

**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 III

## CAPÍTULO III

---

### EL RUIDO EN LOS BUQUES MERCANTES

---

#### ÍNDICE

- **3.1.- Niveles de ruido medidos en buques mercantes**
- **3.2.- Niveles recomendados**
- **3.3.- Niveles experimentales de ruido en bulk-carriers**
- **3.4.- Niveles experimentales de ruido en buques tanque**
- **3.5.- Procedimientos teóricos y mixtos para estimar niveles de ruido en buques.**
- **3.6.- Niveles máximos tolerados en distintas normativas**
  - **3.6.1.- Normas americanas:**
    - a) Normas SNAME
    - b) Normas de la Armada de los EE.UU.
    - c) Normas del Servicio de Guardacostas
    - d) Normas de los Astilleros

e) Normas del Corps of Engineers

- **3.6.2.- Normas IMO**
- **3.6.3.- Normas básicas en la edificación**
  
- **3.7.- Medidas correctoras del ruido a bordo**
  - **3.7.1.-Reducción del ruido en los focos**
  - **3.7.2.-Aislamiento acústico en los espacios receptores.**
  - **3.7.3.-Control activo del ruido**
  
- **3.8.- Conclusiones del capítulo**

● **3.1.- Niveles de ruido en buques mercantes**

Se dispone de abundantísima información relativa a los niveles de ruido existentes a bordo de los buques mercantes, como evidencia el hecho de que con periodicidad bianual vengán celebrándose, bajo los auspicios de la SNAME, simposios sobre el ruido en buques<sup>1</sup>, y en los anuales de Inter-Noise suele figurar como sección especializada una dedicada a este mismo tema. Además, como no podía ser menos, en las revistas de Acústica Teórica y Aplicada aparecen muy frecuentemente publicaciones referentes al ruido en buques, en las que no faltan tratamientos globales y de síntesis<sup>2</sup>, incluso en publicaciones profesionales españolas<sup>3</sup>.

Como Tesis Doctoral, se ha presentado en 1993, en la Universidad de La Laguna, una en la que se recogen resultados sonométricos y dosimétricos en la Sala de Máquinas de algunos buques mercantes de desplazamiento y calado moderado<sup>4</sup>.

Aunque no se puede afirmar que los resultados publicados de las medidas del ruido a bordo sean incongruentes, lo cierto es que autores de prestigio reconocido les atribuyen valores excesivamente discrepantes entre sí. A título de ejemplo cabe citar los niveles que refieren Nilsson y E.Szczercicki-Szuwarzynski, referidas a los niveles medidos en los camarotes de un amplio número de buques.

---

<sup>1</sup>Los Proceedings of the International Symposium on Shipboard Acoustics, son en mi opinión la mejor fuente de información en relación con el estado del arte.

<sup>2</sup> S.L. GIBBONS, A.B. LEWIS, P.LORD, "Noise and vibration on board ship", J.SOUND VIB. 43,2 253-261 (1975)

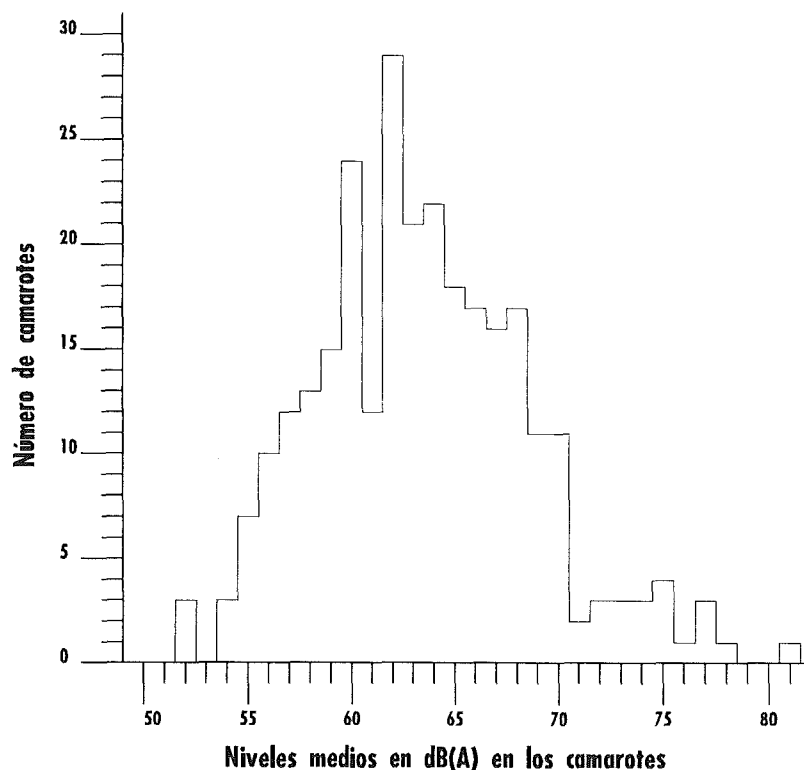
<sup>3</sup>Ingeniería Naval, núm. 510, diciembre 1977

<sup>4</sup>GARCIA MARTIN J.A. "Evaluación del riesgo de exposición al ruido en Salas de Máquinas de buques mercantes de la flota española: mapas de ruido", Tesis Doctoral del Departamento de Ingeniería Marítima, Universidad de la Laguna.

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

---

El primer investigador <sup>5</sup> citado midió los niveles existentes en 282 camarotes de 15 buques elegidos al azar, encontrando la distribución que se muestra en la figura 3.1.



**Fig 3.1:** Distribución de niveles de ruido en 1360 camarotes de 45 buques

Como se observa en ella y manifiesta Nilsson, en dos tercios de los camarotes investigados se excede el nivel recomendado de 60 dB(A). Y ello a pesar de que, en algunos casos, se habían adoptado medidas correctoras del ruido ambiente.

Da Nilsson, por tanto, una visión bastante pesimista del problema.

---

<sup>5</sup>A.C.NILSSON "Noise Prediction and Prevention in Ships". Comunicación presentada al Simposio de Vibración en Buques, SNAME, Arlington, Va., October 16-17, 1978

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

Más optimistas son los resultados que refieren los otros investigadores citados,<sup>6</sup> quienes estudiaron igualmente la distribución del ruido en 1.360 camarotes de 45 buques mercantes, encontrando que únicamente en un treinta por ciento de ellos se supera el límite de los 60 dB(A), como recoge la siguiente figura.

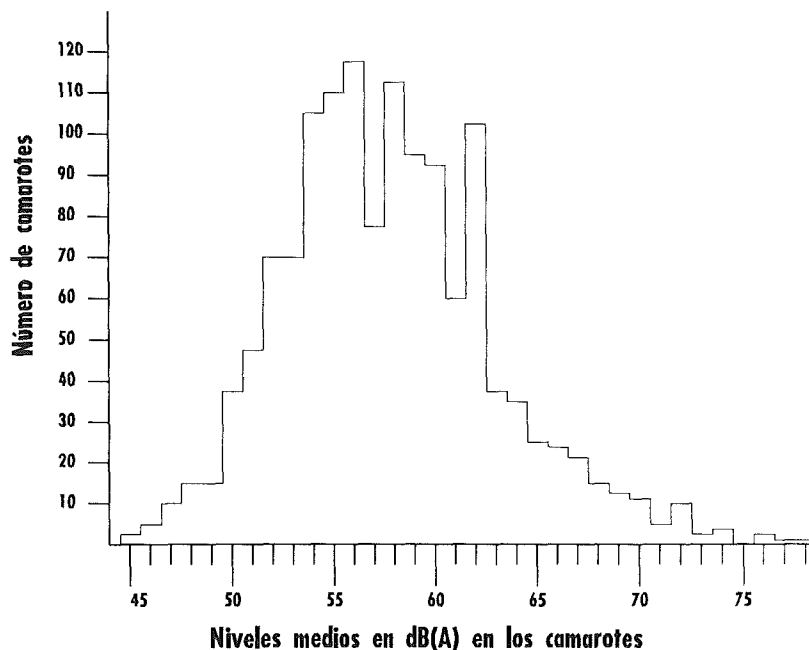


Fig 3.2: Distribución de niveles de ruido en 1360 camarotes de 45 buques

De manera orientativa y considerando los valores medios medidos, se puede considerar que los niveles de ruido en buques mercantes se distribuyen en la forma que recoge la figura 3.3.

Como se ve en ella el nivel de ruido varía desde 104 dB(A) existentes en la cámara de máquinas hasta los 58 dB(A) en la tercera y cuarta cubierta. Los focos de ruido predominantes son

<sup>6</sup>E.SZCZERBIKI and A.SZUWARZYNSKI "Application of multiple regression method to prediction of A-weight noise levels in ship accommodation spaces" y "Noise prediction on ships" ARCHIEVES OF ACOUSTICS, 6,2, 111-122, 1981

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

los que ocasiona la máquina, la hélice, los ventiladores de la cámara de máquinas y los provenientes de la chimenea.

Es importante destacar que, al venir dados los niveles de ruido en dB(A), los valores anteriores dan idea de los niveles de ruido tal y como los percibiría un observador medio, pues la red de ponderación A tiene en cuenta la respuesta del oído humano a distintas frecuencias. Sin embargo los niveles de ruido en dB lineales pueden ser muy diferentes, debido principalmente a que en la banda de octavas correspondiente a 31,5 Hz la ponderación es de aproximadamente 40 dB y generalmente en los buques predominan estas bajas frecuencias, como se ha puesto de manifiesto en el capítulo anterior.

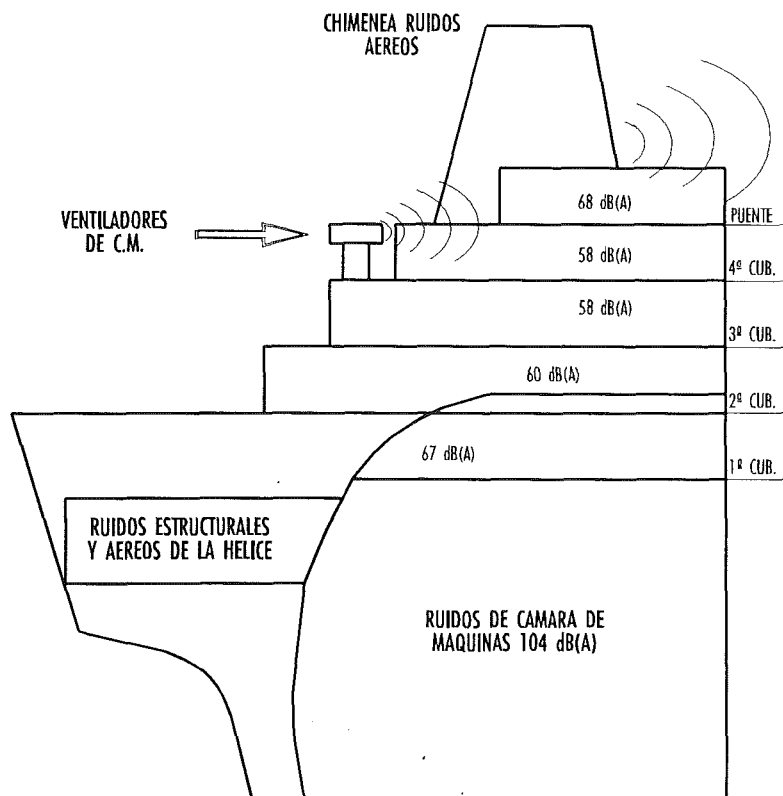


Figura 3.3: Distribución aprox. de los niveles de ruido en un buque mercante



● **3.2.- Niveles recomendados**

En el Simposio de Oslo de 1975 <sup>7</sup> se acordó fijar como límites máximos del nivel de ruido a bordo los que se recogen en la figura 3.4.

Estas recomendaciones adolecen de un defecto sustancial desde el punto de vista de las molestias que ocasiona el ruido ambiente: no tienen en cuenta adecuadamente las frecuencias del ruido.

En la literatura he encontrado como ejemplo representativo de ello el caso <sup>8</sup> de un buque en el que la tripulación se quejaba del alto nivel de ruido existente a bordo. Efectuadas las medidas pertinentes, incluyendo un análisis de octavas, no se objetivó un nivel que pudiera justificar las quejas. Al persistir éstas, se efectuó un análisis especial de las bajas frecuencias, encontrándose entonces, a frecuencias inferiores a la central de la primera banda de octavas (31,5 Hz), unos niveles muy elevados que justificaron plenamente las quejas del personal.

Por ello conviene tomar con precaución los resultados de las medidas de ruido, especialmente si se trata de correlacionarlas con las molestias que experimentan los sujetos que lo padecen, pues, en realidad, infrasonidos, ruidos, ultrasonidos y vibraciones están íntimamente unidos, sin que sea dado extrapolar sin más los niveles de ruido observados con los efectos que en cada caso particular comportan.

---

<sup>7</sup>NOISE SYMPOSIUM, Oslo, October 1975, Der Norstke Veritas

<sup>8</sup>BERANEK, "Solving Noise and Vibration Problems in Merchant Ships" The Motor Ship, december, 1976

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

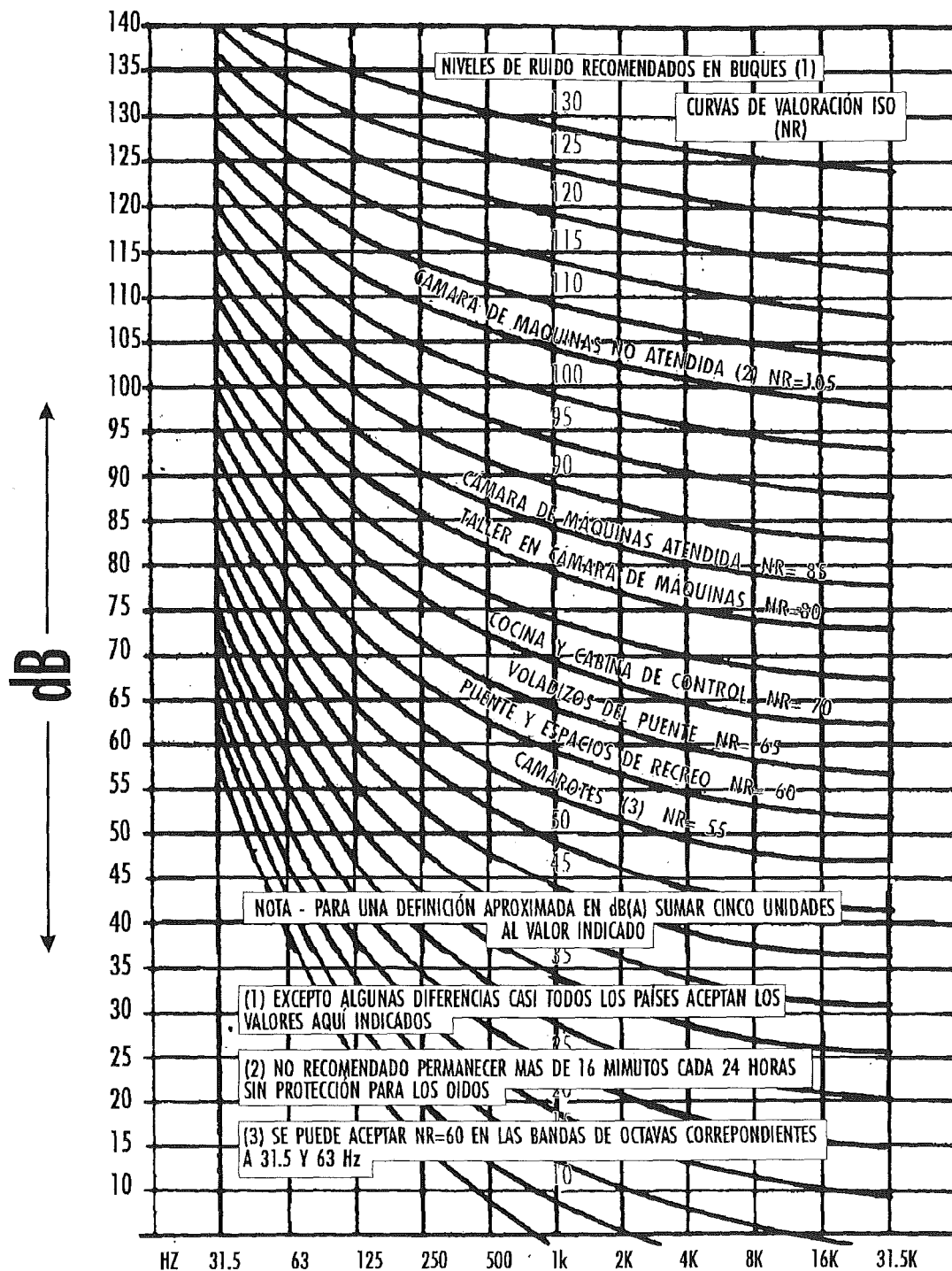


Figura 3.4: Límites máximos fijados por el Convenio de Oslo de los niveles de ruido a bordo.

