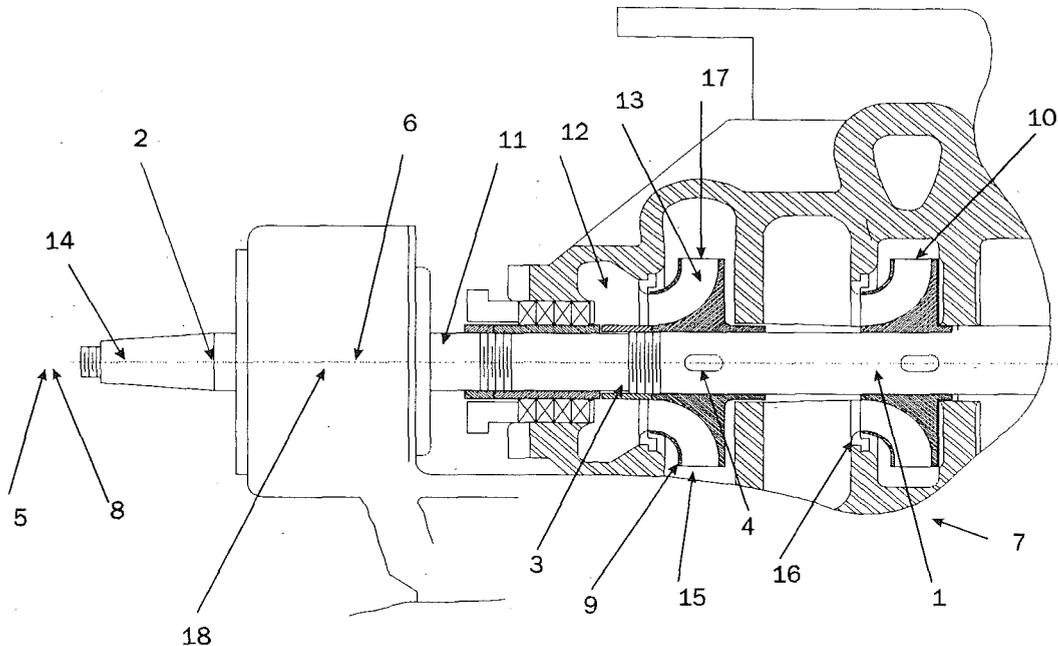


Figura 2.12: Causas que generan el ruido en las bombas.

- | | |
|--|--|
| 1.-Desequilibrado y resonancias del árbol. | 10.-Claras inadecuadas entre rodete y caracol |
| 2.-Vibraciones torsionales | 11.-Cargas inadecuadas |
| 3.-Flexiones fluctuantes del árbol | 12.-Cavitación |
| 4.-Asimetrías elásticas | 13.-Recirculación entre la succión y la descarga |
| 5.-Desalineación | 14.-Velocidad de circulación del fluido muy alta |
| 6.-Rodamientos defectuosos | 15.-Excesiva carga por etapa. |
| 7.-Desajustes | 16.-Flujo de alta velocidad en las claras. |
| 8.-Ruido generado en los acoplamientos | 17.-Fuerzas de reacción |
| 9.-Superficies que se proyectan a la corriente fluida. | 18.-Mala lubricación. |

³⁴MEYERSON N. "Sources of Noise in Power Plant Centrifugal Pumps with Considerations for Noise Reduction" Noise Control Engineering, Spring 1974, pág. 74-80

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Seguidamente se dan los niveles de ruido aéreo propios de los equipos de bombeo, según SNAME. Estos valores deben sumarse a los niveles de ruido aéreo propios del motor de la bomba, que a menudo son superiores a los de la bomba.

Para bombas alternativas el nivel de ruido aéreo no parece depender tanto del caudal de la bomba como de la presión que puede suministrar. El nivel base para estas bombas viene dado por

$$L_{wB} = 75 + 30 \log (\text{psi}/3000) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo psi la presión manométrica de la bomba en libras por pulgada cuadrada.

Los niveles correctores para obtener los niveles en bandas de octavas son

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
5	11	15	21	29	25	22	15	9

Para los demás tipos de bombas el nivel base se evalúa por

$$L_{wB} = 15 + 10 \log (\text{hp}) + 15 \log (\text{rpm}) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo hp la potencia del motor de la bomba y rpm la velocidad de giro en revoluciones por minuto.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

El espectro acústico es casi siempre de banda ancha, con algunos picos correspondientes a las frecuencias propias de las partes móviles que llevan (velocidad de giro y de paso de las palas, dientes, etc).

El nivel de ruido aéreo en bandas de octava para bombas centrífugas fuera de cavitación y bombas de engranajes, se obtienen sumando a este valor los que aparecen en la siguiente tabla

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	25	25	26	26	27	29	26	23	18
B	35	35	36	36	37	39	36	33	28

A = Bombas centrífugas

B = Bombas de engranajes

Si las bombas cavitan han de incrementarse los valores anteriores con los siguientes

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	0	0	1	3	6	10	13	5

Benloch³⁵ da una expresión simple para evaluar el nivel de potencia acústica de una bomba en función también de su rendimiento

³⁵BENLLOCH BAVIERA A. "Técnicas de defensa del medio ambiente", editado por De Lora y Miró, Ed Labor, Barcelona 1978

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

$$L_w = 87 + 10 \log HP [1 - (\eta_b / 2)]$$

en la que están incluidas las pérdidas por atenuación en la carcasa.

