CHILE

SERVICIO NACIONAL DE GEOLOGIA Y MINERIA

RUIDO Y SALUD PUBLICA

VINCENOT TOBAR MUÑOZ

SERIE : Formación de Expertos en Seguridad Minera

SERIE : FORMACION DE EXPERTOS EN SEGURIDAD MINERA
VOLUMEN 6 - RUIDO Y SALUD PUBLICA
Vincenot Tobar Muñoz

Edición: Departamento de Seguridad Minera, Subdirección Nacional de Minería, Servicio Nacional de Geología y Minería, SERNAGEOMIN
Con el auspicio de: Empresa Nacional de Minería, ENAMI

Portada y Diagramación: Josefina Santa Cruz O.
Registro de Propiedad Intelectual N°91.194

Tiraje 500 ejemplares, Septiembre de 1994, Primera edición

Digitación e impresión: IMPRESOS OGAR - Fono: 5556847 - Santiago, Chile.

SERIE : Formación de Expertos en Seguridad Minera

RUIDO Y SALUD PUBLICA

VINCENOT TOBAR MUÑOZ

CHILE
SERVICIO NACIONAL DE
GEOLOGIA Y MINERIA

Con el auspicio de

ENAMI

INDICE

Pág.

PROLOGO

El Servicio Nacional de Geología y Minería -SERNAGEOMIN- prosigue, con el presente volumen, la publicación de los textos que sustituyen a los apuntes con los que se han implementado los cursos que, desde hace once años se dictan para la formación de Expertos en Prevención de Riesgos de la Minería Extractiva.

Durante dicho lapso estos apuntes, a través de numerosas ediciones, si bien se fueron enriqueciendo con aportes de los distinguidos catedráticos y profesionales que actuaron como relatores de los cursos, sufrieron cierta perdida de unidad. Esto hizo indispensable, como paso previo a esta edición, someterlos a una prolija revisión que en algunos casos, ha significado volver a escribir los textos, labor cumplida con gran abnegación y esmero por los propios autores.

Cúmplenos dejar constancia del inestimable aporte económico de la EMPRESA NACIONAL DE MINERIA -ENAMI- que ha permitido hacer realidad nuestra sentida aspiración de poner al alcance de la comunidad minera en general, así como de los especialistas en Seguridad Minera, lo que será una edición de los más avanzados conocimientos en el campo de la prevención de riesgos que, día a día, deben afrontar los hombres dedicados a arrancar y valorizar nuestros recursos mineros para ponerlos al servicio de nuestra Patria.

A ellos dedicamos esta obra.

Ricardo Troncoso San Martín
Ingeniero Civil de Minas
Director Nacional
SERNAGEOMIN

CAPITULO I

RUIDO INDUSTRIAL

CAPITULO I
RUIDO INDUSTRIAL

1. FISICA DEL SONIDO

El ruido es frecuentemente definido como cualquier sonido molesto. Esta, sin embargo es una definición funcional y no física. La cuestión de si un sonido es molesto o no, depende no sólo del individuo, sino de las circunstancias. Por ahora dejaremos a un lado la porción subjetiva del problema para examinar la naturaleza física del sonido.

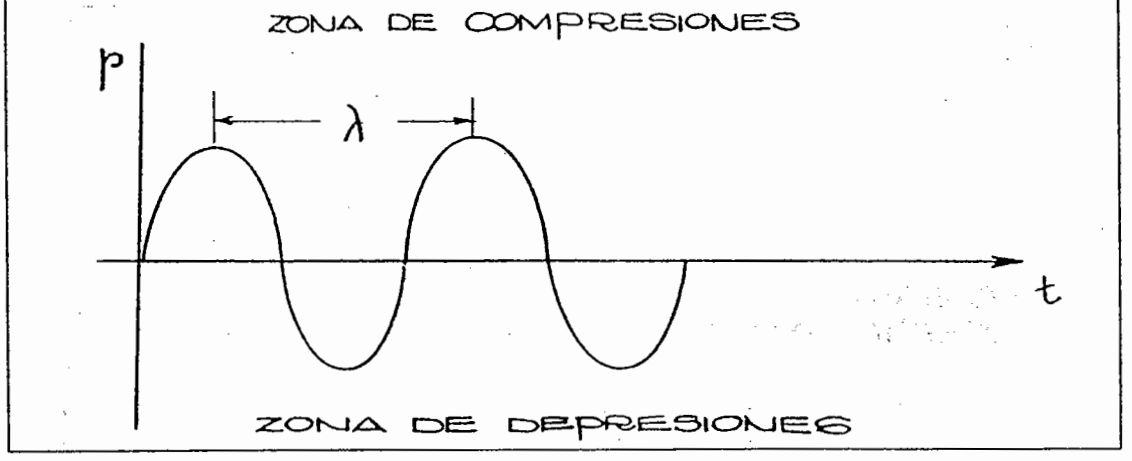
2. ¿QUE ES EL SONIDO?

El sonido es una forma de energía ondulatoria, la cual generalmente aparece como variaciones en la presión y en la densidad de la atmósfera. Una fuente sonora que es familiar y físicamente simple, es el diapasón. Cuando se golpea, las puntas vibran de arriba hacia abajo poniendo en movimiento el aire de los alrededores.

El movimiento relativo del aire en las regiones vecinas causa fluctuaciones de presión por arriba y por debajo de la presión atmosférica. Estas fluctuaciones de presión, conocidas como compresiones (zonas de aumento de presión) y enrarecimiento (regiones de reducción de presión) viajan fuera de la fuente en todas direcciones y producen una **onda sonora**. (ver fig.1).

En un campo libre, o sea, en áreas donde no hay obstáculos que interfieran con la propagación de las ondas una fuente sonora puntual radia sonido igualmente en todas direcciones y propaga lo que se llama sonido esférico. Una superficie cualquiera, sobre esta esfera que se expande, se conoce como **una onda frontal**. En este tipo de campo las variaciones de la presión disminuyen inversamente con la distancia desde la fuente.