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

---

Como quiera que el tipo de buque influye en los niveles de ruido que se presentan, y por ser muy representativos de los estudios hechos en este campo, paso a describir en los dos apartados siguientes los resultados de dos trabajos de campo efectuados el primero en "Astilleros Españoles, S.A" y referido a "bulk-carriers" y el segundo, efectuado en la Universidad de Salford, a buques tanque. Estos resultados complementan los que recoge García Martín en su Tesis Doctoral, referidos, como he indicado antes, a buques mercantes de desplazamiento y calado moderado.

● **3.3.- Niveles experimentales de ruido en bulk-carriers**

En un estudio realizado por Rojo <sup>9</sup> en catorce buques de las mismas dimensiones y tipo (bulk carriers), construidos en el mismo astillero, con el mismo motor propulsor, máquinas y alojamientos a popa, en la misma condición de lastre durante las pruebas de velocidad y con la máquina al cien por cien de sus revoluciones encontró los valores que aparecen en la siguiente tabla:

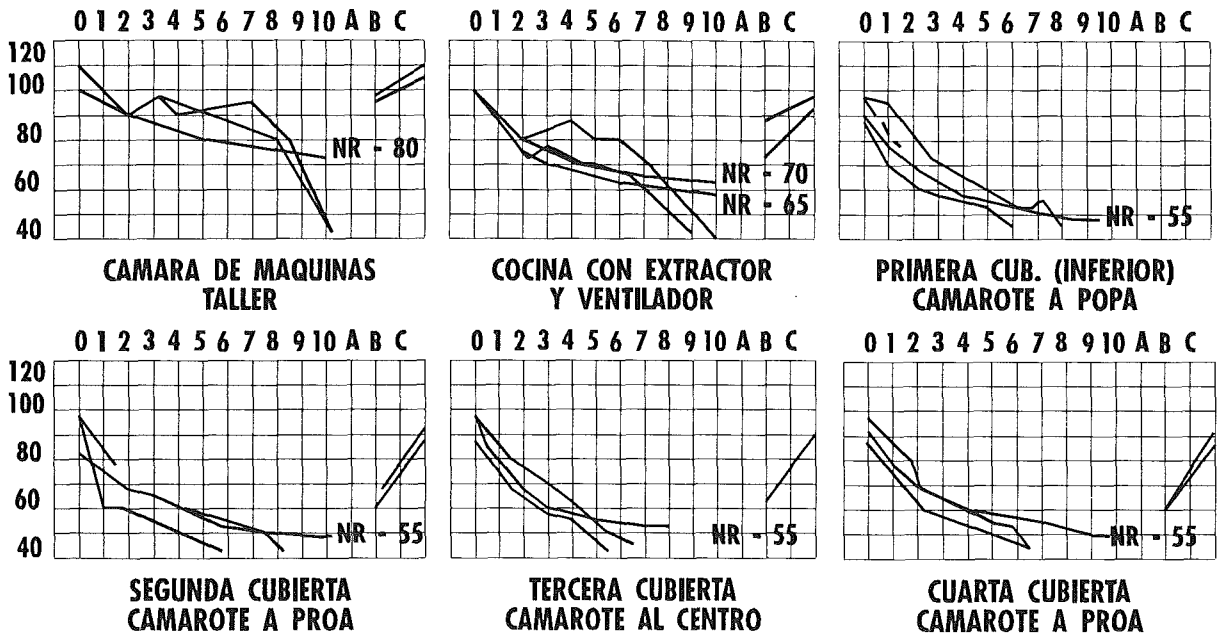
<b>Taller</b>	94	98	92	94	98	90	93	99	88
<b>Cocina (con extrac.)</b>	82	85	78	-	-	-	85	85	80
<b>Cocina (sin extrac.)</b>	73	75	70	-	77	-	-	78	-
<b>Camarote (Cub. pral.)</b>	72	71	58	57	61	49	68	68	65
<b>Camarote (Cub. Told.)</b>	65	64	54	57	57	45	-	65	-
<b>Camarote (Cub. Ofic.)</b>	63	64	52	50	54	42	64	70	55
<b>Camarote (Cub. Cap.)</b>	68	62	50	50	55	41	62	65	55
<b>Cabina de control</b>	-	81	-	-	-	-	-	-	-

<sup>9</sup>MANUEL ROJO PEREZ, "El ruido en los buques" Empresa Nacional Elcano, número 337, mayo 1976

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

<b>Puente</b>	-	67	-	-	65	-	-	70	-
<b>Motor parte alta</b>	-	103	-	-	103	-	-	102	-

La composición espectral del ruido, en octavas, responde al tipo que se muestra en la figura 3.5.



**Figura 3.5:** Composición espectral media del ruido en bulk-carriers

Como se ve en ellas a bajas frecuencias existen valores muy altos del nivel acústico.

Como conclusiones que derivan de los resultados anteriores y del Simposio de Oslo cabe establecer:

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

---

a) CÁMARA DE MAQUINAS

El nivel de ruido es excesivamente alto en todos los buques examinados (del orden de 104 dB(A)).

Parece, por ello ineludible, dotar a los buques de una cámara de control en su interior. El valor medio en ésta es de 79 dB(A), NR-74, SIL 71 que excede claramente al valor recomendado de 75 dB(A) y NR-70. El valor SIL 71 indica que una conversación en voz alta sería satisfactoriamente inteligible a una distancia no superior a 0,26 m. No se debiera superar el valor SIL 65. Fuera de la cámara de control, al nivel de la parte alta del motor se alcanzan valores medios de 103 dB(A), NR-98 y SIL 94

b) TALLER EN CÁMARA DE MAQUINAS

El nivel aconsejado es de 85 dB(A) el NR-80. Los valores medidos 98 dB(A) y NR-94 son excesivamente altos. La inteligibilidad de la palabra es muy difícil. Con estos niveles se requieren protectores auditivos siempre. Debiera de aislarse acústicamente en todos los casos.

c) COCINA

Si el sistema de extracción de humos y ventilación está en marcha el nivel de ruido se eleva a 84 dB(A) NR-81 y SIL 77, claramente inaceptables. Con este equipamiento parado los valores medios de 74 dB(A) NR-69 y SIL-66, están dentro de los límites aconsejados de 70-75 dB(A).

Se obtendría una mejora sustancial si los ventiladores se montaran fuera de la cocina, se colocaran ventiladores o se forraran los conductos de ventilación.

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

d) CAMAROTES

Mientras mas bajos están situados los camarotes mas ruidosos son. Este hecho concuerda con el elevado nivel de ruido que genera la hélice y el motor. No obstante en algunos espacios altos puede llegar a dominar la exhaustación del motor principal o de los ventiladores de máquinas.

En general se exceden los niveles de ruido recomendados y el valor NR-55, también recomendado.

e) PUENTE DE GOBIERNO

La media obtenida es de 68 dB(A), mientras que los límites recomendados son de 65 dB(A) y NR-60.

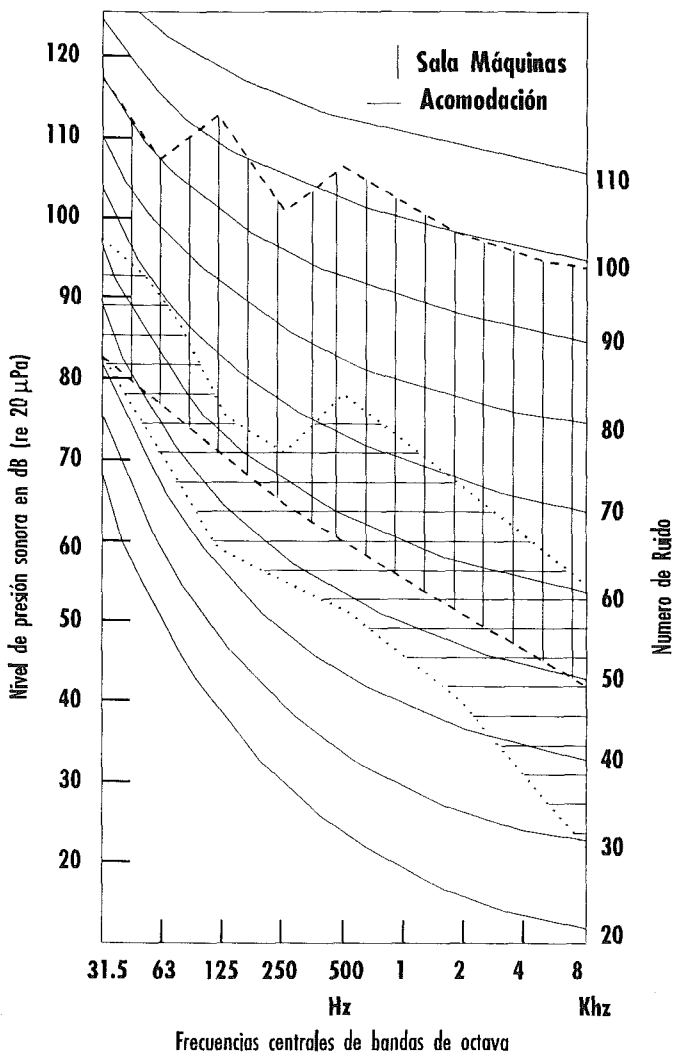


Figura 3.6: Espectro acústico y números de ruido en buques tanque

Aparte de la importancia que tiene el ruido estructural y las vibraciones generadas por la máquina y la hélice, tienen especial importancia los ruidos generados por la chimenea; por ello debiera dotarse de un silenciador<sup>10</sup> conveniente al motor principal.

<sup>10</sup>En general se denomina silencioso al dispositivo usado para atenuar los ruidos que se propagan conjuntamente con una corriente móvil de fluido, habitualmente un gas. Si el dispositivo alimina casi por completo el ruido se denomina silenciador. Según como disipen la potencia acústica se clasifican en reactivos y disipativos. Los primeros actúan reflejando el sonido por una serie de conductos que los atenúa gradualmente. Los segundos absorben la energía sonora cuando el gas pasa a través de ellos; frecuentemente es que la capa interior esté revestida con una capa de fibra de vidrio.

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

### ● 3.4.- Niveles experimentales de ruido en buques tanque

Lewis<sup>11</sup> realizó un extenso estudio experimental del ruido y las vibraciones existentes en once buques tanques de tamaño comprendido entre las 18.000 y las 200.000 TRB.

En las figuras que siguen se muestran los resultados de su investigación para dos buques representativos del conjunto de los estudiados, uno de 200.000 TRB navegando a plena carga, y otro de 70.000 TRB en lastre. Como se ve, se recogen en ellas la distribución espectral del ruido (en octavas) y los Números de ruido (Noise Rating).