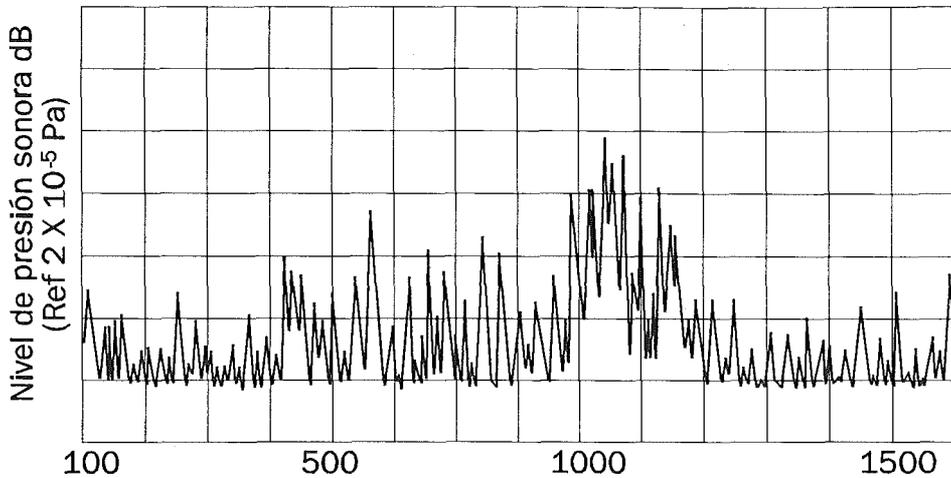


Figura 2.13: Espectro típico del ruido de un compresor alternativo, según Tree.

• **2.4.8.- Ruido de los compresores de aire**

Al igual que en las bombas alternativas los niveles de ruido aéreo de los compresores de aire alternativos, no dependen mucho del caudal. En la figura siguiente se muestran niveles característicos del ruido que emiten los compresores alternativos de aire, dotados de motores de potencia inferior a 100 hp

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
108	108	108	112	110	101	100	95	95

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Para obtener el nivel total de ruido aéreo de una unidad de compresión han de sumarse a los niveles así obtenidos los propios del motor que lo mueve. Los valores que da la tabla anterior no resultan de aplicación a compresores provistos de dispositivos de reducción de ruido tales como los silenciadores aplicados en la toma de aire.

Para compresores de aire centrífugos los niveles de ruido aéreo, dependen mucho de la potencia del motor. Por eso, como recoge la tabla siguiente, se agrupan los niveles correctores en tres clases, según que la potencia sea inferior a 10 hp, esté comprendida entre 10 y 100 hp o, sea superior a 100 hp.

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	93	95	98	102	102	93	92	85	82
B	98	100	102	107	107	98	97	90	87
C	103	105	108	112	112	108	102	95	92

A = Potencia inferior a 10 hp

B = Potencia comprendida entre 10 y 100 hp

C = Potencia superior a 100 hp

• **2.4.9.- Ruido de los compresores de refrigeración y aire acondicionado**

El ruido aéreo de las unidades de refrigeración y aire acondicionado provistas de compresores alternativos o centrífugos, se obtiene sumando la contribución al ruido total del ruido

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

generado por el motor conductor y, si existen, los engranajes reductores. Los niveles de ruido aéreo de los compresores alternativos, presentan niveles altos a bajas frecuencias debido a la contribución tonal del árbol, las carreras por segundo del pistón y los armónicos de estas frecuencias. Para unidades con motor de potencia inferior a 50 hp, según SNAME, los niveles de bandas de octava suelen ser del siguiente orden

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
86	95	93	98	98	98	95	91	86

Es de destacar que suelen considerarse más ruidosas las unidades instaladas en tierra que las instaladas a bordo, aunque según Fischer et al³⁶, no se dispone aún de suficientes datos como para dar por buena esta afirmación.

En la tabla siguiente se recogen niveles de ruido aéreo para unidades de refrigeración y aire acondicionado con acoplamiento directo al motor y con engranajes reductores, suponiendo que las unidades están accionadas por motores eléctricos de potencia inferior a 500 hp.

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	92	93	94	95	97	102	98	93	94
B	93	95	96	98	102	105	105	103	97

³⁶FISCHER W. THOMA F.A. "OSHA Noise Levels and the Marine Industry", Ship Vibration Symposium, N.Y. 1978

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

A = Con acoplamiento directo del motor

B = Con engranaje de acoplamiento

• **2.4.10.- Ruido de los motores y generadores eléctricos**

El ruido aéreo de un generador eléctrico, casi siempre queda enmascarado por el ruido del motor primario y del engranaje de acoplamiento, salvo en aquellos casos en que éstos se protejan especialmente para reducir el nivel de ruido que emiten en el exterior. Es frecuente que el ruido estructural transmitido por vibración y por radiación desde los puntos de enclavamiento de estos aparatos, modifique sustancialmente el nivel de ruido aéreo total.

El I.E.C. ha fijado muy cuidadosamente los métodos de medida y los límites de ruido de las máquinas eléctricas³⁷

Los niveles de ruido aéreo de los generadores eléctricos con excitación estática de campo se evalúan a partir de

$$L_{wB} = 34 + 10 \log (kW) + 7 \log (\text{rpm}) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo kW la potencia del generador y rpm su velocidad de giro.