FIGURA N°1.1.



2.1. Tonos Puros.

El sonido producido por un diapasón es un tono simple, puro y estable, o sea, un sonido de una sola frecuencia. De hecho, es a menudo llamado un tono puro. La variación de presión para semejante tono corresponde a la curva sinusoidal mostrada en la Fig. 1.1 cuya ecuación se expresa como:

p = Asenwt (1.1), ecuación que corresponde al movimiento armónico simple;

donde:
p = expresa la presión;
A = la presión máxima en un ciclo dado,
w = 2 π veces la frecuencia;
t = el tiempo,

2.2. Frecuencia

Si el diapasón es más pequeño, las vibraciones serán más rápidas. Más ciclos, o sea, vibraciones completas de arriba hacia abajo ocurrirán en un segundo. El número de ciclos por segundo es lo que se llama frecuencia y será más alta a medida que el diapasón se hace más pequeño. Se designa por la letra (f).

2.3. Longitud de Onda

A pesar de esta mayor frecuencia la onda sonora ha avanzado la misma distancia que la onda mostrada en la Fig. 1.1; lo que pasa es que más ciclos de compresión y depresión han sido emitidos por la fuente. Con el fin de que este

número mayor de ciclos tenga cabida en el mismo espacio, la distancia entre el máximo de una compresión al máximo de la siguiente debe ser más pequeña. Esta distancia entre compresiones se llama longitud de onda y se designa por el símbolo lamda λ

2.4. Velocidad del Sonido.

La velocidad del sonido en un medio particular se define como el producto de la frecuencia y la longitud de onda:

$$c = f \times \lambda \qquad 1.2$$

donde:
c = velocidad del sonido
f = frecuencia
λ = longitud de onda

La velocidad del sonido en el aire, varía ligeramente con la temperatura y está dada aproximadamente por la fórmula:

$$c = 1.052 + 1{,}106T \text{ (pies/seg)} \qquad (1.3)$$

donde:
c = velocidad del sonido en pies/seg
T = temperatura ambiente en ºF

A una temperatura de 32ºF ó 0ºC la velocidad es 1087 pies/seg. ó 331,3 m/seg.

A 70ºF el sonido viaja en el aire a una velocidad de 1129 pies/seg.

La velocidad del sonido aumenta en 1 pies/seg. por cada ºF y 0.65 m/seg. por cada ºC.

En un medio homogéneo, la velocidad del sonido es independiente de la frecuencia; esto significa que en tal medio los sonidos de todas las frecuencias viajan a la misma velocidad. En medios diferentes y a una frecuencia dada, la longitud de onda varía directamente con la raíz cuadrada de la densidad, pero inversamente con la raíz cuadrada de la compresibilidad del medio de trasmisión.

La velocidad del sonido es aproximadamente;

en el agua : 4.700 pies/seg.
en la madera : 13.000
en el acero : 16.500

2.5. Presión sonora

Es fácil ver que estas dos cantidades, frecuencia y longitud de onda, no describen completamente el tono producido por el diapasón. Este puede ser golpeado ligeramente y produce un sonido débil, o firmemente y produce un sonido fuerte. Ambos sonidos tendrán exactamente la misma frecuencia y longitud de onda puesto que las puntas vibrarán de arriba hacia abajo el mismo número de veces por segundo. Al ser golpeado más duramente el diapasón, mayor es la distancia que recorren las puntas en cada ciclo. Este mayor recorrido de las puntas causará mayores fluctuaciones de la presión por encima y por debajo de la presión atmosférica. Así mientras más fuerte son golpeadas las puntas, mayor es la altura de la onda sonora que se muestra en la Fig. 1.1.

La diferencia entre la presión atmosférica y la presión real durante el enrarecimiento o compresión que resultan de la onda sonora, es lo que se llama **presión sonora** y la designaremos por la letra P. Una forma conveniente de medir esta presión sonora es en fracciones de un bar que es la unidad de presión igual a la presión atmosférica (bar viene de la misma palabra griega que significa barómetro, instrumento que mide la presión atmosférica). Las fluctuaciones de presión causadas por el sonido, son extremadamente pequeñas comparadas con un bar (el bar corresponde a una presión de alrededor de 15 libras por pulgada cuadrada) y por eso es conveniente usar una unidad mucho más pequeña, el microbar. Esta unidad a veces se abrevia µbar es igual a una millonésima de bar.

Así entonces el tono puro de la Fig. 1.1 se describe completamente por medio de la frecuencia en cps y la presión sonora en µbar. No hay relación entre la frecuencia y la presión puesto que un tono puro a una frecuencia dada, puede tener cualquier presión sonora, grande o pequeña. Por eso, ambas, la frecuencia y la presión sonora u otra cantidad equivalente deben ser determinadas para poder así definir completamente un sonido.

$$1\,\mu\text{bar es igual a } 1\,\frac{\text{dina}}{\text{cm}^2}$$

2.6. Intensidad sonora

La intensidad sonora (1) puede definirse como la cantidad de energía acústica por unidad de tiempo que pasa a través de una unidad de área que es normal a la dirección de propagación. Para una onda sonora plana o esférica que se propaga libremente, la intensidad sonora puede expresarse por:

$$I = \frac{P^2}{\rho \times c} \qquad 1.4$$

expresión válida para onda frontal que se propaga libremente; donde P es la presión sonora rms o efectiva, ρ es la densidad del medio y c, es la velocidad del sonido en el medio.

El producto ρ x c recibe el nombre de impedancia característica del medio.