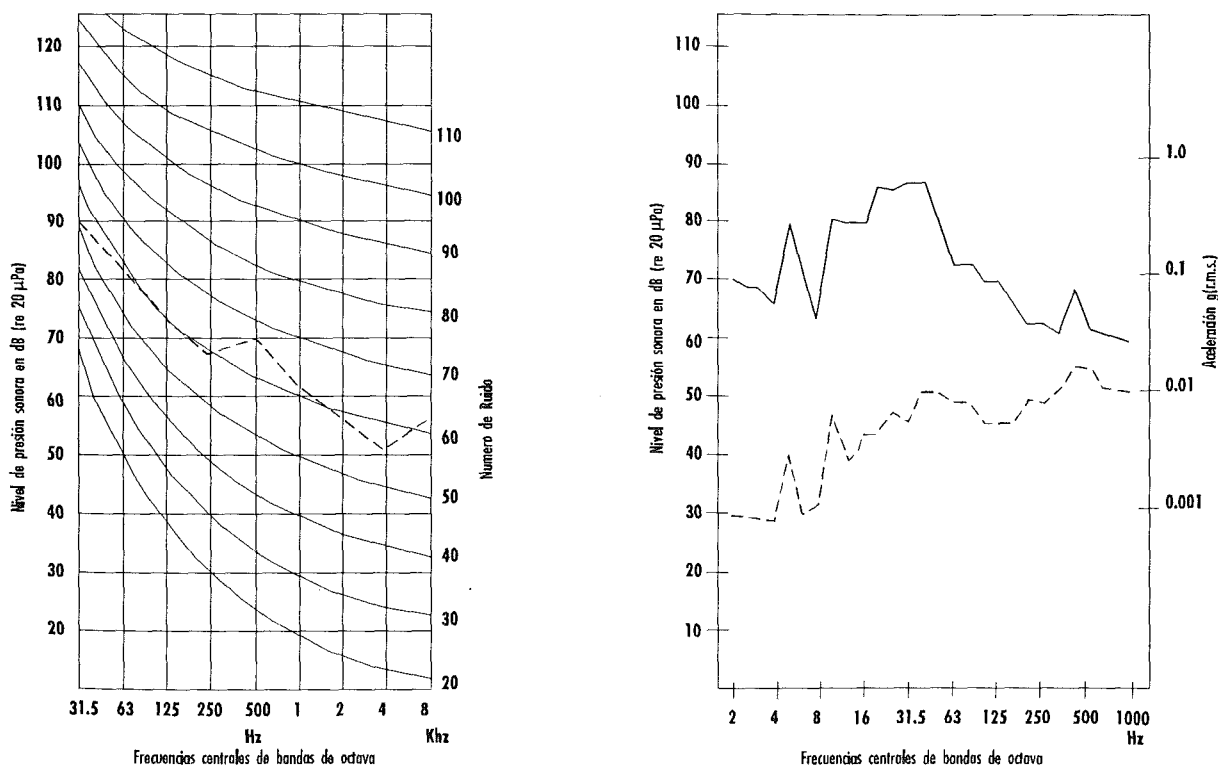


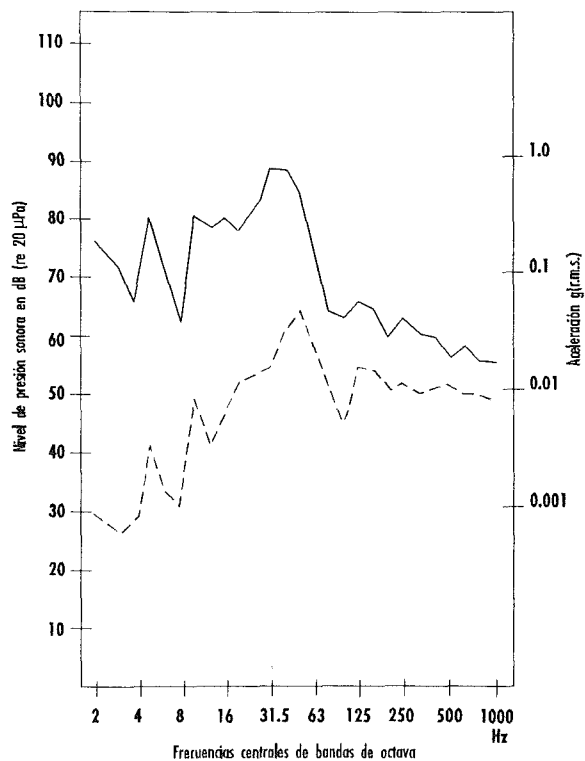
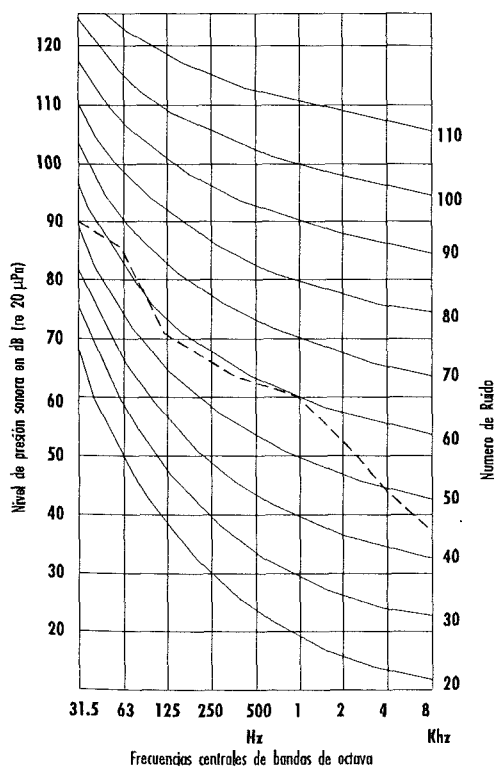
Figura 3.7 a y b: Niveles de octavas del ruido y vibraciones en el camarote de marineros de un buque tanque de 200.000 TRB

<sup>11</sup>A.B.LEWIS, "Some aspects of noise and vibration on board tankers", NOISE CONTROL ENG. Vol 7, Núm 3, 132-139, 1976

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

La primera figura recoge resultados globales en la sala de máquinas y en la acomodación, y muestra que existen grandes diferencias en el nivel de ruido entre una y otra, que aumentan con la frecuencia. El número de ruido en la Sala de Máquinas es 105 aproximadamente, en tanto que en la acomodación no supera 75.

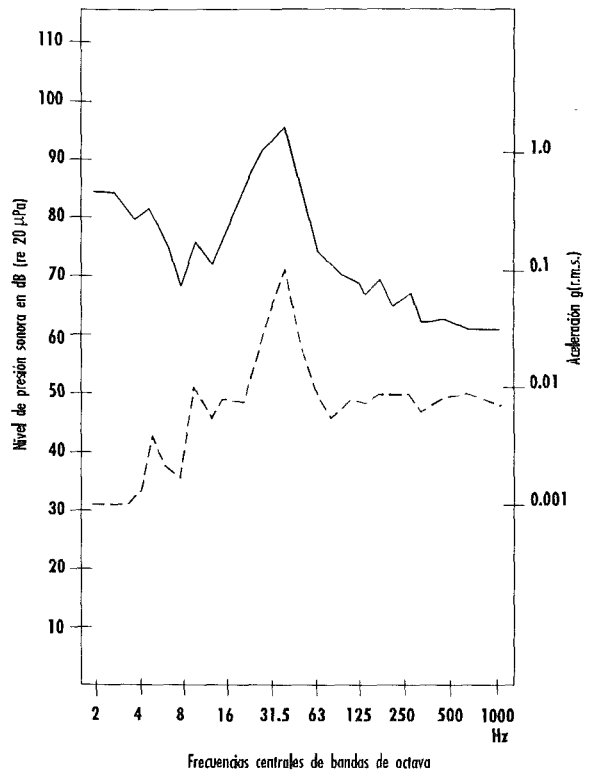
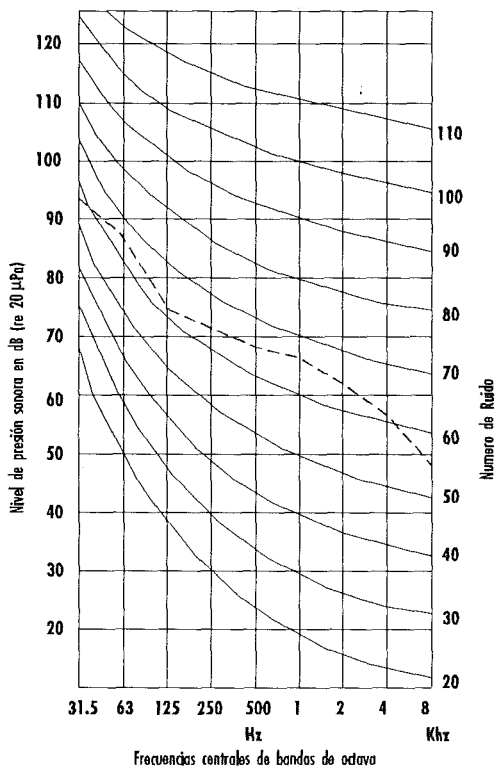
La figura 3.7a refleja las condiciones existentes en un camarote de marineros. Se observa que hay una componente de baja frecuencia muy importante, cayendo el nivel 23 dB en el intervalo de frecuencias comprendido entre 31,5 y 250 Hz. A 500 Hz aparece un pico que determina que el número de ruido sea de 67, prácticamente coincidente con el nivel de presión acústica, 68 dB(A).



Figuras 3.8 a y b: Niveles de ruido en la cantina de un buque tanque de 200.000 TRB



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



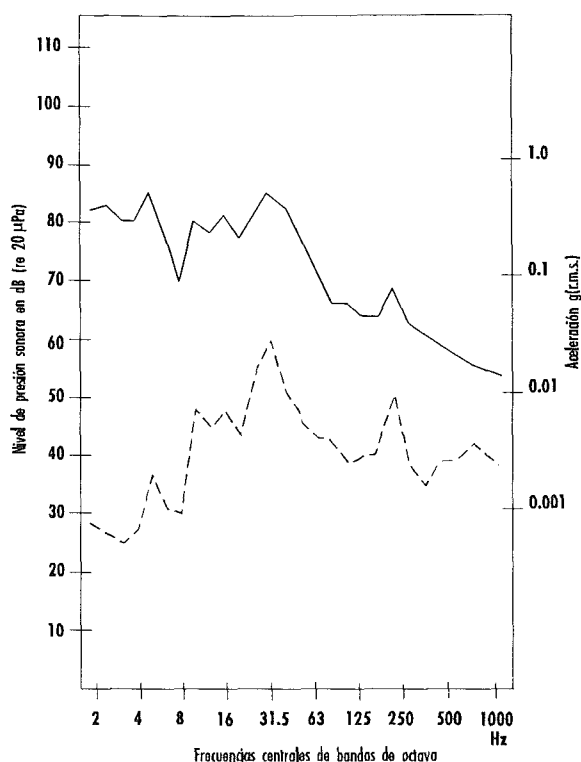
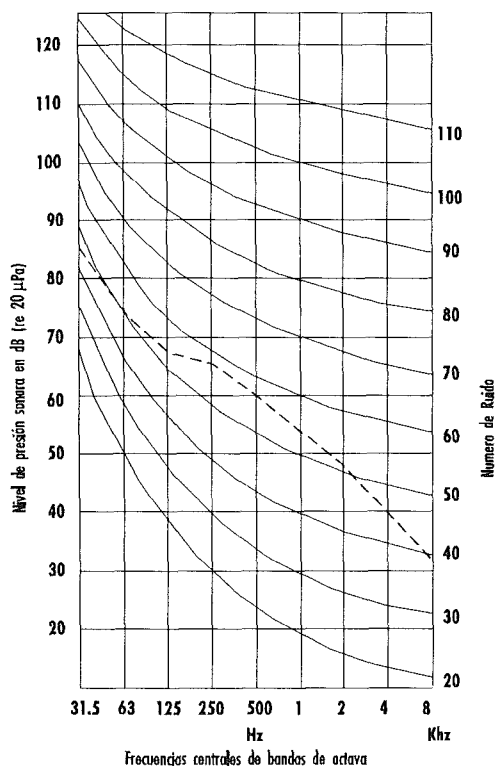
**Figuras 3.9 a y b: Niveles de octavas del ruido y vibraciones en la cámara de oficiales de un buque tanque de 200.000 TRB**

El análisis frecuencial en tercios de octava del ruido y las vibraciones presentes, figura 3.7.b, muestra que existen frecuencias dominantes. A 5 Hz aparece un pico que deriva, sin duda, de la hélice que rotaba a 5,4 Hz en el momento de la medida. A frecuencias comprendidas entre 10 y 63 Hz se observa una banda de ruido relativamente constante, que se atribuye a la transmisión estructural del ruido de la máquina que, en parte, se irradia aéreamente al camarote.

El clima de ruido y vibraciones existentes en la cantina se recoge en la figuras siguientes. La figura 3.8a muestra como el número de ruido correspondiente queda fijado por las componentes de baja frecuencia. El análisis en bandas de tercios de octava de la figura 3.8b pone de relieve una banda de ruido con frecuencias comprendidas entre 10 y 63 Hz, y una aceleración de 0,04 g en dirección vertical que alcanza el máximo en torno a los 50 Hz. Por

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

tanto el nivel de exposición a las vibraciones es claramente inferior al límite que marcan las normas ISO para exposiciones en condiciones de "confort reducido".



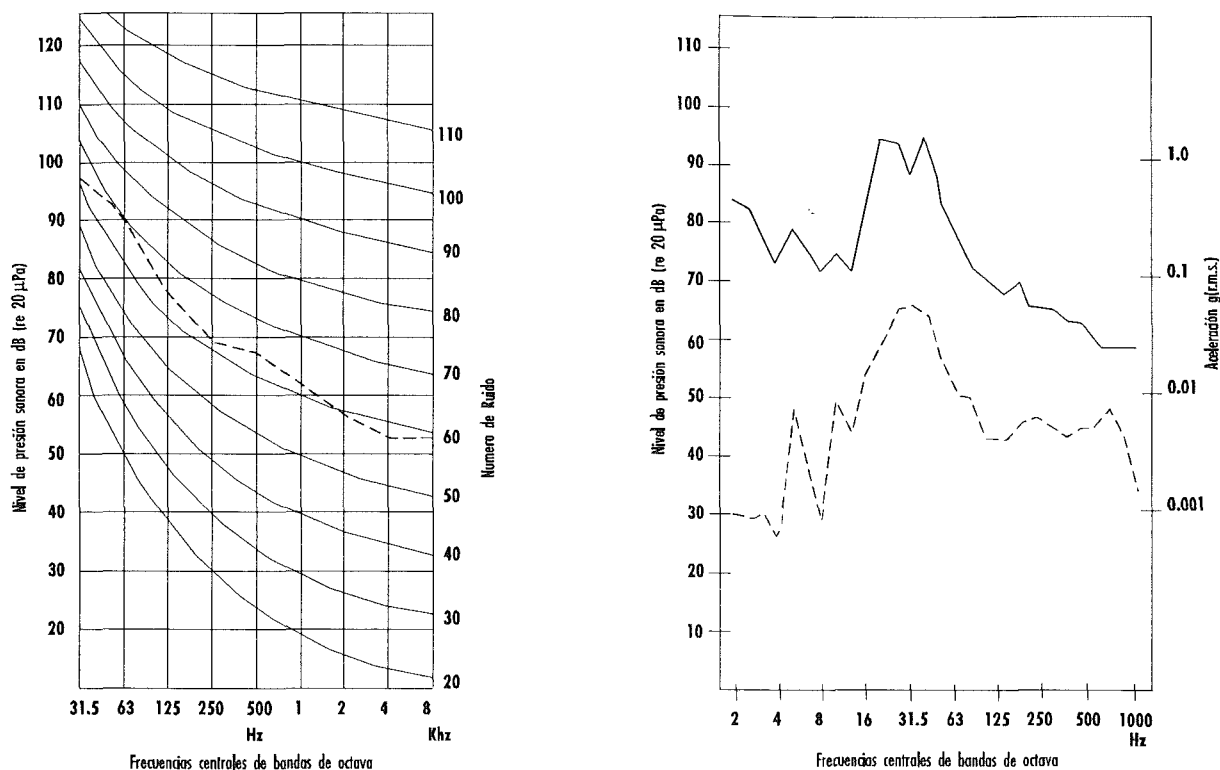
**Figuras 3.10 a y b: Niveles de octavas del ruido y vibraciones en la cámara de oficiales de un buque tanque de 200.000 TRB**

En la figura 3.9a se muestran los resultados encontrados en el comedor de marineros. El análisis en bandas de tercios de octava, figura 3.9b, muestra que en el ruido predominan las bajas frecuencias, con un pico muy acusado aproximadamente a 45 Hz. A esta frecuencia se presenta igualmente un pico de aceleración de 0,06 g.

Las figuras 3.10 recogen los resultados en la cámara de oficiales, predominando igualmente las bajas frecuencias. Tanto en el espectro del ruido como en el de las vibraciones

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

aparecen picos a 45 Hz y 200 Hz. El valor mas alto del pico de vibración se alcanza aproximadamente a 45 Hz.