Los niveles de frecuencia en bandas de octava, correspondientes son

³⁷I.E.C. "Noise Limits for Electrical Machines" Technical Committee No. 2, International Electrotechnical Commission.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
8	11	12	13	13	10	8	5	0

Para generadores con excitación dinámica del campo, los niveles de ruido aéreo son los anteriores, con la sola modificación de que el nivel de la banda de octava correspondiente a la frecuencia slot de excitación ha de incrementarse en 5 dB. La frecuencia slot de excitación es la frecuencia de rotación del excitador multiplicada por el número de slots en el rotor del excitador.

El ruido aéreo de los motores eléctricos suele ser una componente importante del ruido total en la sala de máquinas. La principal fuente de ruido de los motores refrigerados por aire que operan en torno a las 3600 rpm, es el ruido aerodinámico de origen el ventilador de refrigeración.

Los niveles de ruido aéreo tanto de los motores de corriente alterna como de los de corriente continúa varía fuertemente con la carga del motor la velocidad de giro y el tipo de motor³⁸. Para motores con ventilador de refrigeración bien aislados, la línea base es

$$L_{wB} = 5 + 13 \log (hp) + 15 \log (rpm) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo hp la potencia del motor y rpm su velocidad de rotación.

Los niveles en bandas de octava se obtienen sumando los valores de la tabla siguiente:

³⁸HELLER H.H y FRANKEN P.A. "Noise and Vibration Control" Edited by Beranek L.L., McGraw-Hill, New York (1971), págs 528-529

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	5	6	10	14	15	15	14	8	1
B	0	0	5	10	15	15	14	8	1

A = Motor de corriente alterna

B = Motor de corriente continua

Se ha comprobado experimentalmente que, como regla general los niveles de ruido de los motores drip-proof, son 10 dB inferiores a los que predice la tabla anterior para motores aislados con ventilador de refrigeración con la misma carga y velocidad.

Para este último caso, se ha comprobado que el ruido es muy direccional. En el campo directo los niveles de ruido son, como mucho, solamente superiores en 10 dB en la dirección de entrada al ventilador de refrigeración que en la dirección opuesta.

A efectos del cálculo de niveles en buques, basta en la práctica con evaluar el ruido del ventilador de que están dotados, por tener mucha mas importancia, normalmente, que el que crea el motor propiamente dicho.

• **2.4.11.- Ruido de los equipos de ventilación.-**

El ventilador habitualmente es la fuente principal de ruido en los sistemas de ventilación y aire acondicionado, dependiendo el ruido generado de su tamaño, potencia, velocidad, número

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

de palas, etc. El espectro sonoro de un ventilador es de banda ancha, con varios picos superpuestos que corresponden a la frecuencia de giro, de paso de pala y sus armónicos³⁹.

Los equipos de ventilación son una fuente de ruido aéreo de gran importancia en muchos tipos de buques. Según SNAME el nivel de la línea base, en la toma, se evalúa por

$$L_{wB} = 10 \log (cfm) + 20 \log (sp) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo cfm el caudal del ventilador en pies cúbicos por minuto y sp la caída de presión estática en el ventilador en pulgadas de agua.

Los niveles de ruido aéreo en bandas de octava se obtienen adicionando los valores de la tabla siguiente

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	36	39	38	36	30	27	24	19	15
B	36	41	37	37	36	35	30	26	21
C	42	50	46	41	36	31	28	26	23
D	51	55	50	48	41	40	36	36	35
E	50	46	39	40	37	37	33	32	26
F	44	46	47	48	48	48	46	42	41
G	45	42	44	45	47	45	45	40	37

³⁹KURTZE G. "Física y técnica de la lucha contra el ruido" Ed Urmo, Bilbao, 1972

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
H	53	50	49	48	47	45	44	42	31

A = Sección de pala en ala de avión

B = Línea media encorvada hacia atrás

C = Línea media encorvada hacia adelante

D = Pala radial

E = Pala tubular

F = Vane Axial

G = Tube Axial

H = Propulsor

Además ha detenerse en cuenta como valores de corrección por paso de pala:

A	B	C	D	E	F	G	H
5	5	0	6	5	4	4	5

Los valores correctores por paso de pala han de sumarse en la banda que contenga la frecuencia de paso de pala, que puede considerarse que coincide con la velocidad de giro del ventilador dividida entre 60.

Según Beranek el nivel de potencia sonora puede estimarse así:

$$L_w = 115 + 17,7 \log (P_r/Z) + 15 \log (Z/6)$$

siendo:

L_w = nivel de potencia acústica del ventilador (dB re 10^{-12} W)

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

P_t = su potencia en el eje (CV)

Z = número de palas

Otra fórmula aconsejada para este fin (NTNF, Oslo, 1975) es:

$$L_w = 10 \log (P_t \cdot P_d) + 76$$

siendo P_d la presión de descarga en mm de columna de agua.