2.7. Potencia Sonora

La potencia sonora (W) de una fuente es la cantidad de energía acústica producida por la fuente en la unidad de tiempo. La potencia sonora se relaciona con la intensidad sonora por la siguiente ecuación:

$$W = \bar{I} \times 4\pi r^2 \qquad 1.5$$

donde $\bar{I}$ es la intensidad sonora promedio a la distancia r, desde la fuente sonora cuya potencia acústica es W. La cantidad $4\pi r^2$ es el área de una esfera sobre cuya superficie se ha promediado la intensidad. Desde esta relación es evidente que la intensidad disminuirá con el cuadrado de la distancia desde la fuente, o sea, la conocida **ley de los cuadrados inversos**

3. ANALISIS DE FRECUENCIA

El sonido puede consistir de un tono puro (una sola frecuencia) o él puede consistir de una compleja combinación de muchos tonos semejantes. En la industria, el último es el caso usual y a este fenómeno se le llama ruido. En muchas situaciones es más importante conocer la frecuencia de los componentes de un ruido que conocer la conducta exacta a lo largo del tiempo. Por eso, un método alternativo de describir sonidos y que se usa a menudo, es el llamado análisis de frecuencia. Para este propósito se divide el rango de frecuencia audible (que va desde 20 cps a 10.000 cps) que interesa, en una serie

* cps : ciclos por segundo

completa de bandas de frecuencia. Dividiendo el rango en ocho segmentos se producen las bandas de octava. La palabra octava es usada aquí porque el límite superior de la banda de frecuencia es justo el doble del límite inferior. Hay también bandas de media y un tercio de octava. Además de los tonos puros es de interés mencionar los ruidos de banda angosta que tienen su energía acústica confinada a un estrecho rango de frecuencia, generalmente menos de una octava. A menudo a un tono puro o banda muy estrecha se le llama ruido puntudo.

También existen los ruidos de banda ancha, en que la banda es normalmente más ancha que una octava y su energía acústica está presente en un amplio rango de frecuencia.

4. EL DECIBEL

Seleccionar una escala práctica para mediciones sonoras implica dos problemas. El primero es el muy amplío margen que debe considerarse. En la industria se encuentran presiones sonoras superiores al umbral del dolor que es de 200 µbar y esta presión de alrededor de un millón de veces mayor que la presión mínima que el oído normal puede detectar y que es de 0,0002/µbar; en el caso de las potencias sonoras sucede algo parecido; la potencia sonora del susurro o cuchicheo puede ser de 0,000000001 watts y la de un avión a chorro de 100.000 watts. El segundo problema es la manera no lineal como el oído responde al sonido. Los experimentos han demostrado que el oído responde logarítmicamente en relación a la audibilidad de un estímulo aplicado. Ambos problemas pueden ser resueltos en forma práctica al emplear el decibel (dB), una unidad usada comúnmente en la terminología eléctrica para expresar niveles de voltaje y potencia eléctrica. Por definición, el decibel es una unidad adimensional usada para expresar el logaritmo de la razón entre una cantidad medida y una cantidad de referencia. De esta manera el dB es usado para describir niveles de presión, potencia e intensidad acústica.

5. NIVEL DE PRESION SONORA (SPL)

La mayoría de los instrumentos de medición sonora están calibrados para leer en términos del logaritmo común de la razón de las presiones sonoras existentes y de referencia. Esta lectura se llama nivel de presión sonora (SPL) y se expresa en dB. La palabra "nivel" pone de relieve el hecho que el valor es sobre la base de una presión de referencia dada. Para mediciones sonoras en el aire, el valor de 0.0002. µbar sirve como la presión sonora de referencia. Esta referencia fue escogida a causa de que se aproxima al umbral del oído humano en 1.000 cps. El nivel de presión sonora está definido por:

$$SPL = 20 \log \frac{P_1}{P_0} \quad (dB) \qquad 1.6$$

donde P_1 es la presión sonora existente, P_0 la presión sonora de referencia.

Para una presión de referencia de 0.0002 µbar, el nivel de presión sonora puede escribirse como sigue:

$$SPL = 20 \log P_1 + 74$$

A esto se llega de la siguiente manera:

$$SPL = 20 \frac{P_1}{P_0}$$

$$= 20 \log P_1 - 20 \log P_0$$
$$= 20 \log P_1 - 20 \log 0.0002$$
$$= 20 \log P_1 - 20 (-3,7)$$
$$= 20 \log P_1 + 74$$

La Fig. 1.2 muestra la relación entre la presión sonora en µbar el nivel de presión sonora en dB referidos a 0.00002 µbar. Ella también ilustra claramente la conveniencia de usar la notación dB en vez de mediciones de presión directa.

La notación dB proporciona la ventaja adicional de seguir las características de respuesta del oído mucho más aproximadamente que las unidades de presión directa.