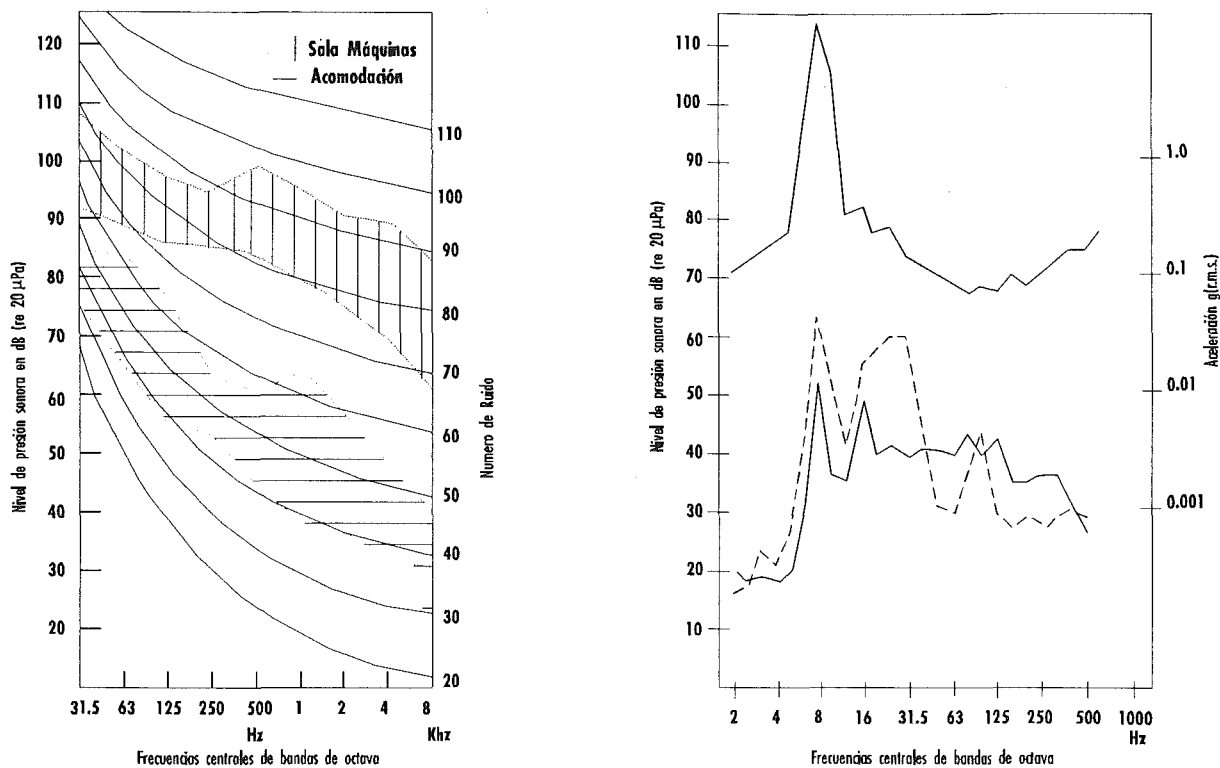
**Figuras 3.11 a y b:** Niveles de octavas del ruido y vibraciones en el puente de mando de un buque tanque de 200.000 TRB

Las figuras 3.11 recogen los valores que se encontraron en el puente de mando. Al igual que en los casos anteriores se ve como dominan las bajas frecuencias. El pico máximo de aceleración, de 0,04g, también se alcanza a 45 Hz.

Finalmente las figuras 3.12a y 3.12b recogen los resultados para un buque tanque de 70.000 TRB. Aparece claramente en la segunda el pico característico del ruido y las

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

vibraciones de la hélice, a la frecuencia aproximada de 8 Hz. La hélice giraba en el momento de la medida a 7,9 Hz.



**Figura 3.12 a y b: Idem para la derrota de un buque tanque de 70.000 TRB**

Es de destacar por tanto que el clima acústico y vibratorio en buques tanques es claramente insatisfactorio y sería totalmente inadmisibles en tierra, especialmente debido al alto nivel de ruido y vibraciones que se mantiene en los períodos de ocio y reposo. Los Oficiales de Máquinas trabajan siete días a la semana y su jornada laboral puede alcanzar doce horas diarias durante cinco días a la semana. Durante los períodos de descanso y mientras duermen el ruido ambiente mantiene valores de NR 55. Por ello Buiten ha aconsejado tomar como criterio de riesgo de lesión auditiva para el personal de máquinas el valor NR 82, y que se

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

---

tomen las medidas pertinentes para evitar que los valores del NR no superen límites relativamente bajos.<sup>12</sup>

Por lo que se refiere a la interferencia del ruido de fondo con la comunicación oral, Lewis (op. cit.) señala que en bastantes puntos de medida es muy difícil mantener una conversación a distancias superiores a un metro y que, excluyendo los buques dotados de cámara de control, en la sala de máquinas es muy difícil mantener comunicaciones verbales a distancias superiores a 0,1 m.

El personal de puente está sometido a un nivel sonoro continuo equivalente de  $Leq = 66$  dB(A), resultado de sumar los 55 dB(A) aproximados existentes en el puente, durante 12 horas; 71 dB(A) en el comedor durante 2 horas y 10 horas en el camarote a 68 dB(A).

Valores similares se encuentran para el personal de servicios, estimando una exposición de 10 horas a 68 dB(A), 2 horas en el comedor a 71 dB(A) y doce horas en su camarote a 65 dB(A) resultan  $Leq = 67$  dB(A).

Como se desprende de las gráficas anteriores, a bajas frecuencias se observan niveles muy altos de infrasonidos y vibraciones. Los efectos de los infrasonidos en las personas todavía no están muy bien estudiados, pero según Mohr et al.<sup>13</sup> no son los efectos más importantes los auditivos.

---

<sup>12</sup> J. BUITEN, "A proposal on Noise Criteria for Sea-Going Ships", Report 125S, Netherlands Ship Research Center TNO, Delft 1969

<sup>13</sup> MOHR G.C., COLE J.N. GUILD E. y VON GIERKE H.E. "Effects of Low Frequency and Infrasonic Noise on Man" Aerospace Medicine 36, 9, 817, 1965

Según este investigador un ruido continuo de baja frecuencia, de banda estrecha de 50-100 Hz y nivel alto 150 dB, causa vibraciones pectorales, sensación de mareo y cambios del ritmo respiratorio, dejando al sujeto con sensación de fatiga cuando cesa. <sup>14 15</sup>

Hood et al. <sup>16</sup> han observado que los ruidos de frecuencia inferior a 32 Hz y nivel comprendido entre 80 y 100 dB determinan pérdidas de agudeza visual y reflejos.

### ● 3.5. Procedimientos para estimar niveles de ruido en buques

Además de los estudios experimentales directos para determinar el nivel de ruido a bordo, como los que se resumen en los puntos anteriores, se ha abordado también el problema de estimar el nivel de ruido con ayuda de métodos y procedimientos teóricos y teóricos-experimentales. Muchos de ellos centran la atención en los niveles de ruido únicamente en los espacios de acomodación<sup>17 18 19</sup> y siguen pasos similares, poniendo un énfasis especial en el análisis de la propagación del ruido estructural, seleccionando los focos de ruido mas relevantes y la radiación de ruido aéreo que se genera en el espacio de acomodación en el que se evalúa el nivel sonoro.

---

<sup>14</sup> Op. cit.

<sup>15</sup> Op. cit.

<sup>16</sup> HOOD R.A. LEVENTHALL y KYRIADES K. "Some subjective effects of infrasound" Brit. Acoust. Soc. Proc. 1,3; 1972

<sup>17</sup> BUITEN J. y AARTSEN H. "Simplified method for predicting sound level A in accommodation spaces aboard sea-going motor ships" Proceedings Inter Noise 79, Warszawa 585-589 (1979)

<sup>18</sup> WARD G y HOYLAND A. "Ship design and noise levels" North East Coast Institution of Engineers Shipbuilders 95, 4, 177-196, 1979

<sup>19</sup> SZCZERBIKI E. y SZUWARZYNSKI A. "Noise prediction on ships" Archives of Acoustics 6, 2, 111-122, 1981

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

---

En todos ellos aparecen al menos como focos relevantes de ruido la máquina principal, la hélice, los engranajes reductores y los motores auxiliares.

Entre los métodos que aplican, cabe citar:

a) El método de los niveles de transferencia, que presentaron en *Internoise-73* Janssen y Buiten, de gran sencillez y que permite evaluar los niveles de ruido con suficiente exactitud a nivel de diseño.

Para predecir el nivel de ruido transmitido por la estructura hasta una dependencia determinada, relacionan estos autores los niveles de vibración del foco acústico  $L_v(S)$ , con el nivel correspondiente de la cubierta de la dependencia  $L_v(D)$ ,

$$L_v(D) = L_v(S) - TD$$

donde TD mide la atenuación entre el foco y la cubierta en cuestión, que consideran que depende del número de cuadernas y de cubiertas que las separan:

$$TD = (TDH^2 + TDV^2)^{0,5}$$

siendo:

TDV la atenuación estructural en sentido vertical que vale 5 dB para cada una de las cuatro primeras cubiertas y 2 dB para las siguientes.

TDH la atenuación estructural en sentido longitudinal, que valoran a razón de 0,5 a 1 dB por cada cuaderna.

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

---

La cubierta transmite las vibraciones a las superficies que limitan la dependencia, suelo, techo y mamparos, que adquieren así un nivel de vibraciones  $L_v(S.R)$  dado por

$$L_v(S.R) = L_v(d) - \Delta L_v$$

expresión en la que  $\Delta L_v$  es la diferencia entre los niveles de vibración de la cubierta y las superficies radiantes del local receptor, que varía según cual sea el tipo de montaje y la forma de unión de éstas a la estructura.

La presión acústica  $p_i$  radiada en la dependencia por cada una de las superficies envolventes puede calcularse por:

$$p_{i2} = \frac{4 (\rho c)^2 u_i^2 S_i \cdot s_i}{A}$$

siendo:

$u_i$  la velocidad de vibración de la plancha

$S_i$  el área de la superficie radiante

$s_i$  el coeficiente de rendimiento de la radiación de la misma

A el área equivalente de absorción del local que se define por:  $A = \sum \alpha_j S_j$  siendo  $\alpha_j$  el coeficiente de absorción de cada pared.

La presión sonora, en dB, transmitida desde el foco en cuestión y radiada por cada una de las superficies que limitan el recinto valdrá:



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

---

$$L_{pi} = 10 \log \left( \rho c \frac{u_i}{p_0} \right)^2 + 10 \log \frac{4S_i s_i}{A}$$

y sustituyendo en ella  $\rho c/p_0 = u_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  m/s, se reduce a:

$$L_{pi} = L_v(S.R)_i + 10 \log \frac{4S_i s_i}{A}$$

El nivel de presión acústica  $L_{ti}$  radiado por todas las superficies del recinto procedentes del foco  $k$  será:

$$L_{ti} = 10 \log (\Sigma 10^{L_i/10}) \text{ dB}$$

Del mismo modo, el nivel total  $L_T$  de presión sonora en el recinto será la suma logarítmica de los niveles debidos a todas las fuentes:

$$L_T = 10 \log (\Sigma 10^{L_i/10}) \text{ dB}$$

En España, la Asociación de Investigación de la Construcción Naval<sup>20</sup> ha desarrollado el método de Janssen-Buiten, con ligeras variantes, habiéndose obtenido con él, en cuatro buques distintos, en los que se determinó también experimentalmente el nivel de ruido, los valores que recogen las tablas siguientes:

---

<sup>20</sup>A.I.C.N. "Método de cálculo para la previsión de niveles de ruidos a bordo de los buques", cit.

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

LOCAL	ANÁLISIS EN BANDAS DE OCTAVA										V. Ponderados		
	NR	81.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	A	B	C
Cámara de Máquinas	101	102	100	97	102	104	96	90	75	69	101		
Taller de Máquinas	84	90	83	82	86	87	77	73	64	55	86		
Pasillo Pasaje	51	82	71	66	59	53	49	44	36	31	53		
Comedor Tripulación	74	86	77	74	76	76	69	64	60	47	76		
Camarote Calderero	64	76	74	78	72	68	62	54	47	40	68		
Camarote Engrasador	70	87	76	71	74	73	68	64	57	51	72		
Camarote	47	78	69	64	57	50	46	40	30	21	53		
Hall (clase 1)	57	83	74	65	64	60	53	48	44	40	62		
Comedor Turistas	63	84	77	70	68	66	62	56	47	40	68		
Hall Turistas	56	79	70	64	62	56	56	49	40	37	63		
Salón (clase 1)	55	89	75	70	59	58	50	44	40	37	55		
Comedor Oficiales	54	82	73	65	60	56	54	50	41	33	59		
Bar (clase 1)	51	82	74	66	55	54	50	46	41	39	54		
T.S.H.	54	82	73	65	60	56	54	50	41	33	60		
Puente	60	91	82	74	66	58	51	44	37	31	62		
Camarote 1er. Oficial	58	86	76	71	65	61	57	50	43	38			
Derrota	55	78	73	70	64	60	55	50	44	38	58		

LOCAL	ANÁLISIS EN BANDAS DE OCTAVA										V. Ponderados		
	NR	81.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	A	B	C
Comedor Preferente	57	86	74	66	62	60	51	45	36	32	57		
Camarote A	50	76	67	61	58	50	47	43	32	28	54		
Camarote B	49	76	71	63	58	49	42	36	30	25	52		
Camarote C	54	81	72	64	62	54	51	46	37	28	57		
Comedor Turistas	56	84	74	71	63	56	53	47	35	29	60		
Camarote D											66		
Camarote F	48	86	71	65	54	48	47	41	34	25	52		
Camarote G	58	80	77	70	64	59	58	48	39	29	62		
Camarote I	56	84	72	68	64	52	50	41	30	24	58		
Camarote 3er Ofic. Máq.	52	82	77	66	57	53	48	38	31	24	54		
Camarote 1er Ofic. Cub.	45	76	68	61	53	45	40	34	26	22	49		
T.S.H.	45	83	71	59	51	48	42	35	33	30	50		
Puente	60	93	78	74	63	54	48	39	32	26	66		
Camarote Agregados	51	79	74	67	55	45	42	40	33	27	53		
Cámara de Máquinas	95	99	94	97	98	98	93	85	81	70	99		

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

<b>COMPARACIÓN DE PREDICCIÓN Y MEDIDAS (Valores NR)</b>			
<b>LOCAL</b>	<b>ESTIMADOS</b>	<b>MEDIDAS</b>	<b>ERRORES</b>
Cámara de Máquinas	98	101	-3
Taller de Máquinas	81	84	-3
Pasillo Pasaje	50	51	-1
Comedor Tripulación	73	74	-1
Camarote Calderero	77	64	13
Camarote Engrasador	77	70	7
Camarote	45	47	-2
Hall (clase 1)	54	57	-3
Comedor Turistas	55	63	-8
Hall Turistas	58	56	2
Salón (clase 1)	49	55	-6
Comedor Oficiales	54	54	0
Bar (clase 1)	47	51	-4
T.S.H.	62	54	8
Puente	56	60	-4
Camarote 1er. Oficial	51	55	-4
Derrota	63	58	5

<b>COMPARACIÓN DE PREDICCIÓN Y MEDIDAS (Valores NR)</b>			
<b>LOCAL</b>	<b>ESTIMADOS</b>	<b>MEDIDAS</b>	<b>ERRORES</b>
Comedor Preferente	58	57	1
Camarote A	58	50	8
Camarote B	53	49	4
Camarote C	54	54	0
Comedor Turistas	58	56	2
Camarote D (*)		66	-2
Camarote F	58	48	10
Camarote G	62	58	4