El Handbook for Shipboard Airborne Noise Control da la fórmula:

$$L_w = 10 \log Q + 20 \log p_d + 5 \text{ siendo } Q \text{ el caudal del ventilador.}$$

He comprobado que estas expresiones aplicadas a un ventilador real, cuya nivel de potencia acústica fué muy cuidadosamente medido por Senchermés⁴⁰ obteniendo $L_w = 119$ dB re 10^{-12} W, el cual según catálogo tiene 5 m³/s, 5 palas, 2,5 CV, descarga de 145 mm de columna de agua, da valores de L_w muy discrepantes: 102, 108, 110, por tanto no merecen mucha confianza

- **2.4.12.-Ruido de las unidades de refrigeración y ventilación (fan-coil units).**

Se caracterizan por tener tanto unas como otras un nivel de ruido similar y de banda estrecha. Según SNAME pueden evaluarse los niveles de ruido aéreo a partir de los niveles de banda de octava siguientes

⁴⁰GARCIA SENCHERMES A. Físico (Universidad de Valencia) e Ingeniero Acústico (Univ. Southampton), Secretario de la Sociedad Española de Acústica, Director de la Empresa "C. de R.", pionero de la Acústica en España, consultor acústico en proyectos europeos muy importantes, con quien tuve el honor de colaborar en este campo hace más de veinte años, me comunicó personalmente este resultado y me mostró las discrepancias a que conducían muchas fórmulas que predecían el ruido en ventiladores.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
75	72	77	73	68	62	57	51	48

El nivel de ruido aéreo de las unidades fan-coil se obtienen sumando al nivel de la línea base

$$L_{wB} = 5 + 20 \log (\text{cfm}) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo cfm el caudal en piés cúbicos por minuto, los niveles de las bandas de octava:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
22	19	16	13	10	7	4	2	0

• **2.4.13.- Ruido del flujo en equipos HVAC⁴¹**

Los niveles de ruido generados por estos equipos han sido extensísimamente estudiados en viviendas y oficinas. Ha comprobado Blazier⁴² que los ruidos de los equipos HVAC cuyo nivel supera los 70 dB en las bandas de octava comprendidas entre 16 y 63 Hz generan altos niveles de

⁴¹Heating, ventilating and air-conditioning systems: equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado.

⁴²BLAZIER W.E. "Revised Noise Criteria for Application in the Acoustical Design and Rating of HVAC Systems" Noise Control Engineering, Vol 16, Núm. 2, pág. 64-73, Marzo-Abril 1981

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

vibración en los tabiques y en el techo de las viviendas; para dar cuenta del grado de molestia que generan este tipo de ruidos sugiere este autor que se empleen como descriptores las curvas que denomina RC, dependientes de dos parámetros, uno objetivo, se determina a partir de la media aritmética de los niveles en las bandas de 500, 1000 y 2000 Hz que influyen especialmente en la comunicación hablada; el otro, que da cuenta de la impresión subjetiva que causa el ruido a un observador medio, lo clasifica en cuatro tipos característicos: neutral, retumbante (rumbly), silbante (hissy) y tonal.

Se genera ruido en el interior de los conductos HVAC cuando éstos giran, se ramifican, llevan insertos algún sistema de amortiguamiento, o cambian de tamaño. También se genera ruido cuando una corriente de aire pasa por un silenciador o atraviesa una tobera o emerge al exterior desde una conducción.

SNAME toma como nivel base de ruido aéreo la siguiente

$$L_{wB} = 188 + 10 \log S + 30 \log (\Delta P) - 60 \log V \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo S el área de la sección del conducto expresada en pies cuadrados, ΔP la caída de presión en el difusor en pulgadas de agua y V la velocidad de la corriente de aire en pies por minuto.

El nivel base de ruido aéreo en codos a 90 grados viene dada por

$$L_{wB} = -200 - 20 \log d + 70 \log V + 10 \log A \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

siendo d la sección transversal media del conducto medida en pies, V la velocidad de la corriente de aire en pies por minuto y A el área de la sección del conducto en pies cuadrados.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Los niveles en bandas de octava del ruido aéreo de obtienen sumando los siguiente niveles de bandas de octava

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	33	38	41	43	43	38	34	27	21
B	38	43	48	51	53	50	46	41	34
C	44	51	56	59	61	60	56	51	45
D	47	54	61	65	67	67	64	59	53
E	50	57	64	69	73	74	71	67	62
F	54	60	68	73	77	79	78	74	69
G	57	65	72	77	83	85	85	82	78
H	59	67	74	80	85	88	89	87	81
I	61	79	78	84	89	93	95	93	89
J	68	73	80	88	94	98	101	99	97

para velocidades de la corriente en piés/minuto de:

A	B	C	D	E
400	600	800	1000	1250
F	G	H	I	J
1600	2000	2500	3200	4000

● **2.5.-Niveles de los focos de ruido estructural**

Por ruido estructural se entienden las vibraciones mecánicas de frecuencias comprendidas entre los 16 y los 20.000 Hz, que se transmiten al agua o al aire generando una sucesión de compresiones y enrarecimientos detectables por el oído.

Dichas vibraciones se propagan desde el dispositivo que las genera hasta la estructura que las transmite con mayor o menor intensidad, según que aquél esté mejor o peor aislado acústicamente, generando, en general, ondas de flexión, longitudinales, transversales y torsionales. En teoría cabría plantear las pertinentes ecuaciones diferenciales que las rigen, de acuerdo con la Teoría de la Elasticidad, pero estando todas ellas fuertemente acopladas, es muy dificultoso desglosar la contribución de cada mecanismo de transmisión a poco compleja que sea la geometría subyacente.