6. NIVEL DE INTENSIDAD SONORA

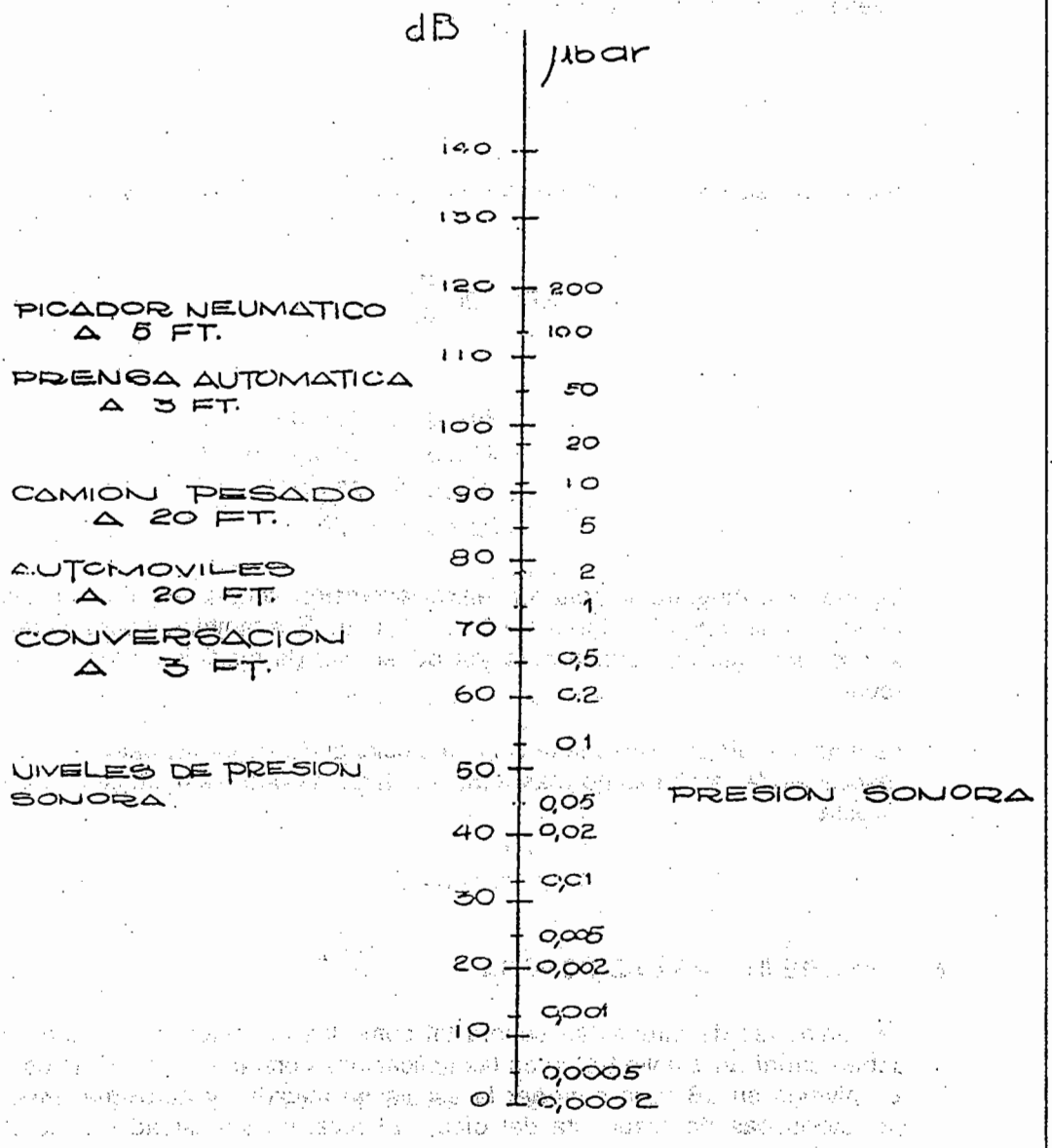
Las unidades de intensidad sonora tal como las unidades de presión sonora deben cubrir un amplio tramo en las aplicaciones prácticas y es ventajoso usar los niveles en dB para contraer la escala de medidas y aproximar mejor las características de respuesta del oído. El nivel de intensidad (IL) se define como sigue:

$$IL = 10 \log \frac{I_1}{I_0} \quad \text{(dB)} \qquad 1.7$$

donde I_1 es la intensidad medida en un punto e I_0 una intensidad de referencia. La intensidad de referencia usada comúnmente es 10^{-16} watts/cm^2. En el aire esta referencia corresponde a la presión de referencia de 0.0002 µbar.

FIGURA N°1.2

ESCALA DE COMPARACIÓN ENTRE PRESIONES SONORAS Y NIVELES DE PRESION SONORA



7. NIVEL DE POTENCIA SONORA

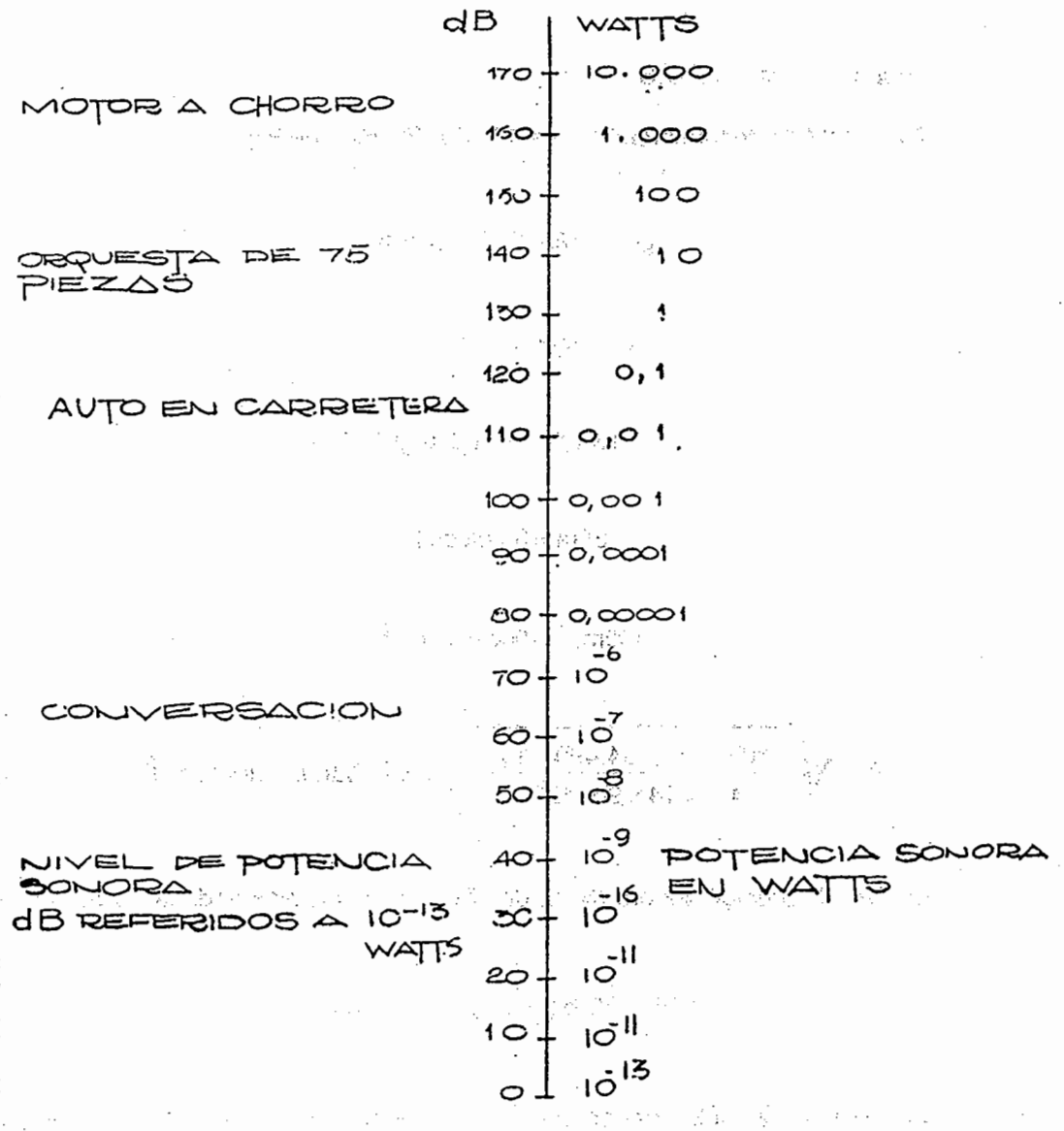
A causa del amplio rango de las unidades de potencia implicadas, es a menudo conveniente describir una fuente sonora por el nivel de potencia sonora (PWL) que se define como sigue:

$$PWL = 10 \log \frac{W_1}{W_0} \qquad (dB) \qquad 1.8$$

donde W_1 es la potencia de una fuente y W_0 es una potencia de referencia. La potencia de referencia escogida arbitrariamente y usada comúnmente es 10^{-13} watts.

La Fig. 1.3 muestra las potencias sonoras y niveles de potencia sonora de unas pocas fuentes de ruido.

FIGURA N° 1.3
ESCALA COMPARATIVA QUE MUESTRA LAS POTENCIAS Y NIVELES DE POTENCIA SONORA DE ALGUNAS FUENTES DE RUIDO



Problema

Encontrar el SPL que podría esperarse a una distancia de 30m. desde un cincel neumático que produce alrededor de 1.0 watt de potencia acústica (se suponen condiciones de campo libre).

$$W = \bar{I}\, 4\pi r^2 = \frac{\bar{P}^2 \times 4\pi r^2}{\rho \times c}$$

$$\bar{P} = \sqrt{\frac{W\rho c}{4\pi r^2}}$$

Según el sistema C.C.S.

Para condiciones ambientales de 22ºC y 751 mm. de Hg.

$$\rho = 1.18 \times 10^{-3} \quad gr/cm^3$$

$$c = 34.490 \quad cm/seg$$

$$1watt = 10^7 erg/seg$$

$$30m = 3.000\, cm.$$

$$(30m)^2 = 9 \times 10^6 \quad cm^2$$

$$P = \sqrt{\frac{1.18 \times 10^{-3} \times 34.490 \times 10^7}{4 \times 3{,}14 \times 9 \times 10^6}} = 1.87\ \mu bares\ ó\ dinas/cm^2$$

El nivel de presión sonora (SPL) puede encontrarse aplicando la Ecuación 1.6.

$$SPL = 20 \log \frac{1{,}87}{0.0002} = 79{,}4 \quad dB$$

Los niveles de ruido pueden ser algo mayores que los calculados para el caso de ubicaciones en un campo reverberante.

8. COMBINACION DE NIVELES SONOROS

En estudios de ruido, hay casos donde varias lecturas en dB deben combinarse. Un ejemplo común es la combinación de niveles de banda octava usados para obtener el nivel de presión sonora total.

Otro ejemplo es la estimación del efecto de ubicar una máquina de espectro de ruido conocido en una sala en la cual el nivel de ruido es ya considerado alto. En estos casos no se permite sumar los niveles de dB individuales aritméticamente, a causa de que el dB es una cantidad logarítmica y con logaritmos la adición simple significa multiplicación.

Generalmente, las fuentes de ruido industrial pueden considerarse que tienen un espectro de banda ancha desordenada. Un punto importante de anotar es que las presiones sonoras de fuentes desordenadas no pueden ser sumadas directamente y no puede usarse la Ec. (1.6.) para determinar el SPL de la combinación. La única vez que las presiones pueden ser sumadas directamente y usadas en la Ec. (1.6.) es cuando ellas están exactamente en fase, esto es, cuando las dos presiones pasan contínuamente a través de compresiones y depresiones al mismo tiempo.

Por ejemplo, dos fuentes similares de frecuencia desordenada, cada una con una presión sonora de un microbar (74 dB re 0.00002 µbar), producen un nivel de presión sonora combinado de 77 dB y no de 80 dB como podría esperarse por la ecuación (1.6.), es decir:

$$SPL = 20\log \frac{1+1}{0.0002} = 80 \text{ dB}$$

Esta ecuación es válida solamente cuando ambos ruidos tienen las mismas características de frecuencia y están exactamente en fase.

Considerar, por ejemplo, dos fuentes de ruido desordenado en el aire, cada una de las cuales produce 90 dB re a 0.0002 µbares en un punto donde se ha medido. La presión sonora que es equivalente a 90 dB (re 0.0002 µbar), puede encontrarse desde la Ec. (1.6.):

$$SPL = 90 \text{ dB} = 20 \log \frac{P}{0.0002} \qquad \text{re} = \text{referido}$$

$$4.5 = \log \frac{P}{0.0002}$$

$$32.000 = \frac{P}{0.0002}$$

$$P = 6.4\,\mu bar$$

La intensidad en este punto puede ahora encontrarse para una fuente simple al usar la Ec. (1.4.).