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

<b>COMPARACIÓN DE PREDICCIÓN Y MEDIDAS (Valores NR)</b>			
<b>LOCAL</b>	<b>ESTIMADOS</b>	<b>MEDIDAS</b>	<b>ERRORES</b>
Camarote I	66	56	10
Camarote 3er Ofic. Máq.	61	52	9
Camarote 1er Ofic. Cub.	52	45	7
T.S.H.	53	45	8
Puente	56	60	-4
Camarote Agregados	55	51	4
Cámara de Máquinas	97	95	2
<b>(*) Valores medidos y calculados en dB(A)</b>			

<b>LOCAL</b>	<b>ANÁLISIS EN BANDAS DE OCTAVA</b>										<b>V. Ponderados</b>		
	<b>NR</b>	<b>81.5</b>	<b>63</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1K</b>	<b>2K</b>	<b>4K</b>	<b>8K</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
Cámara de Máquinas	97	96	98	96	95	99	95	89	85	77	99		
Taller mecánico	90	116	102	94	89	83	80	71	59	54	94		
Depuradoras	79	86	88	80	80	82	78	69	65	54	82		
Cámara de Control	74	93	84	82	78	74	72	68	65	54	80		
Camarote A	45	83	71	59	51	48	42	35	33	30	50		
Cámara Frigorífica	86	94	92	85	85	89	86	77	69	63	86		
Guardacalor											63		
Garage	58	84	80	70	64	60	58	50	50	42	62		
Pasillo Pasaje (cub. sup.)	55	77	76	64	59	56	55	48	39	34	58		
Pasillo Pasaje	58	77	79	66	59	55	58	44	36	30	58		
T.S.H.	45	75	69	57	52	44	45	40	35	28	50		
Despacho Jefe Máquinas	42	76	65	50	46	45	42	39	30	28	47		
Cámara de Auxiliares	102	96	96	98	100	103	102	99	93	84	105		

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

<b>COMPARACIÓN DE PREDICCIÓN Y MEDIDAS (Valores NR)</b>			
<b>LOCAL</b>	<b>ESTIMADOS</b>	<b>MEDIDAS</b>	<b>ERRORES</b>
Cámara de Máquinas	102	97	5
Taller Mecánico	89	90	-1
Depuradoras	77	79	-2
Cámara de Control	74	74	0
Camarote A	44	45	-1
Cámara frigorífica	82	86	-4
Guardacalor (*)	73	63	10
Garaje	57	58	-1
Pasillo Pasaje (cub. sup.)	54	55	-1
Pasillo Pasaje	50	58	-8
T.S.H.	47	45	2
Despacho Jefe Máquinas	42	42	0
Cámara de Auxiliares	104	102	5
(*) Valores medidos y calculados en dB(A)			

<b>COMPARACIÓN DE PREDICCIÓN Y MEDIDAS (Valores NR)</b>			
<b>LOCAL</b>	<b>ESTIMADOS</b>	<b>MEDIDAS</b>	<b>ERRORES</b>
Antecámara	77	74	3
Pasillo Pasaje	74	62	12
Pasillo Tripulación	67	75	-8
Camarote Pañolero (*)	68	63	5
Camarote Calderero (*)	71	64	7
Guardacalor	80	82	-2
Vestíbulo	60	52	8
Salón Cine	60	51	9
Comedor Oficiales	55	54	1
Camarote Oficial 3º	55	58	-3
Despacho Capitán	47	52	-5
T.S.H.	41	41	0
Derrota -Puente	56	53	3
Cámara Auxiliares	97	98	-1
Cámara Máquinas	96	99	-3
(*) Valores medidos y calculados en dB(A)			

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

---

b) El método del Análisis Estadístico Energético (SEA, Statistical Energy Analysis)<sup>21 22</sup> que ha dado muy buenos resultados en estructuras simples, se ha extendido por diversos investigadores a modelos reducidos de buques y, posteriormente, con ayuda del análisis dimensional, a tamaño natural, e incluso directamente a prototipos. Así Jensen<sup>23</sup> aplicó el método para calcular niveles de velocidad en distintos puntos de un modelo de carguero con muy buenos resultados, excepto a bajas frecuencias, en las que la exactitud del método es pequeña. Kihlman y Plunt<sup>24</sup> lograron un ajuste mejor entre los resultados teóricos y los experimentales a bajas frecuencias, minorando la importancia de las ondas longitudinales. Sawley<sup>25</sup> aplicó el método a motonaves pequeñas con excelentes resultados, que atribuye al hecho de que al ser cortas las distancias que separan las fuentes de los receptores, se minimizan los errores. Gibbs y Gilford<sup>26</sup> investigaron los niveles de ruido y vibraciones en un modelo a escala 1/4 con ayuda de este método, encontrando a bajas frecuencias valores significativamente inferiores a los medidos, por lo que lo desaconsejan para la evaluación de éstas.

c) El método de elementos finitos (FEM) por el contrario, da buenos resultados a bajas frecuencias, y se está empleando cada vez mas para estimar los niveles de ruido y vibraciones<sup>27</sup>,

---

<sup>21</sup>LYON R.H. "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems. Theory and Applications". MIT Press, Cambridge 1985

<sup>22</sup>CROCKER M.J. y PRICE A.J. "Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis" J.Sound Vib. 9 (1969) pág. 469-486

<sup>23</sup>HENSEN J.O. "Calculation of structure-borne noise transmission in ships using the statistical energy analysis approach". Proceedings International Symposium on Shipboard Accoustics 1976

<sup>24</sup>KIHLMAN T. y PLUNT J. "Prediction of noise levels on ships" Proceedings International Symposium of shipboards Accoustics, 1976

<sup>25</sup>SAWLEY R.J. "The evaluation of a shipboard noise and vibration problem using statistical energy analysis". Proceedings Stochastic Processes in Dynamical Problems, ASME, New York, 1969

<sup>26</sup>GIBBS B.M.S. y GILFORD C.L.S. "The use of power flow methods for the assessment of sound transmission in building structures" J.Sound and Vibration, 49, 267-286, 1976

<sup>27</sup>MASON V. "Rectangular Finite Elements for Analysis of Plate Vibration" J. Sound Vib. 7,3, 437-448, 1968

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

---

y analizar el comportamiento de sistemas silenciadores<sup>28</sup> sobre todo desde que se dispone de programas comerciales especializados basados en él<sup>29</sup>.

d) Un método analítico directo para evaluar las vibraciones y el ruido que inducen, ha sido estudiado por Heckl<sup>30</sup>. Puede considerarse como un método de elementos de contorno, pues en definitiva considera la estructura dividida en celdillas elementales, y en cada arista impone las condiciones de equilibrio mecánico y de continuidad. Se obtiene así un sistema de ecuaciones lineales que puede resolverse automáticamente con facilidad. Se diferencia del método de elementos finitos en que mientras que en éste se hallan soluciones discretas, en el método de Heckl se analiza lo que pasa en todo el elemento.

e) Los métodos de multiregresión lineal han tenido una gran difusión a causa de su sencillez conceptual y de empleo. En todos ellos el nivel de octavas, ponderado A, viene dado por una expresión del tipo

$$L = \sum_{i=1}^n b_i x_i + b_0$$

en la que L es el nivel acústico en cada banda de octava, ponderado A;  $x_i$  son los parámetros de los que depende el nivel de ruido en los espacios de acomodación;  $b_i$  son los coeficientes de regresión, ajustados por mínimos cuadrados. El vector X varía de unos métodos a otros, pero en general, sus componentes recogen los valores referentes a la ubicación del punto de medida, la potencia de la máquina principal, la velocidad de giro de la hélice, características del reductor y

---

<sup>28</sup>YOUNG C.J. y CROCKER M.J. "Finite element acoustical Analysis of Complex Muffler Systems with and without wall vibrations" Noise Control Engineering Vol 9, N° 2, setiembre-octubre 1977, pág. 86-93

<sup>29</sup> Como los denominados SYSNOISE y RAYNOISE, comercializados en España desde finales de 1993.

<sup>30</sup>HECKL M. "Investigations on the vibrations of grillages and other simple beam structures" JASA 36(7), 1335-1343, 1964

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

---

de la maquinaria auxiliar. En general, la cota del error de estos métodos es inferior a 3 dB(A), por lo que tienen un gran interés en la fase de anteproyecto del buque.

### ● 3.6.- Niveles máximos tolerados en distintas normativas

Desde hace dos décadas se vienen fijando por diversos Estados, Sociedades de Clasificación y Sociedades Profesionales, los niveles máximos de ruido tolerados en las distintas zonas del buque. Así:

#### • 3.6.1.- Normas americanas

a) La Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marítimos (SNAME) ha publicado como Boletín Técnico, el que lleva por título "Ship Vibration and Noise Guidelines" que establece las guías básicas para evaluar los proyectos de buques desde el punto de vista de los límites que se han de respetar para proteger a los pasajeros y a la dotación de los riesgos derivados de la exposición a ruidos y vibraciones nocivos.

b) La Armada de Estados Unidos de América ha publicado como Instrucciones principales en este campo, de obligado cumplimiento en sus buques, la OPNAVINST 6260.2 sobre "Occupational Noise Control and Hearing Conservation"; y la DODINST 6055.3 sobre "Hearing Conservation".

Ambas instrucciones se fijan como objetivo reducir el nivel de exposición al ruido, a lo largo de una jornada de ocho horas, por debajo de 85 dB(A), para prevenir las pérdidas de audición. A este fin fijan programas de reducción del ruido en los lugares que se consideren potencialmente peligrosos.



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

---

También ha fijado criterios para asegurar un ambiente acústico adecuado a bordo en la Instrucción OPNAVINST 9640.1, que fija niveles máximos en distintas dependencias, para buques de nueva construcción y para buques que ya estén en servicio, a los que impone que se adopten las medidas correctoras suficientes para minorar los efectos fisiológicos del ruido y las vibraciones. A ese fin, fija, en las distintas zonas del buque, los límites de los niveles de ruido, en dB ponderados A, que considera aceptables.

c) El Servicio de Guardacostas de esta misma nación<sup>31</sup>, ha adoptado igualmente una clasificación en zonas, que se resume así:

a) Categoría A<sub>3</sub>: Comprende todos aquellos espacios en los que se requiere una buena comunicación oral. En ellos el ruido ambiente no debe superar el nivel que permita mantener una conversación, sin elevar la voz, a dos personas que disten entre sí no mas de seis pies.

b) Categoría A<sub>12</sub>: Comprende todos aquellos espacios en los que se requiere una excelente comunicación oral. En ellos el ruido ambiente no debe superar el nivel que permita mantener una conversación, sin elevar la voz, a dos personas, aunque disten entre sí mas de seis pies.

c) Categoría B: Comprende todos aquellos espacios en los que lo mas importante es asegurar que se mantiene un nivel de confort acústico adecuado para el descanso del personal, siendo menos importante mantener una buena comunicación hablada.

d) Categoría C: Comprende todos aquellos espacios en los que se requiere un ambiente plenamente silencioso.

---

<sup>31</sup>HANBOOK FOR SHIPBOARD AIRBORNE NOISE CONTROL 1974 Coast Guard Technical Publication 073-0-100

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

---

e) Categoría D: Comprende todos aquellos espacios en los que no se requiere mantener comunicaciones verbales y en los que prima la conservación de la función auditiva del personal que los ocupa.

f) Categoría E: Comprende todos aquellos espacios en los que únicamente puede mantenerse comunicación verbal con grandes esfuerzos, y en los que se dispone de medios electrónicos para suplirlos.

g) Categoría H: Comprende todos aquellos espacios en los que el nivel de ruido es superior al de los espacios de la categoría anterior y por ello el personal que los ocupa ha de llevar protectores auditivos.

Para cada categoría se fijan los niveles máximos de presión sonora para cada frecuencia central de la banda de octavas y de los niveles de interferencia con la palabra (SIL), definida como la media aritmética de los niveles de presión acústica a las frecuencias de 500, 1000 y 2000 Hz.

Los niveles que se consideran aceptables son:

CATEGORÍA	NIVELES (dBA)
A-3	70
A-12	60
B	70
C	65
D	menor que 85
E	82

Y la distribución espectral:

**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)**

CAT	SIL	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A <sub>3</sub>	64	90	84	79	75	SIL	SIL	SIL	69	68
A <sub>12</sub>	54	90	84	79	76	SIL	SIL	SIL	69	68
B	X	90	84	79	76	73	71	70	69	68
C	X	85	78	72	68	65	62	60	58	57
D	X	105	100	95	90	90	85	85	85	85
E	72	105	100	95	90	SIL	SIL	SIL	85	85

El referido Servicio de Guardacostas ha publicado una Circular de la Inspección de Navegación y Buques titulada "Recommendations for Control of Excessive Noise" que, con tal carácter, ha sido asumida por la industria naval americana. En líneas generales, dicha Circular puede ser considerada como la trasposición al derecho interno americano del Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques, elaborado por la Organización Marítima Internacional (IMO). Es de destacar que en ella se limitan los niveles máximos de exposición al ruido en los buques, conteniendo también un programa para la conservación de la audición de la gente de mar.

d) Para buques mercantes se ha fijado también en Estados Unidos los niveles espectrales máximos tolerados en el Artículo 11 de "Standard Specifications for Merchant Ship Construction" que se recogen en el siguiente cuadro:

**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	72	66	60	55	52	50	48	47	46
B	75	69	64	59	57	55	53	52	51
C	----- - 90 dBA -----								
D	----- - 75 dBA -----								

Siendo

A = habilitación

B = pasillos

C = Sala de Máquinas

D = Puente de Mando

e) En los mismos Estados Unidos el "Corps of Engineers" ha elaborado unos criterios muy técnicos para atenuar el riesgo de exposición al ruido a bordo de los buques de nueva construcción, que se puede condensar así:

**Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz)**

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A	83	78	75	72	64	58	53	50
B	78	70	64	58	54	52	50	49
C	100	95	90	90	85	85	85	85
D	100	90	83	75	73	71	71	71

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

---

Tomando como criterio para agrupar los distintos espacios a bordo los siguientes:

Categoría A: Aquellos en los que prima el confort del personal. Incluye las cámaras de mando de máquinas, puente de navegación y cuartos de derrota, salas de recreo, oficinas.

Categoría B: En los que se requiere un alto grado de silencio. Incluye cuartos de radio y de radar, puestos de escucha, camarotes y enfermería.

Categoría C: Todos aquellos en el que el riesgo de padecer sordera como enfermedad profesional es alto. Incluye la sala de Máquinas y espacios adyacentes.

Categoría D: Incluye los demás espacios en los que se puede alcanzar una buena comunicación oral entre dos sujetos, gritando, separados entre sí una distancia de hasta diez pies.