La energía que se disipa por cada tipo de onda en la estructura del buque ha sido estudiada con gran profundidad por Nilsson.^{43 44}

Como he indicado al principio de este capítulo el nivel de los focos de ruido estructural se da habitualmente en función de los niveles de aceleración en dB re 10^{-3} cm/s², aunque a veces se da en función de los niveles de velocidad en dB re 10^{-6} cm/s. La relación entre ambos para cada frecuencia central de banda de octava f es:

$$L_a = L_v + 20 \log f - 44$$

⁴³NILSSON A.C. "Attenuation of structure-borne sound in superstructures on ships", Journal of Sound and Vibration 55, pág. 71-91, 1977

⁴⁴NILSSON A.C. "Reduction of structure-borne sound in simple ship structures: results of model tests", Journal of Sound and Vibration, 61, 45-60, 1978

• **2.5.1.-Hélices**

No es cuestión pacífica determinar matemáticamente una expresión adecuada para valorar el ruido estructural de la hélice, como muestra la réplica que se dio cuando se propuso la fórmula de Hansen y Buiten⁴⁵, basada en datos tomados en 11 buques y cuya validez puso en duda Hult⁴⁶ poniendo en evidencia las discrepancias que se obtenían al aplicarla a otros buques.

Brown⁴⁷ propuso para el caso de que el régimen de cavitación estuviera suficientemente desarrollado, los niveles espectrales de ruido dados por la expresión:

$$L_f = K + 10 \log \frac{Z \cdot D^4}{f^2} \left(\frac{N}{60} \right)^3$$

en la que

L_f es la intensidad sonora, en dB, a 1 m de distancia del propulsor.

K es una constante de ajuste, que vale 70 para hélices de maniobra o en tobera y 63 para el resto.

f es la frecuencia espectral en Hz.

Z es el número de palas.

⁴⁵HANSEN J.H. y BUITEN J. "On Acoustical Designing in Naval Architecture". Internoise 73, Copenhagen, agosto 1973

⁴⁶HULT M. "Noise Abatement on Ships". SSF, Rep. 118, 1976

⁴⁷BROWN N.A. "Cavitation noise problems and solutions" International Symposium on Shipboard Acoustics. (ISSA) 1976

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

D el diámetro de la hélice en m.

N las r.p.m. a las que gira.

Se ha dicho⁴⁸ que esta fórmula tiene una estructura razonable, ya que, como es bien sabido, el par de una hélice puede calcularse por $Q = K_Q \rho n^2 D^5$, por lo que, aún cuando no exista cavitación, las fuerzas dependen de la velocidad periférica.

Hansen y Buiten propusieron valorar el nivel espectral de velocidad de vibración generado por la hélice por la siguiente expresión:

$$L_v(S) = L_v(1MW) + 20 \log \frac{N_s}{1MW}$$

en la que $L_v(1MW)$ se ha tabulado para distintos modelos de propulsores y N_s es la potencia en el árbol de la hélice. Se aplica tanto a las hélices de paso fijo, como a las de paso regulable. Suele adoptarse como dispositivo de medida un hidrófono adosado al codaste.

Analizando un modelo reducido de la hélice y de la carena encontraron estos autores los valores espectrales de la velocidad de vibración que muestra la tabla siguiente

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
-	82	78	72	66	63	58	61	49

⁴⁸ASOCIACION DE INVESTIGACION DE LA CONSTRUCCION NAVAL "Método de cálculo para la previsión de niveles de ruido a bordo de los buques", Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, Madrid, 1979, pág. 50

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

En medidas en canales de experiencias con el propulsor aislado y a plena escala, suelen ubicarse los hidrófonos 12 metros a proa y 12 metros a popa del plano de la hélice. Por comparación los valores medios de los ruidos generados en hélice en tobera, han presentado como valores espectrales los siguientes

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
81	85	77	70	66	66	54	59	45

Protegiendo las toberas con un revestimiento especial absorbente y montando cuidadosamente el eje de la hélice aislándola del casco con un montaje amortiguador se ha conseguido reducir el nivel de ruido en los puntos de medida así:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
76	78	73	70	65	62	51	52	41

• **2.5.2.- Motores y grupos generadores diesel**

Aunque se investiga desde hace mas de veinticinco años muy activamente para conocer los mecanismos de generación de ruido en este tipo de elementos, no se dispone aun de una explicación satisfactoria de su comportamiento acústico, por lo que se sigue estimando el nivel del

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

ruido estructural que dan tomando como referencia los valores que se han medido en equipos idénticos en el laboratorio. Es de destacar que el ruido estructural que producen depende fuertemente de la carga que arrastran y de la velocidad de giro y de las horas de servicio totales acumuladas, por lo que puede haber discrepancias importantes al respecto entre distintas unidades del mismo modelo.

SNAME recomienda tomar como base los valores dados por la expresión:

$$L_{aB} = -20 \log (w) + 20 \log (hp) + 30 \log (rpm/rpm_0) + 124 \text{ dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2$$

en la que w es el peso del motor en libras, hp la potencia nominal del motor, y rpm y rpm_0 las velocidades de giro actuales y nominales del mismo.