La densidad es $1{,}18 \times 10^{-3} gr/cm^3$ para aire a 22ºC y 0.751 m. de Hg.

$$I = \frac{P^2}{\rho \times c} = \frac{(6.4)^2}{40{,}7} = \frac{40{,}96}{40{,}7}$$

$I = 1{,}006\ erg/seg/cm^2$

Las intensidades de las dos fuentes pueden sumarse de modo que la intensidad total de las dos fuentes es

$I_T = 2{,}012\ erg/seg/cm^2$. La presión sonora para esta intensidad total puede ahora encontrarse desde la Ec. (1.4.):

$P^2 = \rho c I$

$P^2 = 40{,}7 \times 2{,}012$

$P = 9{,}06\ \mu bar$

El nivel de presión sonora combinado para las dos fuentes se encuentra al sustituir esta presión resultante en la Ec. (1.6.):

$$SPL = 20 \log \frac{9.06}{0{,}0002}$$

$$= 20 \log 4{,}53 \times 10^4$$

$$= 20\ (0{,}656 + 4) = 20\ (4{,}656)$$

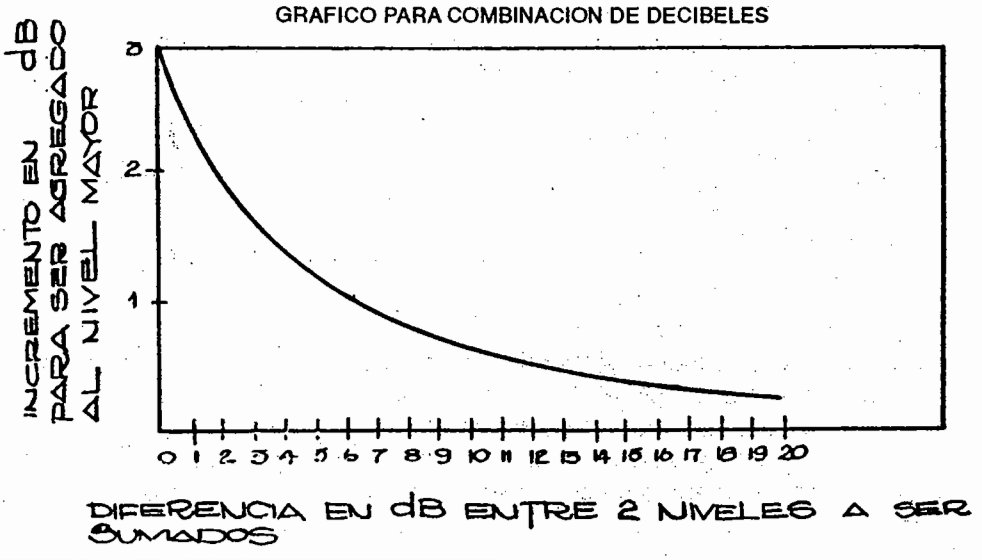
$$= 93\ dB\ re\ 0{,}0002\ \mu bar$$

Aunque es posible calcular los niveles cuando los ruidos están combinados, es más conveniente usar tablas o gráficos.

A través del uso de la Fig. 1.4., puede determinarse el nivel de presión sonora resultante de la suma de dos ruidos desordenados cualesquiera. La diferencia (abscisa) entre los dos niveles de ruido a ser sumados determina el incremento (ordenada) a ser agregado al mayor de los dos niveles. Si se suman más de dos niveles es necesario sumarlos de dos por vez.

FIGURA N° 1.4

GRAFICO PARA COMBINACION DE DECIBELES



Por ejemplo. Se requiere determinar el SPL total desde la adición de los siguientes niveles de banda de octava:

Bandas de Octava (cps)	20-75	75-150	150-300	300-600	600-1200	1200-2400	2400-4800	4800-10.000
SPL (Db)	94	99	93	93	89	91	85	86

Se parte con los dos niveles mayores, 94 dB y 99 dB (en las bandas de 20 - 75 y 75 - 150 cps). La diferencia entre ellos, 5 dB, se usa en la abscisa de la Fig. 1.4. para encontrar el incremento 1.2 dB para ser agregado al nivel mayor (99 dB). Por tanto, los niveles combinados suman 100.2. Este nivel de 100.2 dB es entonces combinado con el valor siguiente más alto, 93 dB (150 - 300 cps). La diferencia entre estos dos niveles, 7.2 dB, corresponde a un incremento de 0,8 dB que es agregado a 100.2. Esto da un total para las tres bandas de 101 dB. La combinación de 101 dB. con otra banda de 93 dB produce un total de 101,6 dB. Este procedimiento se continúa hasta que todos los niveles de banda significativas han sido combinadas.

Los cálculos indican que los niveles de ruido en cada una de estas bandas, cuando se combinan producirán un nivel total de 102 dB.

Notar que el incremento obtenido desde la Fig. 1.4 es siempre agregado al mayor de los dos niveles que están siendo combinados. Puede usarse cualquier orden de combinación de los pares de valores dB, pero en consideración a la simplicidad es mejor partir con el valor más alto.

Aunque una gran mayoría de ruidos industriales tendrán características de frecuencia desordenada, habrá casos donde predominarán componentes de tonos puros o fijos. En estas condiciones pueden presentarse ondas permanentes. Una onda permanente o fija se forma cuando ondas sonoras radiadas directamente se combinan con ondas reflejadas de tal manera que se producen puntos de reforzamiento y cancelación del sonido. La distancia entre los puntos correspondientes de reforzamiento o cancelación en ondas permanentes, es igual a un medio de la longitud de onda. En la mayoría de los casos, la frecuencia y velocidad del sonido en el medio son conocidos y la longitud de onda puede realmente calcularse de la Ec. (1.2).