• **3.6.2.- Normas IMO.**

f) La Organización Marítima Internacional (IMO) ha aprobado el "Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques", "creado para que sirva de guía a las Administraciones acerca de los principios relativos a la reducción del ruido a bordo de los buques en general", especificando como límites del nivel de ruido para diversos espacios los siguientes:

<b>Espacios de trabajo</b>	<b>dB(A)</b>
1.- Espacios de máquinas (con dotación permanente) .....	90
2.- Espacios de máquinas (sin dotación permanente).....	110
3.- Cámaras de mando de máquinas .....	75
4.- Talleres.....	85

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

---

5.- Espacios de trabajo no especificados .....90

**Espacios de gobierno** **dB(A)**

1.- Puente de navegación y cuartos de derrota .....65

2.- Puestos de escucha, incluidos alerones y ventanas del puente de navegación .....70

3.-Cuartos de radio (con el equipo radioeléctrico en funcionamiento, pero  
sin emitir audiosignales) .....60

4.-Cuartos de radar .....65

**Espacios de alojamiento** **dB(A)**

1.-Camarotes y enfermerías .....60

2.-Comedores .....65

3.-Salas de recreo .....65

4.-Zonas de recreo al aire libre .....75

5.-Oficinas .....65

**Espacios de servicio** **dB(A)**

1.-Cocinas, con el equipo de elaboración de alimentos sin funcionar .....75

2.-Oficios .....75

**Espacios no ocupados habitualmente** **dB(A)**

Espacios no especificados .....90

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

Tipo de edificio	Local	Nivel de $L_{eq}$ máximo de inmisión recomendado en dB(A)	
		De día (8-22h)	De noche (22-8h)
Residencial privado	Estancias	45	45
	Dormitorios	40	30
	Servicios	50	--
	Zonas comunes	50	--
Residencial público	Estancias	45	30
	Dormitorios	40	--
	Servicios	50	--
	Zonas comunes	50	--
Administrativo y de oficinas	Despachos prof.	40	--
	Oficinas	45	--
	Zonas comunes	50	--
Sanitario	Estancias	45	--
	Dormitorios	30	25
	Zonas comunes	50	25
Docente	Aulas	40	--
	Sala de lectura	35	--
	Zonas comunes	50	--

• **3.6.3.- Normas básicas en la edificación.**

A título de comparación en la tabla anterior se recogen los niveles límite recomendables de inmisión, valorados en dB(A), así como los de vibración y el tiempo de reverberación que recoge la Norma Básica de la Edificación sobre condiciones acústicas en los edificios<sup>32</sup>, que están de acuerdo con las recomendaciones señaladas por la Comisión Económica para Europa del Consejo Económico y Social de las Naciones Unidas:

1.- Nivel de inmisión de ruido aéreo

Los niveles sonoros continuos equivalentes  $L_{eq}$  de inmisión de ruido aéreo que se recomienda no sobrepasar en los locales son los que figuran en la tabla de la página anterior.

2.- Nivel de inmisión de ruido producido por las instalaciones

Los niveles máximos  $L_{max}$  de inmisión de ruido producido por las instalaciones que se recomienda no sobrepasar en los locales son los expresados para el nivel sonoro continuo equivalente  $L_{eq}$  de la tabla anterior.

3.- Nivel de vibración

La Norma define la intensidad de percepción de vibraciones K, como un parámetro subjetivo obtenido como media experimental de gran número de ensayos. Corresponde a la percepción subjetiva de las vibraciones en el margen de 0,5 a 89 Hz y se define mediante la siguiente expresión empírica:

---

<sup>32</sup> Real Decreto 1.909/81, de 24 de julio de 1981, BOE de 7 de septiembre de 1981, R.A. 2.106



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

$$K \cdot a = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}}$$

donde:

a es el valor eficaz de la aceleración en m/s<sup>2</sup>

α es un coeficiente experimental 12,5 s<sup>2</sup>/mm

f<sub>0</sub> es 10 Hz

Las vibraciones máximas que se recomienda no sobrepasar en los locales habitables son:

Area	K máximo
Area de reposo nocturno	0,1
Area vividera	5

En todo caso y en cualquier área y/o situación, se tolerará que K = 10, en impulsos en número inferior a tres por día.

#### 4.-Tiempo de reverberación

Los tiempos de reverberación recomendados, en segundos, para los

Tipo de edificio	Local	T <sub>r</sub> (s)
Residencial privado	Estancias	< 0,1
	Dormitorios	< 1,0
	Servicios	< 1,0
	Zonas comunes	< 1,5
Residencial público	Estancias	< 1,0
	Dormitorios	< 1,0
	Servicios	< 1,0
	Zonas comunes	< 1,5
Administrativo y de oficinas	Despachos prof.	< 1,0
	Oficinas	< 1,0
	Zonas comunes	< 1,5
Sanitario	Estancias	0,8 < T < 1,5
	Dormitorios	< 1,0
	Zonas comunes	1,5 < T < 2,0
Docente	Aulas	0,8 < T < 1,5
	Sala de lectura	0,8 < T < 1,5
	Zonas comunes	1,5 < T < 2,0

distintos locales habitables de diversos tipos de edificios están situados en la tabla.

Merece destacarse el hecho de que estas normas cuantifican el nivel máximo de exposición a las vibraciones y fijan los tiempos de reverberación, a diferencia de las normas y recomendaciones anteriores, que no les prestan la atención debida.

### ● **3.7.- Medidas correctoras del ruido a bordo**

La reducción del ruido a bordo puede hacerse de dos formas diferentes: reduciendo el ruido en los focos o aislando acústicamente los espacios receptores.

Una y otra forma pueden abordarse por separado, aunque siempre será mejor valerse de ambas para alcanzar el objetivo final de no sobrepasar los límites recomendados.

En la literatura especializada se describen muchas maneras de reducir el ruido aéreo. Casi siempre se aconseja el apantallamiento de los focos y recubrir los recintos con materiales absorbentes. Sin embargo, en los espacios de acomodación el nivel de ruido queda determinado fundamentalmente por el ruido estructural, por lo que las medidas correctoras tienden a minorar los ruidos de esta naturaleza. La transmisión estructural del sonido en los buques, como se ha indicado en el capítulo anterior, se realiza al propagarse la energía mecánica vibratoria generada en un elemento móvil que se radia acústicamente en otros puntos.

Aunque cabe también la posibilidad de que las vibraciones puedan originarse al captar la estructura energía acústica, lo mas frecuente es que se creen directamente a partir de la energía del propulsor y de la maquinaria principal y auxiliar.

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

---

En parte el ruido estructural se amortigua a medida que aumenta la distancia a los focos sonoros y puede atenuarse aumentando la impedancia acústica del medio. La impedancia de éste depende de su naturaleza y geometría. Por ello suelen emplearse en los buques juntas de goma, plástico o afines, en puntos adecuados, que, además de otras ventajas, como compensar dilataciones térmicas, evitan la propagación de vibraciones y atenúan el ruido transmitido.

En general la energía de los focos se propaga por medio de ondas de flexión, longitudinales, transversales y de torsión.

Respecto a la importancia relativa de unas u otras, se ha encontrado que la energía total de las ondas de flexión es aproximadamente del mismo orden que la energía total de las ondas longitudinales y transversales.<sup>33</sup>

No es cuestión pacífica si la potencia acústica se transmite preferentemente a lo largo de las cuadernas, como tiene señalado Janssen<sup>34</sup>, o de las planchas de acero del casco, como indica Pettersen en la referencia anterior.

Según estos mismos autores, la atenuación de la transmisión estructural en sentido vertical es normalmente del orden de 1 a 4 dB por cubierta en la banda de 1.000 Hz aunque en buques de pasaje aumenta hasta alcanzar valores comprendidos entre 5 y 10 dB/cubierta. Según Janssen la atenuación en sentido longitudinal es del orden de 0,4 a 1 dB(A) por cada clara de cuaderna.

---

<sup>33</sup>PETTERSEN J.W.E. et al. Noise Symposium. D.N.V., Division for Marine Technologie, octubre 1975

<sup>34</sup>JANSSEN J.H. "Some Acoustical Properties of ships with respect to Noise control" I.S.P., septiembre y octubre 1962, pag. 369 y 426

• **3.7.1.- Reducción del ruido en los focos.**

En general los focos sonoros que tengan elementos giratorios (propulsor, maquinaria principal, engranajes reductores, generadores, bombas, ventiladores, etc,) han de tener una buena alineación y equilibrado estático y dinámico para minorar el ruido que producen.

Las hélices han de amoldarse a las formas de popa del buque, cuidando ya en la fase de proyecto aquellos factores, como uniformidad de la estela, huelgos suficientes entre la hélice y el codaste, número de palas, relación área-disco, etc, que influyen más en los efectos de giro del propulsor en un flujo variable, en particular en el campo de presiones y en la cavitación del propulsor, causas principales del ruido y las vibraciones que generan. En general, cuanto mejor diseñada esté la hélice para una determinada distribución de estelas, desde el punto de vista del rendimiento del propulsor, cabe afirmar que mejor es la calidad de ésta desde el punto de vista acústico. Igualmente se ha de procurar que la zona del casco más próxima a la hélice tenga una impedancia acústica lo mas alta posible. Brubakk y Nilsson aconsejan adosar placas muy estrechas a popa para reducir el ruido estructural debido a las hélices.

Según he indicado en el capítulo anterior, desde el punto de vista de la reducción del ruido, interesa seleccionar los motores diesel que estén menos revolucionados para una potencia dada. En general la reducción del ruido estructural de estos motores se logra fácilmente montándolos elásticamente, un montaje de este tipo da siempre buenos resultados, pero es caro. En el caso concreto de los buques mercantes los resultados no son tan buenos porque a frecuencias inferiores a 350 r.p.m., que son muy frecuentes en los barcos, su eficiencia disminuye, por eso no se utilizan más en ellos.

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

---

Para minorar el ruido de los sistemas de sobrealimentación y exhaustación, Acton y Hult<sup>35</sup>, aconsejan que se sigan las siguientes recomendaciones:

- a) Que tengan material absorbente del sonido alrededor del conducto de entrada del aire, o que dispongan de un silenciador en la aspiración.
  
- b) Que el diámetro del filtro de entrada de aire sea suficientemente grande para poder disponer material absorbente en su interior.
  
- c) Que haya una capa de aislante sonoro en la turbosoplante y en los conductos de exhaustación, ya que el aislante térmico que estos últimos suelen llevar es, a menudo, insuficiente. Por otra parte, es importante que estas capas se protejan con chapa de acero galvanizado o de aluminio, que debe estar convenientemente aislado del conducto interior.
  
- d) Que los soportes de los conductos de exhaustación sean antivibratorios.
  
- e) Que en la exhaustación haya un silenciador que sea efectivo en una amplia gama de frecuencias.

Según Zink<sup>37</sup> las principales recomendaciones a seguir para disminuir el ruido en los engranajes reductores son:

- a) La generatriz del diente debe formar un cierto ángulo con el eje del reductor.

---

<sup>35</sup>ACTON et al. "Noise in Ships Engines Rooms and Machinery Spaces" B.S.R.A., Rep. NS 361, 1973

<sup>36</sup>HULT M. "Noise Abatement on Ships" SSF, Rep 118, 1976

<sup>37</sup>ZINK "Sur la reduction du bruit des engrenages" HANSA, septiembre 1960/TVB, marzo 1961, pág. 48

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

---

- b) Los valores de la altura y el módulo de los dientes deben ser pequeños.
- c) Deben estar fabricados con precisión (exactitud circunferencial, igualdad de los dientes, etc)
- d) Deben tener un buen acabado superficial, siendo preferible que las superficies de los dientes que engranan entre sí tengan distinta naturaleza o se obtengan por procedimientos diferentes.
- e) La superficie exterior de la carcasa conviene que sea redondeada en vez de plana, para atenuar la radiación sonora.

Es conveniente además, montar los reductores sobre soportes antivibratorios para evitar la transmisión de vibraciones a la carcasa y de ella al buque, pues esta es la vía de transmisión acústica mas importante.

- **3.7.2.- Aislamiento acústico en los espacios receptores**

Para aislar acústicamente un determinado recinto de un buque es menester evitar que el ruido aéreo y estructural que llega a su interior alcance niveles excesivos. Para ello, suelo, techo y paredes laterales han de construirse con ayuda de materiales adecuados, interponiendo en las partes en contacto con la estructura que los soporta materiales de impedancia acústica alta.

El aislamiento específico de un elemento constructivo en general, es función de la frecuencia y se define por la expresión:

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

---

$$a = 10 \log \frac{I_i}{I_t} = L_i - L_t \text{ (dB)}$$

donde:  $I_i$  es la intensidad acústica incidente.

$I_t$  la intensidad acústica transmitida

$L_i$  el nivel de intensidad acústica incidente

$L_t$  el nivel de intensidad acústica transmitida.

El aislamiento específico es función de sus propiedades mecánicas y puede calcularse aproximadamente por la ley de la masa, que establece que la reducción de intensidad acústica a través de una pared de una sola capa es función del cuadrado de su masa, expresándose matemáticamente así:

$$a = 10 \log \left[ 1 + \frac{\omega^2 m^2}{4 \rho^2 c^2} \right]$$

De donde se deduce que para una frecuencia fija, el aislamiento aumenta en 6 dB cuando se duplica la masa. Análogamente, para una masa dada el aislamiento crece 6 dB al duplicar la frecuencia.

Para una incidencia cualquiera (ángulo  $\theta$ ) se tiene la expresión:

$$a(\theta) = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{\omega m}{2 \rho c} \cos \theta \right)^2 \right]$$

que se puede aplicar también al caso de campo incidente difuso modificándola así:

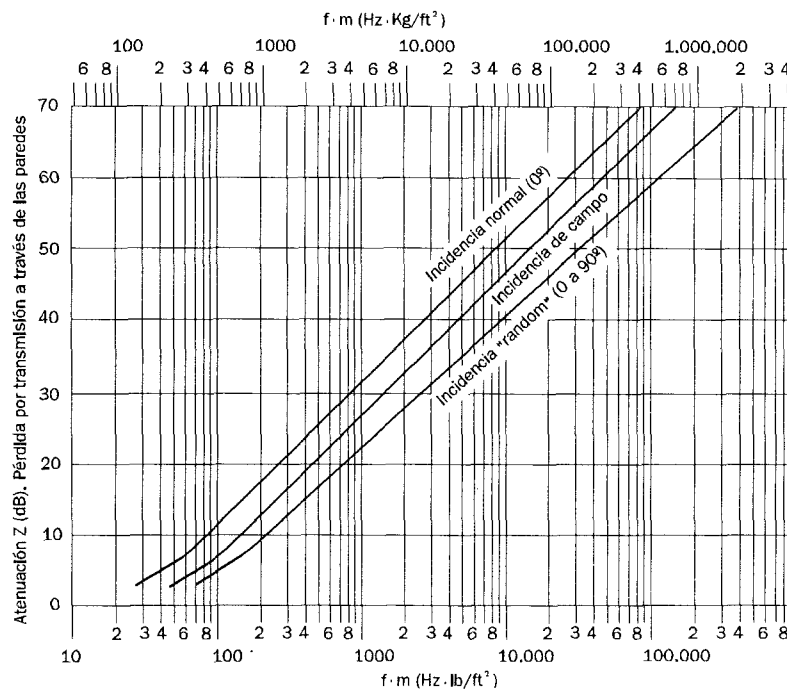
$$a_R = a - 10 \log (0,23 a)$$

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

siendo  $a_R$  el aislamiento para incidencia variable.