A partir de este valor se determinan los valores espectrales sumándoles los valores que recoge la siguiente tabla:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	5	11	16	21	27	29	27	22

• **2.5.3.-Turbinas de vapor**

El ruido estructural de las turbinas de vapor queda casi siempre enmascarado por el que generan los equipos que llevan acoplados, en especial por el de los engranajes reductores, por lo que no se suele valorar el nivel que da la turbina aislada, al carecer de interés práctico.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

- **2.5.4.-Quemadores**

El ruido estructural que da un quemador suele despreciarse por tener siempre niveles muy bajos.

- **2.5.5.-Turbinas de gas y generadores de turbinas de gas**

Las turbinas de gas se emplean a bordo tanto como maquinaria principal como auxiliar para generar electricidad y mover bombas de distintos tipos.

Para estimar la distribución espectral del ruido estructural que dan se distingue entre turbinas de alta potencia (potencia nominal de 20.000 o mas hp), de potencia intermedia (potencia nominal comprendida entre 5.000 y 20.000 hp), y de pequeña potencia (potencia nominal inferior a 5.000 hp).

Para las primeras suelen tomarse los siguientes valores:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
87	89	94	92	92	93	95	100	101

Para las segundas se toman como valores base:

LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
90	98	101	102	103	102	102	101	101

A los que han de añadirse 5 dB para cada una de las siguientes frecuencias:

1 x RR*

2 x RR

3 x RR

4 x RR

1 x BR*

2 x BR

3 x BR

4 x BR

49

50

Para el caso de que dos de las frecuencias así halladas caigan en una misma octava se han de sumar 8 dB al nivel base de dicha banda; si caen tres, han de sumarse 10 dB y si caen cuatro 11 dB.

⁴⁹RR = relación de rotación = (rpm del árbol del compresor)/ 60

⁵⁰BR = relación de palas = (núm. de palas de la primera etapa del compresor) x RR

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

En turbinas pequeñas y muy aceleradas (por ejemplo de potencia nominal 4.000 hp y velocidad de giro de 6.000 o mas r.p.m.) la distribución espectral del ruido estructural que generan puede considerarse que es:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
71	87	98	104	100	126	122	128	129

• **2.5.6.-Engranajes reductores**

Aunque se encuentran grandes discrepancias entre los valores que se miden en engranajes reductores idénticos, se puede afirmar que el ruido estructural que generan depende principalmente de la carga que arrastran y de la relación de reducción, pudiendo tomarse como valores orientativos, mas bien conservadores, los que se obtienen tomando como base el valor dado por

$$L_{aB} = 47 + 10 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2$$

siendo hp la potencia que absorbe el engranaje. Y como valores para ajustar el espectro:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	9	3	8	23	33	33	28	18

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

• **2.5.7.- Turbogeneradores de vapor**

El nivel de ruido estructural que generan queda enmascarado por el de los engranajes reductores acoplados, por lo que carece de utilidad práctica evaluarlo.

• **2.5.8.-Bombas**

Para bombas rotativas SNAME aconseja tomar como nivel base el dado por:

$$L_{aB} = 60 + 10 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2$$

siendo hp la potencia nominal del motor de la bomba.

Los niveles espectrales se obtienen añadiendo los valores de la tabla siguiente:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	0	8	21	19	23	24	20	24	23
B	0	21	34	32	37	38	34	44	45

A = Bombas centrífugas

B = Bombas de engranajes

Para bombas alternativas de pistón el nivel básico se determina por:

$$L_{aB} = 60 + 10 \log (hp) + 30 \log (\text{psi}/3000) \text{ dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2$$

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

siendo hp y psi la potencia nominal y la presión de elevación de la bomba.

Al que se añaden los valores de la tabla siguiente para obtener los espectrales:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	7	10	9	7	10	7	4	7

• **2.5.9.- Compresores de aire**

SNAME calcula los niveles de ruido estructural de los compresores de aire alternativos a partir de la línea base:

$$L_{ab} = 81 + 10 \log (hp) \text{ dB re } 10^{-3} \text{ cm/s}^2$$

siendo hp la potencia nominal que absorbe el compresor.

Añadiendo, para obtener los espectrales, los valores siguientes:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	7	10	10	7	9	8	4	7

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Para compresores centrífugos acoplados directamente con potencias comprendidas entre 50 y 200 hp, operando a 3.600 rpm han de añadirse a la misma línea base los valores:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
80	100	110	105	105	105	110	115	120

Y si en vez de estar acoplados directamente llevan un engranaje reductor:

Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
83	101	112	108	110	113	122	125	123

● **2.6.- Nivel previsible en algunos espacios significativos**

● **2.6.1.-Sala de máquinas.**

A partir de los resultados anteriores, el procedimiento a seguir para estimar el nivel de ruido previsible en un punto determinado de un buque es el que se muestra a continuación para la Sala de Máquinas y para una dependencia anexa de un buque representativo, cuya planta se muestra en la figura siguiente.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