Al sumarse los niveles de presión sonora de dos fuentes de ruido de tonos puros, podría suponerse equivocadamente que el SPL, resultante será menor u otras veces mayor que el SPL de una sola fuente. Sin embargo, en la mayoría de los casos, el SPL resultante es realmente mayor que cualquiera de las dos fuentes. La razón para esto es clara, si las resultantes de dos fuentes de tonos puros semejantes se consideran para varias diferencias de fase específicas.

Para una diferencia de fase igual a cero, la resultante de dos fuentes de tonos puros semejantes es 6 dB mayor que uno u otro de los niveles individuales. A una diferencia de fase de 90º el SPL resultante es 3 dB mayor que los niveles individuales.

A una diferencia de fase de 120º, el SPL resultante es igual a los niveles individuales; en 180º el SPL resultante es cero.

Evidentemente, el SPL resultante es mayor que los niveles individuales para todas las diferencias de fase de 0º a 120, pero menor que los niveles individuales para diferencias de fase desde 120º a 180º.

También, puesto que la mayoría de los ruidos industriales fijos no son tonos puros simples sino combinaciones de ellos, casi todos los puntos en estas áreas tendrán niveles de presión que exceden los niveles individuales.

9. FUENTE DE RUIDO EN UN CAMPO NO LIBRE

En la mayoría de las situaciones industriales, no existen las condiciones de campo libre a causa de paredes u otras superficies ubicadas cerca de la fuente de ruido. En estos casos, la longitud de onda del sonido llega a ser una importante consideración en los cálculos. Un objeto que es grande en comparación con la longitud de onda del sonido, reflejará o desparramará el sonido y causará una sombra sonora. Si la longitud de onda es mucho mayor que el obstáculo, el sonido rodeará el objeto y seguirá hacia adelante sin perturbaciones. El paso del sonido o rodeo alrededor de objetos se llama difracción.

Cuando el sonido se refleja pueden formarse ondas permanentes. Afortunadamente la mayoría de las situaciones industriales implican fuentes de ruido de banda ancha y salas grandes y de forma irregular donde las variaciones de

presión de la onda estacionaria son relativamente pequeñas. Por estas condiciones existe una relación relativamente simple entre el nivel de presión sonora promedio, el nivel de potencia de la fuente y las características de la sala.

Las características acústicas de la sala dependen en su mayor parte del área superficial y de sus coeficientes de absorción sonora.

10. ABSORCION DE SONIDO

Un material poroso, suave, con un inmenso número de espacios de aire interconectados, es idóneo para absorber una gran parte del sonido que llega a él. La energía sonora se convierte en calor, pero a intensidades normales la elevación de temperatura resultante es insignificante.

Ningún material puede absorber más sonido del que llega a él. Aquel hermoso cuadro del material absorbente, que succiona sonido del aire, es totalmente inexacto. Un material que absorba sonido tan bien como lo hace una ventana abierta, es óptimo. Se necesitan formas y arreglos especiales para lograr mejoramientos locales pequeños que superen esta absorción óptima y aún estos "superabsorbentes" no son mejores que una ventana abierta, cuando se considera una absorción promedio sobre una gran área. Se ve claro que es una locura, por esto, encerrar una máquina ruidosa con un material absorbente en un esfuerzo por reducir el sonido interior del recinto.

La mejor absorción de sonido alrededor de la máquina es el espacio vacío.

11. COEFICIENTE DE ABSORCION

Parte del sonido que llega a cualquier material, es absorbido y parte reflejado. Si la mayor parte del sonido es reflejado, el material es no absorbente y es probable que tengamos una superficie dura e impermeable tal como la de los metales, ladrillos, concreto, estuco. Si muy poco del sonido es reflejado, el material es absorbente y es probable que tengamos una superficie suave, porosa como la de la tela de alfombras, lana de vidrio o nieve. La fracción de intensidad sonora incidente que es absorbida por una superficie, se llama coeficiente de absorción. Una ventana abierta tiene un coeficiente de absorción igual a 1, en tanto que un trozo de mármol tiene coeficiente cercano a 0.

El coeficiente de absorción α de la mayoría de los materiales no es igual para todas las frecuencias. Esto es especialmente verdadero para los "materiales acústicos", los que son diseñados para una absorción alta.

Los coeficientes de absorción para la mayoría de los materiales, están convenientemente tabulados. No existe un material absorbente ideal; uno debe escoger el material más a mano, pero que tenga las características mejores para el problema particular en estudio.

El coeficiente de absorción promedio de una pieza, es un buen indicador de la naturaleza del campo sonoro dentro de la pieza. Se puede calcular por la ecuación siguiente:

$$\bar{\alpha} = \frac{S_1\,\alpha_1 + S_2\,\alpha_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + S_n\alpha n}{S_1 + S_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + S_n} \qquad (1.13)$$

12. CONSTANTE DE LA SALA

En la mayoría de los ambientes industriales, las características acústicas pueden definirse en términos de la constante de la sala (R) dada por:

$$R = \frac{S\,\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \qquad (1.14)$$

donde $\bar{\alpha}$ es el coeficiente de absorción sonora promedio de la superficie de la sala, y S es el área superficial total de la sala. $S = S_1 + S_2 + \quad + S_n$

13. CAMPO REVERBERANTE

Una gran cantidad de energía sonora incidente es reflejada desde las superficies de la mayoría de las salas. A menudo, la energía sonora se refleja en grado tal, que los niveles de presión medidos a cierta distancia de la fuente son esencialmente independiente de la dirección y distancia a la fuente. Una región de esta clase se llama reverberante.