En la figura siguiente aparecen los resultados del aislamiento para distintos valores del producto  $f \cdot m$ . La curva situada entre la de incidencia normal y la incidencia aleatoria se llama de incidencia de campo y corresponde a 5 dB por debajo de la de incidencia normal.

Esta ley se ha derivado a partir de un modelo físico simplificado, suponiendo el elemento constructivo formado por masas independientes, mientras que en la realidad la naturaleza elástica



**Figura 3.13:** Aislamiento teórico obtenido por la ley de la masa

de los elementos entraña que las masas estén acopladas. Por ello cuando se observa una curva real de aislamiento, en la zona de altas frecuencias aparecen desviaciones notables de la ley de masa. Lo más significativo es la aparición de un mínimo en dicha curva debido a un fenómeno llamado de coincidencia. Este fenómeno tiene lugar a partir de cierta frecuencia, llamada frecuencia de coincidencia  $f_c$ . A partir de ella la energía acústica incidente se transmite a través de los



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

---

paramentos en forma de ondas de flexión, que se acoplan con las ondas del campo acústico produciéndose una notable disminución del aislamiento.

La frecuencia de coincidencia  $f_c$  se calcula mediante la expresión:

$$f_c = 1,8d \sqrt{\frac{\rho}{E}}$$

donde:

$d$  es el espesor del paramento, en m.

$\rho$  es la densidad del material del paramento en kg/m<sup>3</sup>

$E$  es el módulo de elasticidad de Young del material en Pa.

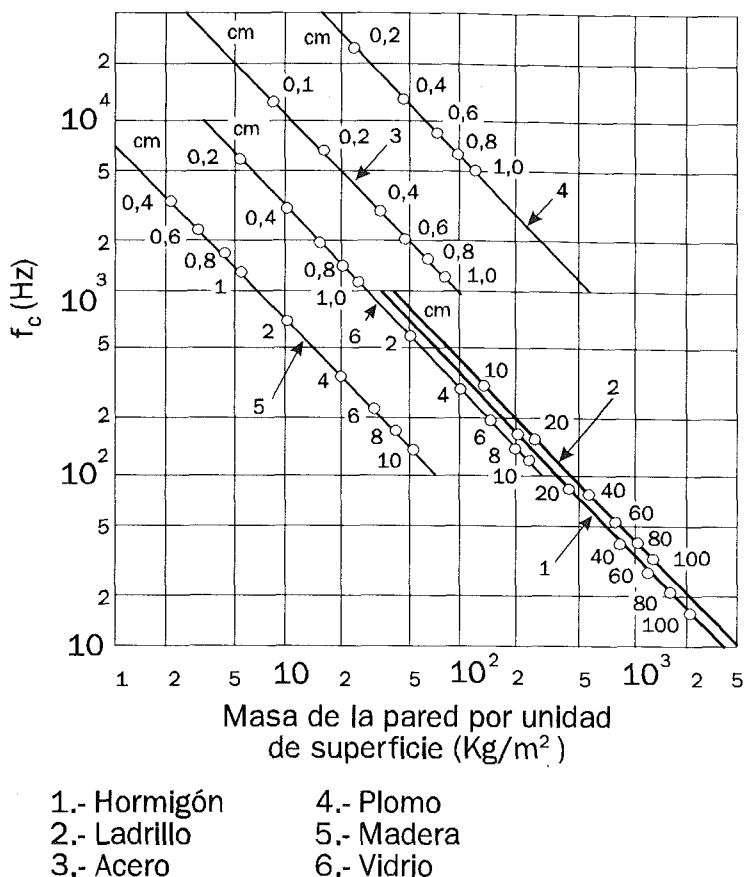
En la literatura especializada aparecen ábacos para calcular las frecuencias críticas para distintos materiales en función del peso de la pared. Su forma es la que muestra la figura siguiente<sup>38</sup>:

De acuerdo con la ley de la masa esta crece desproporcionadamente al aumentar el aislamiento, por ello es muy frecuente fraccionar el elemento en dos o más hojas separadas entre sí, lográndose así que con un peso menor se obtenga un aislamiento mejor. El comportamiento del conjunto depende de que la ligazón entre las hojas componentes sea elástica o rígida, y de que existan otros elementos constructivos adyacentes.

---

<sup>38</sup> DE LORA, F. y MIRO J. "Técnicas de defensa del medio ambiente", Ed. Labor, 1978, pág.699

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



**Figura 3.14:** Frecuencia crítica para distintos materiales en función de la masa de la pared, los n<sup>os</sup> pequeños son el espesor en cm

Si un elemento está formado por dos hojas rígidas e indeformables, unidas entre sí únicamente por el aire de la cámara que forman, o por un dispositivo elástico, el elemento se comporta como un conjunto de dos masas  $m_1$  y  $m_2$  ligadas por un resorte de rigidez  $K$  de forma que el conjunto presenta una frecuencia de resonancia  $f_r$  definida por la siguiente expresión:

$$f_r^2 = \frac{K}{4\pi^2} \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}$$

Que para una lámina de aire de espesor  $d$  se convierte en:

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

---

$$f_r = 60 \cdot \sqrt{\frac{1}{d} \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

donde  $d$  se expresa en metros y  $m_1$  y  $m_2$  en  $\text{kg/m}^2$

Es de destacar que para esta frecuencia de resonancia la transmisión del sonido a través del paramento puede ser incluso mayor que si las dos hojas estuvieran rígidamente unidas. Por eso en la práctica se escogen hojas y separaciones que garanticen que la frecuencia de resonancia del conjunto está por debajo del dominio de frecuencias que se desean aislar.

La predicción del aislamiento acústico de los paneles múltiples puede discrepar mucho del valor experimental a causa de los puentes acústicos y de la formación de microcavidades resonantes. Según Sharp<sup>39</sup> la relación entre la potencia sonora radiada por los puentes acústicos y la radiada por el panel viene dada por:

$$\frac{W_B}{W_P} = \eta \cdot \frac{K}{S} \cdot \frac{v_1}{v_2}$$

siendo  $K = \begin{cases} \left(\frac{8}{\pi^3}\right) \lambda_c^2 & \text{para un puente focal} \\ \left(\frac{2}{\pi}\right) l \lambda_c & \text{para un puente lineal} \end{cases}$

$\lambda_c$  = longitud de onda crítica del panel

$l$  = tamaño máximo del puente

---

<sup>39</sup>SHARP BEN H. "Prediction methods for the sound transmission of building elements", Noise Control Engineering, Vol 11, N° 2, septiembre-octubre 1978

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

---

$n$  = número de puentes acústicos

$S$  = área del panel

$v_1$  y  $v_2$  = velocidad eficaz de la vibración de una y otra cara del panel.

En paramentos formados por hojas separadas entre sí por una capa de aire, se originan resonancias cada vez que la distancia entre hojas es múltiplo de la semilongitud de onda, siendo entonces la transmisión prácticamente total, pudiendo disminuirse los efectos colocando un material absorbente en la cámara formada por ambas hojas.

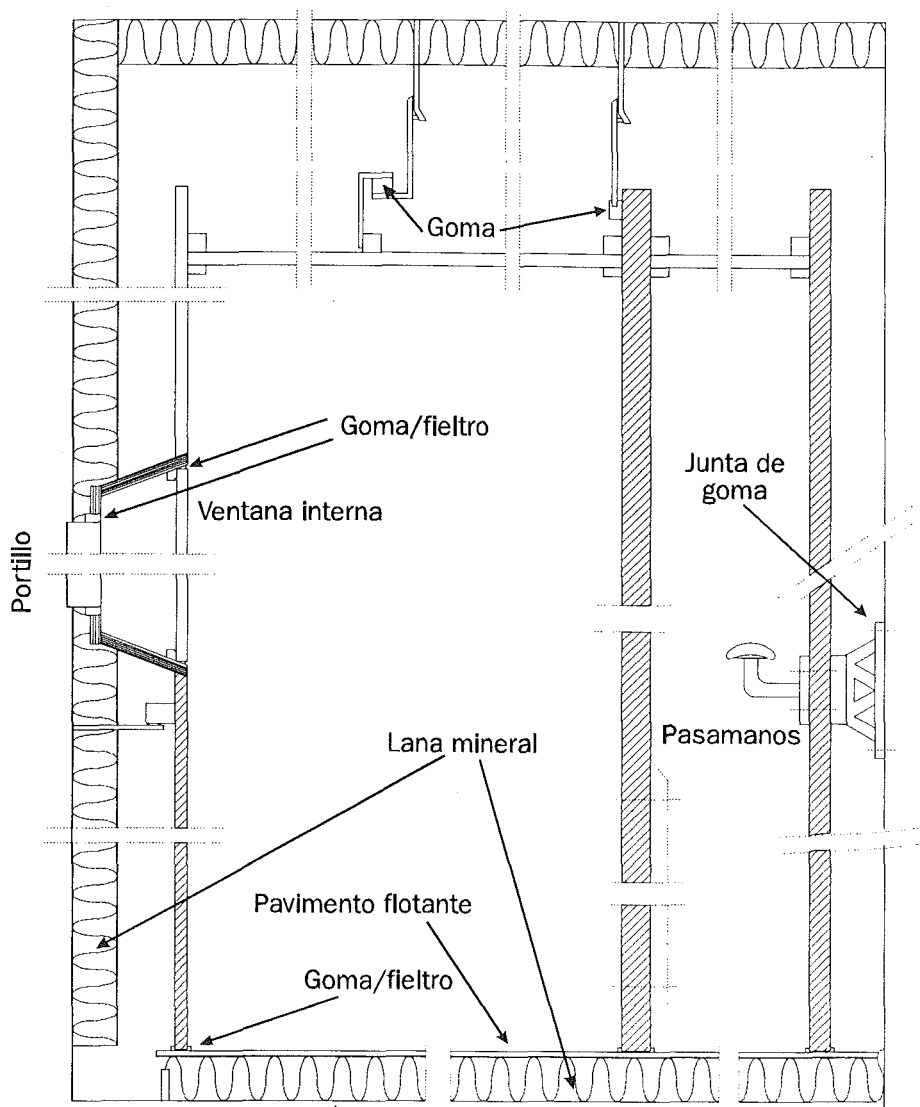
Si los elementos están formados por dos hojas rígidamente unidas a un bastidor común, el proceso se complica porque el sonido se transmite por el aire y por las ligazones, debiendo recurrirse a la medida directa. Se ha comprobado que en el caso de un elemento formado por una hoja relativamente pesada doblada con otra relativamente ligera, rígidamente unidas, proporciona una mejora de aislamiento tanto mayor cuanto menor sea el número de ligazones, siendo en todo caso mejor la ligazón por puntos que la ligazón por líneas.

Para lograr un aislamiento mas alto conviene forrarlos con un material absorbente. Así con un material de absorción media de 25 mm de espesor el aislamiento aumenta en 10 dB a 125 Hz<sup>40</sup>

En los buques los mamparos de separación no juegan sólo un papel pasivo como elementos absorbentes, sino que vibran ante el campo acústico aéreo del mismo modo que el elemento separador, al cual transmiten sus propias vibraciones, produciéndose así una transmisión indirecta.

---

<sup>40</sup>NORDBY K.S. "Measurement and Evaluation of the insertion loss of panels" Noise Control Engineering, Vol 10, N° 1, enero-febrero 1978, pág. 22-32



**Figura 3.15:** Sistema de acomodación flotante con techo soportado elásticamente.

La importancia de estas transmisiones indirectas es muy difícil de establecer, pudiéndose estimar así:

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

---

a) En construcciones homogéneas, es decir, cuando el elemento separador y los adyacentes son de la misma masa, las transmisiones por vía indirecta reducen el aislamiento del elemento separador en unos 5 dB.

b) En construcciones no homogéneas, cuando el elemento tiene una masa sensiblemente superior a la de los adyacentes, la reducción es netamente superior a 5 dB.

En construcciones no homogéneas, cuando el elemento separador es ligero en comparación con los adyacentes, las transmisiones por vía indirecta son despreciables ante la magnitud de la transmisión directa.

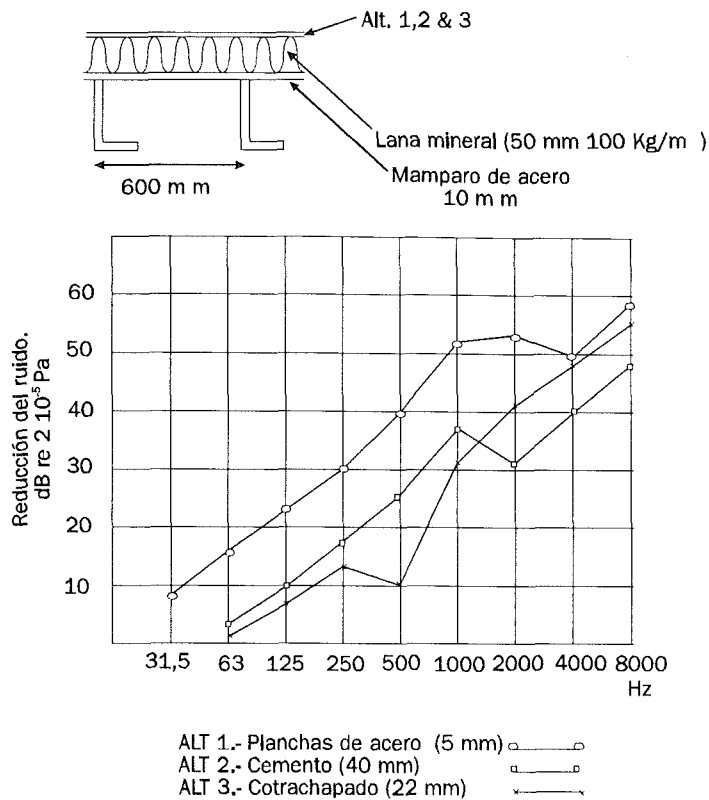
Además de estar contruidos los recintos con elementos que proporcionen un aislamiento acústico alto, es muy importante que, para reducir en la medida de lo posible las vibraciones y el ruido estructural, se adosen a la estructura del buque de forma conveniente.

El sistema mas efectivo para ello es el que se conoce como de acomodaciones flotantes, que responde al esquema de la figura 3.15.

Se caracteriza porque carece totalmente de conexiones rígidas con la estructura, llevando en el suelo una placa soportada por una capa de lana mineral. Las paredes laterales van flotantes y el techo está suspendido elásticamente.

Se ha comprobado experimentalmente que con acomodaciones flotantes el nivel de ruido se reduce hasta en mas de 20 dB(A).

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



**Figura 3.16:** Influencia del material del techo en la atenuación acústica en acom. flotantes

La eficiencia del sistema depende de varios factores y en particular de las características acústicas del material del suelo, techo y paredes. En la figura 3.16 se recoge como influye el material del techo.

Se ha comprobado experimentalmente que el aislamiento acústico que se alcanza depende críticamente de la construcción y el montaje, de manera que una pequeña imperfección constructiva o de montaje cambia mucho el nivel de ruido presente.