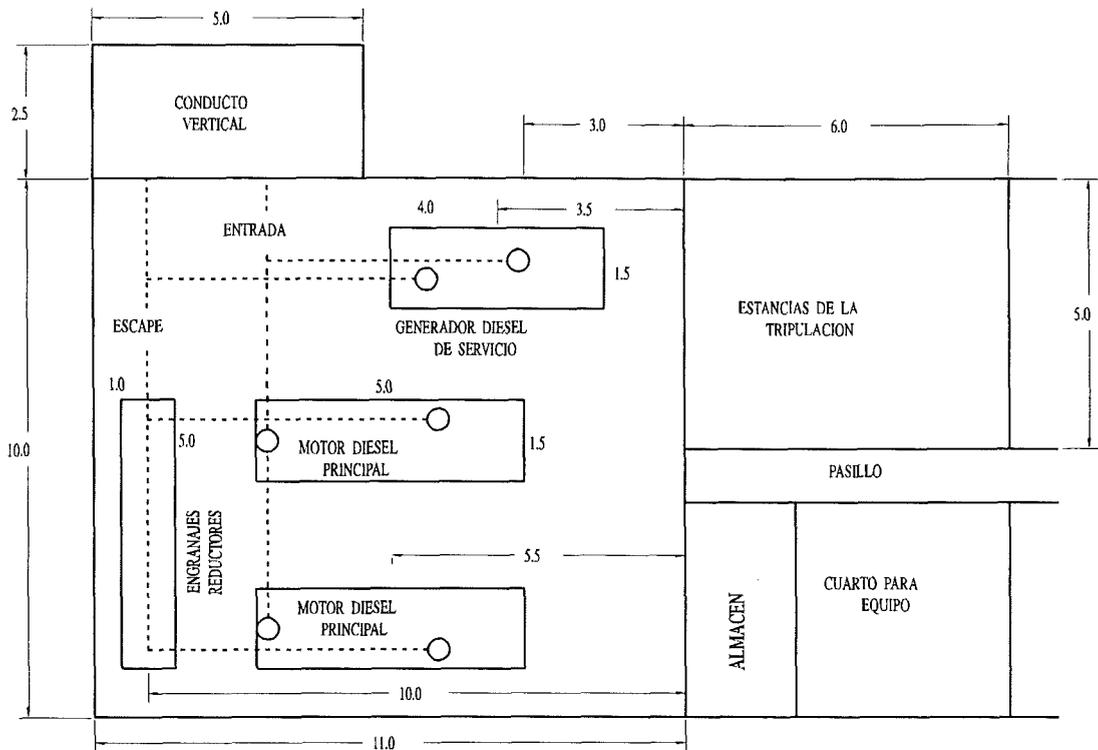


Figura 2.14: Sala de Máquinas de un mercante típico, tomado como modelo para el cálculo del nivel de ruido

Suponiendo que el ruido dominante, navegando a toda máquina, se debe a los focos que en ella se recogen y son:

-Un electrogenerador Diesel de 1.500 hp que va a 900 r.p.m.

-Dos motores principales Diesel de 3.000 hp cada uno, a 1.100 r.p.m.

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

- Y un engranaje reductor de 6.000 hp a 160 r.p.m.

El nivel frente a la puerta de entrada en la Sala de Máquinas y en el centro de la dependencia de acomodación, se hallará determinando primero el nivel de la potencia acústica, luego el nivel del campo directo y finalmente el del campo reverberante, así:

Nivel en la Sala de Máquinas

El nivel total en la Sala de Máquinas será:

a) Electrogenerador

-Nivel básico:

$$L_w = 57 + 10 \log (\text{hp}) = 57 + 10 \log 1500 = 89 \text{ dB}$$

-Valores de ajuste: 0,7,5,11,23,24,20,15,3

-Por lo que el nivel del foco es el que aparece en la primera fila de la tabla siguiente.

b) Motores principales Diesel

-Nivel básico:

$$L_w = 57 + 10 \log 3.000 = 92 \text{ dB}$$

-Valores de ajuste: 0,7,5,11,23,24,20,15,3

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Por lo que el nivel de cada uno de ellos es el que aparece en las filas segunda y tercera de la tabla.

c) Engranaje reductor

-Nivel básico:

$$L_w = 69 + 3,4 \log (hp) + 3,4 \log (rpm) =$$

$$= 69 + 3,4 \log 6.000 + 3,4 \log 160 = 89 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

-Valores de ajuste: 8,9,10,12,14,15,16,12,0

Por lo que el nivel acústico del engranaje es el que aparece en la cuarta fila.

d) El nivel total es la suma de los niveles anteriores.

Potencia espectral del ruido en la Sala de Máquinas

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	89	96	94	100	112	113	109	104	92
B	92	99	97	103	115	116	112	107	95
C	92	99	97	103	115	116	112	107	95
D	97	98	99	101	103	104	105	101	89
T	98	104	102	108	119	120	116	111	100

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Para evaluar el nivel del campo sonoro reverberante en la Sala de Máquinas, basta aplicar la expresión:

$$L_p = L_w - 10 \log R + 16 \text{ (dB re } 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa)}$$

en la que la constante de la Sala R depende de su superficie S y del coeficiente de absorción medio del material que la recubre α :

$$R = \frac{S\alpha}{(1-\alpha)}$$

Nivel del campo sonoro reverberante en la S. de Máquinas

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
T	98	104	102	108	119	120	116	111	100
R	742	1260	1451	1890	2857	2421	2524	2623	2615
R*	-13	-15	-16	-17	-19	-18	-18	-18	-18
L _r	85	89	86	91	100	102	98	93	92

siendo: $R^* = -10 \log R + 16$ y L_r el nivel del campo reverberante.

El nivel del campo sonoro directo en la Sala se evalúa a partir de la expresión:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{0,37}{R} \right) \text{ dB re } 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

He tomado como valores de referencia $Q = 4$ y $r = 6$ m, obteniendo los siguientes resultados:

Potencia espectral de ruido en la Sala de Máquinas

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	89	96	94	100	112	113	109	104	92
Z	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23
T ₁	67	76	71	77	89	90	86	81	69
B	92	99	97	103	115	116	112	107	105
Z	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22
T ₂	70	77	75	81	93	94	90	85	73
C	92	99	97	103	115	116	112	107	95
Z	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22
T ₃	70	77	75	81	93	94	90	85	73
D	97	98	99	101	103	104	105	101	89
Z	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23
T ₄	74	75	76	78	80	81	82	78	66
T	75	80	78	84	95	97	93	88	76

Con lo que el nivel total en la Sala de Máquinas será:

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

Nivel del campo sonoro total en la Sala de Máquinas

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
L _r	85	89	86	91	100	102	98	93	92
T	75	80	78	84	95	97	93	88	76
OT.	85	92	86	92	101	103	99	94	92

• **2.6.2.- Nivel en un espacio de acomodación.**

Para el espacio de acomodación anexo a la Sala de Máquinas, teniendo en cuenta que la potencia acústica radiada en un espacio receptor depende del área de separación (en pies cuadrados) y de las pérdidas de transmisión en la forma:

$$L_w = L_p (\text{espacio fuente}) + 10 \log A_w - TL - 16 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W}$$

resulta:

Nivel del campo sonoro total en la acomodación

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
L _r	85	89	86	91	100	102	98	93	92
A	89	96	94	100	112	113	109	104	92
r*	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20
L _p	69	76	74	80	92	93	89	84	72

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Sum	85	89	86	91	101	103	99	94	92
TL	3	8	14	19	23	27	33	27	32
Δ TL	0	0	0	0	0	2	4	7	11
Sum	3	8	14	19	23	29	37	34	43
IA _w	5	5	5	5	5	5	5	5	5
+TL	2	-3	-9	-14	-18	-24	-32	-29	-38
L _w	88	85	77	76	82	77	65	63	42
R	654	170	244	410	625	782	787	722	639
R*	-12	-6	-8	-10	-12	-13	-13	-13	12
L _p	76	79	69	66	70	64	52	50	30

Observando los resultados resulta que: a) el nivel acústico en la Sala de Máquinas supera los 95 dB(A) aproximadamente; b) en la acomodación alcanza los 70 dB(A); c) los valores en las bandas de frecuencia de 250 a 2.000 Hz superan a los demás.

Esta pauta se repite en los resultados de las medidas directas en buques reales.⁵¹

Si se toma como patrón de comparación alguna industria tenida por muy ruidosa, como puede ser una industria textil poco evolucionada, encontramos que, para la cubana, se ha llegado a la conclusión de que las operarias se hallan expuestas a un nivel igual o superior a los 88

⁵¹Por ejemplo, los que da GARCIA MARTIN en su Memoria Doctoral "Evaluación del riesgo de exposición al ruido en salas de máquinas de buques mercantes de la flota española: mapas de ruido"

**LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE
A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO**

dB(A)⁵²; o los trabajadores de una central térmica convencional de carbón⁵³, con niveles de exposición en torno a los 90 dB(A), vemos que el nivel de ruido en las proximidades de la Sala de Máquinas de un buque mercante es similar.

⁵²CAMBRA E.F. "Susceptibilidad al ruido en trabajadoras de la industria textil", SALUD Y TRABAJO núm. 71, pág. 14-21, 1989

⁵³HERREROBLANCO T. et al. "Valoración higiénica y médica del ruido en una central térmica" SALUD Y TRABAJO, Núm. 68, pág 27-32, 1988

● **2.7.- Conclusiones del capítulo**

Como conclusiones de este capítulo, por lo que a la presente Memoria se refiere, cabe sentar:

a) En general ha de esperarse que los niveles de ruido en los buques sean, al menos, tan altos como en las industrias, porque el nivel de potencia acústica de los focos sonoros, fundamentalmente las máquinas que están instaladas en unos y otros, varían con el logaritmo de su potencia mecánica y en los buques se manejan potencias normalmente mayores en espacios mas reducidos; y porque el ruido se propaga con más facilidad a través del casco y de la estructura de acero que a través de los materiales de construcción de los edificios, que tienen una mayor impedancia acústica.

b) La agresión acústica a los hombres de mar parece que no ha de ser inferior que la de los trabajadores industriales pues, como pone de relieve el cálculo anterior, al menos en las proximidades de la Sala de Máquinas y en ésta, existen niveles de ruido similares a los que recoge la literatura especializada para las industrias ruidosas.

c) No se evidencia, pues, razón alguna, en lo que a los focos existentes a bordo se refiere, para que la normativa vigente de protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido, excluya a los hombres de mar de su ámbito de aplicación.

d) El nivel de ruido que propagan las hélices al mar es muy alto, y como el agua del mar tiene una impedancia acústica muy pequeña, se extiende a grandes distancias, perturbando el medio marino, con las consiguientes consecuencias para las especies, hecho al que normalmente no se presta atención. Tampoco en esta Memoria se volverá sobre este punto.