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

---

El sistema mas efectivo para reducir el ruido aéreo y el estructural es disponer de acomodaciones flotantes, carentes de conexiones rígidas a la estructura de acero. El suelo consiste en una placa superior, soportada por una capa de lana mineral. Los mamparos van flotantes y su parte superior encaja en un perfil en U recubierto con un fieltro o goma. Se ha comprobado experimentalmente que con acomodaciones flotantes se reduce el nivel de ruido hasta en más de 20 dB(A).

El sistema de suelo flotante es el mas empleado actualmente, y por ello el que más se ha estudiado. Hoy se sabe con seguridad que el aislamiento que proporciona depende fundamentalmente del material y las dimensiones de la placa superior y de la rigidez dinámica de la intercapa. La frecuencia propia del material ha de ser lo mas baja posible debiendo cumplirse la desigualdad

$$\omega/\Omega \geq 2$$

siendo  $\omega$  la frecuencia de excitación y  $\Omega$  la frecuencia propia del conjunto. Por ello interesa que  $\Omega$  sea lo mas baja posible<sup>41</sup>. El factor de pérdidas aumenta a medida que disminuye la densidad de la lana. Como regla práctica se admite que a medida que se duplica la densidad de la lana se decrementa en 10 dB el aislamiento a altas frecuencias. Si se dobla el espesor de la lámina aumenta en 6 dB.

En la figura siguiente se muestra la atenuación sonora que se alcanza, en función de la frecuencia, según que la lámina superior sea de acero, hormigón o contrachapado, suponiendo que la única superficie radiante es la cubierta. Como se observa en ella, una lámina de acero de 5 mm de espesor proporciona una atenuación de unos 10 a 15 dB más que una capa de hormigón de 40 mm de espesor o una capa de contrachapado de 22 mm de espesor, resaltando el hecho de que,

---

<sup>41</sup>ANONIMO. "Vibration Isolation", The Design Council, BSI, Oxford University, sin fecha.



a bajas frecuencias, el contrachapado es superior al hormigón, pero a altas frecuencias ocurre lo contrario, es más eficiente el hormigón.

El modo de colocación del suelo flotante es menos importante que la dotación de conexiones elásticas en las paredes laterales del recinto al falso techo y a la estructura del buque. Los mejores son los sistemas autoportantes, en los que mamparos y techo se apoyan directamente en el suelo flotante, sin conexión alguna a la estructura.

• **3.7.3.- Control activo del ruido**

La ley de la masa pone de relieve que es más difícil atenuar ruidos graves que agudos, y que para atenuar un ruido muy grave ha de incrementarse mucho la masa de la pared separadora, con los incrementos que ello supone al mermar la capacidad de transporte del buque.

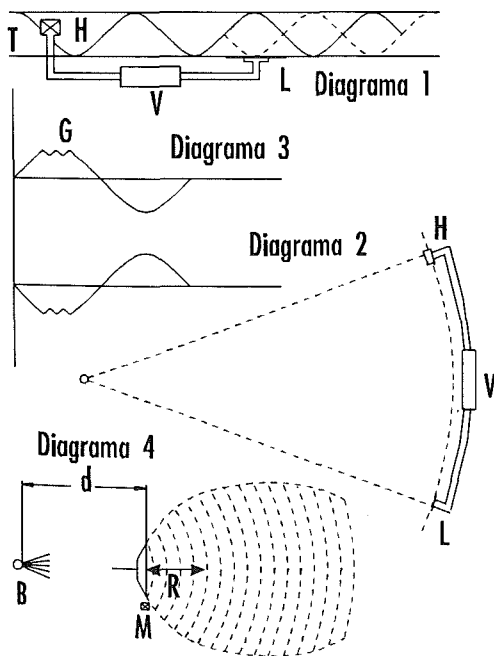


Figura 3.17: Diagrama contenido en la patente de Paul Lueg, que muestra el fundamento de su sistema de control activo de ruido

Cabe por tanto abordar el problema de reducir el nivel de ruido mediante sistemas de control activo, en vez de emplear los métodos meramente pasivos que se describen en el punto anterior.

El fundamento del control activo del ruido estriba en que al superponerse interfiriendo destructivamente el tren de ondas generado por un foco primario y el generado por un foco secundario convenientemente regulado, se logra una atenuación efectiva del ruido de aquél.

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

---

La primera patente de un dispositivo para el control activo del ruido se otorgó en 1934 en Estados Unidos, a Paul Lueg<sup>42</sup>, quien explica el funcionamiento así:

Un foco acústico primario T emite ondas planas que se transmiten por un conducto, como se muestra en la figura anterior. El micrófono M detecta el sonido emitido y genera una señal eléctrica que activa el dispositivo de regulación V que controla el altavoz L, de manera que al superponerse ambas ondas, interfieren destructivamente. Por ello, idealmente, a la salida habrá un silencio perfecto.

En 1953, Harry Olson y Everet May<sup>43</sup> describieron con cierta minuciosidad un sistema de control activo del ruido, que denominaron "silenciador sonoro electrónico", sugiriendo que podría aplicarse en el campo del transporte aéreo y en los automóviles, para lo que proponían ubicar el micrófono y el altavoz integrados en el reposacabezas del asiento

De esta manera se generaba una zona de silencio en la que se encontraban inmersos los oídos de los pasajeros.

Pocos años después, en 1956, William Conover<sup>44</sup> aplicó el método del control activo para reducir el ruido generado por transformadores eléctricos, siendo de destacar que en su dispositivo

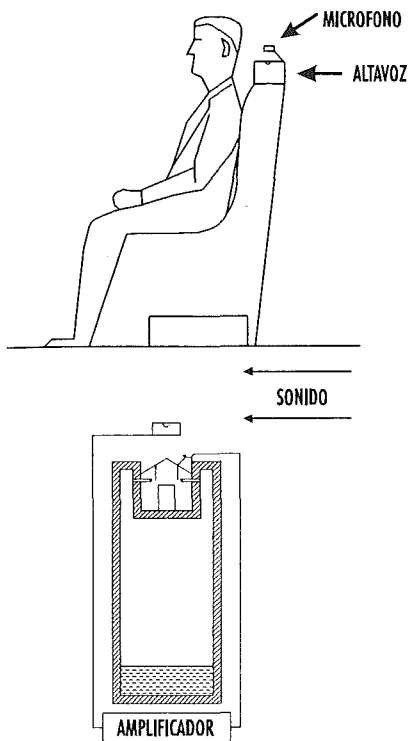
---

<sup>42</sup>P.LUEG, "Process of silencing sound oscillations", U.S. Patent N° 2.043.416, 1936

<sup>43</sup>H.F. OLSON and E.G.MAY "Electronic sound absorber" J.A.S.A 25, pp 1130-1136, 1953

<sup>44</sup>W.B.CONOVER, "Fighting noise with noise", Noise Control 2, pp. 78-82, 1956

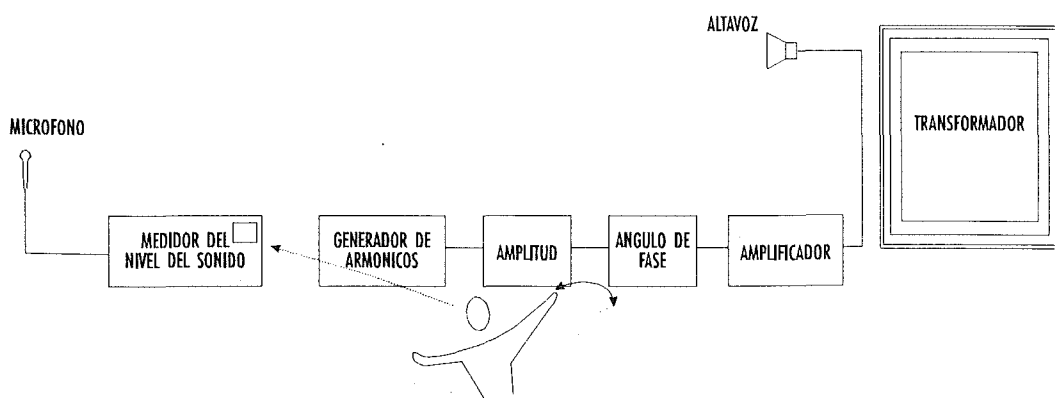
## LA PROTECCIÓN JURÍDICA DE LOS HOMBRES DEL MAR FRENTE A LOS RIESGOS DERIVADOS DE LA EXPOSICIÓN AL RUIDO



**Figura 3.18:** Aplicación del silenciador de Olson y May

experimental no incluyó micrófonos, pues al estar muy bien definido el espectro de frecuencias del ruido en cuestión, pudo valerse directamente de un oscilador para activar el regulador electrónico conectado al altavoz de salida.

Durante los 30 años siguientes no hubo avances significativos en este campo; en buena medida porque era muy difícil mantener la señal, mediante electrónica analógica, dentro del estrecho margen de +0,6 dB en amplitud y +5 grados en fase, que se requiere para lograr una reducción de 20 dB en el nivel acústico del foco primario. Pero al desarrollarse tan rápidamente la electrónica digital a partir de los primeros años 70, se retomó el control activo del ruido, lográndose resultados muy aceptables.

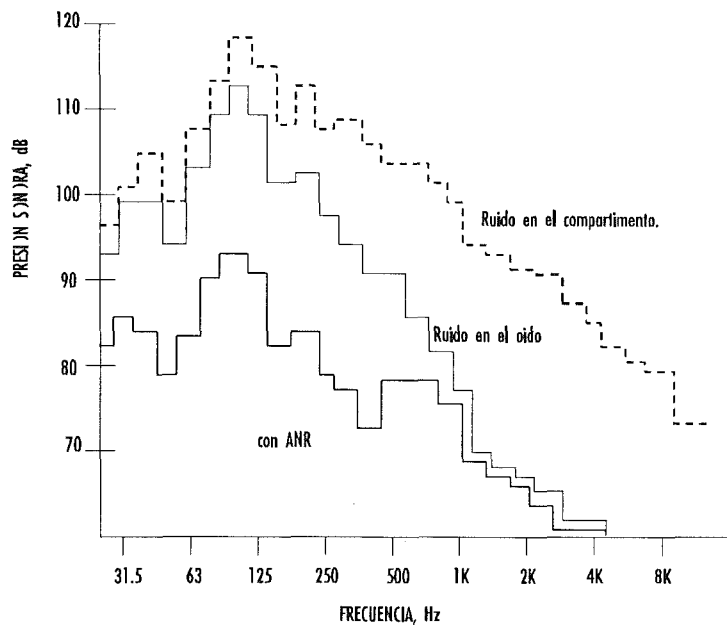


**Figura 3.19:** Control activo manual del ruido de un transformador, Conover, 1956.

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

Así en los años 1989-1991<sup>45</sup> se desarrollaron múltiples programas de investigación en control activo del ruido en el interior de automóviles, que pusieron de relieve su eficacia.

Para los pilotos de líneas aéreas, se ha desarrollado un casco antiruido<sup>46</sup> que, según su creador, reduce el nivel sonoro en la forma que muestra la figura 3.20. Algunos de estos sistemas ya están comercializados (Equipos Digisonix).



**Figura 3.20:** Reducción del ruido que percibe un piloto de líneas aéreas con un casco antiruido de control activo, según Wheeler, 1987.

<sup>45</sup>Así: T.J.SUTTON, S.J.ELLIOT, P.A. NELSON and I.MOORE, "Active control of multiple-source random sound in enclosures", *Proceedings Institute of Acoustics*, 12, pp. 689-693, 1989; A.M. McDONALD, S.J. ELLIOT and M.A. STOKES, "Active noise and vibration control within automobiles", *Proc.Int.Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Tokyo, pp. 147-157, 1991; S.D.SNYDER and C.H. HANSEN, "Design considerations for active noise control systems implementing the multiple input, multiple output LM5 algorithm" *Journal of Sound and Vibration*, 159, pp. 157-174, 1992

<sup>46</sup>P.D.WHEELER "Voice communications in the cockpit noise environment-the role of active noise reduction" Ph.D. Thesis, University of Southampton, England, 1986; "The role of noise cancellation techniques in airscrew voice communications systems" *Proc. Royal Aeronautical Society Symposium*, 1987

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

---

En el campo de la navegación marítima no es difícil conjeturar, dado el estado del arte en esta materia, que se habrán comenzado a aplicar en el campo de la Marina de Guerra, por el evidente interés que tiene reducir al máximo el ruido emitido al exterior por las hélices. En lo que a hélices aéreas se refiere, Elliot et al.<sup>47</sup> ha publicado que ha obtenido buenos resultados al reducir el ruido de la hélice de un avión, mediante un dispositivo a base de tres osciladores, uno de frecuencia igual a la de rotación del propulsor y los otros dos a las frecuencias de los dos primeros armónicos, 16 focos secundarios y 32 micrófonos.

No he encontrado referencias -mas que de pasada y sin concretar excesivamente- acerca de la implementación de sistemas de control activo de ruido a bordo de buques mercantes, pero, sin duda, en los próximos años se irán popularizando equipos de este tipo.

---

<sup>47</sup>S.J.ELLIOT, P.A.NELSON,I.M.STOTHERS, et al., "In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise" *Journal of Sound and Vibration*, 140, pp.219-238, 1990

● **3.8.- Conclusiones del capítulo**

De todo lo expuesto en este capítulo segundo cabe extraer las siguientes conclusiones:

a) El nivel de ruido en los buques mercantes es alto, superándose habitualmente los niveles recomendados en las normas y recomendaciones que lo regulan.

b) Estas normas y recomendaciones no prestan la atención debida a las vibraciones - íntimamente ligadas al ruido o a los infrasonidos- ni a los ruidos impulsivos -que no contemplan ni a los tiempos de reverberación, a diferencia de otras normas más perfeccionadas técnicamente; contentándose únicamente con fijar los niveles máximos en dB(A) y, en algún caso, el número de ruido; no siguen, por tanto, las recomendaciones del Convenio de Oslo y son claramente insuficientes.

c) En general es inaceptable el nivel de vibraciones al que están expuestos los hombres de mar, destacando las diferencias que existen con los trabajadores de tierra durante los períodos de descanso, comprobándose que tomando como patrón de comparación la intensidad de percepción de las vibraciones K, se observa que mientras que éste no debe superar el valor 0,1 en el dormitorio de una vivienda, conforme a las normas acústicas en la edificación, en los camarotes de los marineros de un buque -de ser representativo el estudio de la Universidad de Salford citado- se sobrepasa el valor 1,59.

d) Por ahora, el mejor sistema para reducir el nivel de vibraciones y de ruido estructural que padecen los hombres de mar, es disponer las acomodaciones flotantes, que carezcan totalmente de conexiones rígidas con la estructura y tengan en el suelo una placa soportada por una capa de lana mineral; en el techo, sobre una primera plancha de acero y separada de ella por lana mineral, otra plancha de acero con la mitad de espesor y los mamparos flotantes.

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

---

e) Cabe esperar que, en un futuro no muy lejano, se obtenga una reducción muy importante del nivel de contaminación sonora a bordo, merced a dispositivos de control activo del ruido.