La región donde cesan las condiciones de campo libre y comienzan las características de campo reverberante, está determinado por la constante de la sala y el factor direccional. En el campo reverberante el nivel de presión sonora promedio puede expresarse por:

$$PWL - SPL = 10 \log R - 6.5 \text{ dB} \qquad (1.17)$$

A continuación sigue un ejemplo de como el SPL puede ser estimado en un campo reverberante cuando las características ambientales y el PWL de la fuente son conocidas.

Ejemplo.
Una fuente de ruido no direccional simple opera en una sala donde cada una de las dos paredes laterales tiene una superficie de 4000 pies cuadrados, cada pared extrema tiene una superficie de 2800 pies cuadrados y el cielo y el piso cada uno tiene un área de 7.000 pies cuadrados. Las paredes extremas y laterales tienen un total de 10.200 pies cuadrados tratados con un material X, el

cielo entero está tratado completamente con un material Y y el área restante de las paredes y pisos (10.400 pies cuadrados) es de material de concreto no tratado. Los coeficientes de absorcíón de las superficies se muestran en la tabla 1.1.

Es necesario estimar el SPL a 125 cps; el PWL a 125 cps. está dado como 100 dB.

TABLA 1.1
COEFICIENTE DE ABSORCION PARA SUPERFICIES DE LA SALA EN EL EJEMPLO DE ARRIBA

Material	Coeficiente de absorción Frecuencia en cps.					
	125	250	500	1000	2000	4000
X	0.03	0.21	0.58	0.69	0.66	0.70
Y	0.08	0.15	0.58	0.75	0.78	0.65
Concreto	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.04

El coeficiente de absorción promedio de la sala en 125 cps. se calcula al usar los coeficientes de absorción (desde la Tabla 1.1) de las diferentes superficies en la Ec. (1.13).

$$\bar{\alpha} = \frac{0.03 \times 10.200 + 0.08 \times 7.000 + 0.01 \times 10.400}{27.600} = 0.035$$

La constante de la sala a 125 cps. se encuentra entonces al usar la Ec. (1.14).

$$R_{125} = \frac{0.035 \times 27.600}{1 - 0.035}$$

Utilizando un gráfico de SPL-PWL vs distancia desde la fuente, con R como parámetro para una constante de la sala de 980 pies cuadrados en el campo reverberante (líneas paralelas a la horizontal) corresponde una ordenada, SPL-PWL, de -23 dB. Por lo tanto, el SPL a 125 cps. es:

SPL = PWL - 23 (dB)
= 100 - 27 = 77 (dB)

Si se quiere estimar el SPL en bandas de octava pueden usarse los coeficientes de absorción cercanos al centro de cada banda junto con el PWL de las bandas requeridas mediante cálculos semejantes. Los siguientes coeficientes de tonos puros se usan frecuentemente en cálculos de banda ancha:

Menos de 150 cps.	125 cps.
150 - 300 cps.	250 cps.
300 - 600 cps.	500 cps.
600 - 1200 cps.	1000 cps.
1200 - 2400 cps.	2000 cps.
2400 - 4800 cps.	4000 cps.
sobre 4800 cps.	8000 cps.

14. TRANSMISION DE SONIDO

Transmisión de sonido a través de tabiques

Si la fuente sonora es en alguna forma separada de la estación de medida, la transmisión será, como regla, drásticamente reducida.

Hay una excepción a esta regla. Por ejemplo, los materiales acústicos no causarán grandes reducciones en el sonido transmitido a través de ellos. La palabra **aislación** tratándose de estos materiales no tendría aplicación en acústica o en control de ruido. Sin embargo, se aplica erróneamente a causa de que muchos fabricantes de material aislante térmico sostienen que su producto tiene buenas propiedades acústicas. Lo que ellos quieren decir, es que es un buen absorbente de sonido. El público, sin embargo, a menudo concluye que el material trasmite solo una pequeña cantidad del sonido incidente sobre él. En otras palabras, el consumidor cree que el material aislante calórico proporciona un excelente aislamiento acústico.

La mayoría de los materiales absorbentes de sonido son poco densos de modo que una gran fracción del sonido es transmitido

Con el fin de tener una buena aislación acústica entre dos espacios, es necesario separarlos por un material denso, relativamente pesado impermeable, tal como metal, albañilería de piedra o de ladrillo o madera. El mayor peso de la pared hace más difícil que la onda sonora que llega produzca víbraciones que radiarían sonido a los espacios vecinos.

La mejor aislación sonora puede obtenerse si el campo reverberante formado en la pieza o en el encerramiento es eliminado. Con un tabique donde se combinan las ventajas de un material absorbente que reduce la reverberación y un material impermeable, pesado, que reduce la transmisión, uno puede tener la aislación sonora óptima posible en la construcción de una pared simple.

La reducción en el ruido transmitido proporcionado por una pared se describe en términos de su pérdida de transmisión sonora.

La pérdida de transmisión (TL), se define como, 10 veces el logaritmo de la razón entre la energía transmitida y la energía incidente.

$$TL = 10 \log \frac{E_T}{E_I} \qquad (1.18)$$

La pérdida de transmisión es una propiedad física de la barrera; ella aumenta con la frecuencia y la densidad superficial. La densidad superficial es igual al peso del tabique por unidad de área, una fórmula empírica para la pérdida de transmisión es la siguiente:

$$\overline{TL} = 23 - 14.5 \log \frac{P}{A} \qquad (1.19)$$

$\overline{TL}$ = pérdida de transmisión promedio
p = libras
A = pies cuadrados

Existen tablas que dan la pérdida de transmisión para las distintas frecuencias y la densidad superficial de distintos materiales. La reducción de ruido se designa por NR y equivale a la siguiente expresión:

$$SPL_1 - SPL_2 = NR = TL - 10 \log \left(\frac{1}{4} + \frac{Sw}{R}\right) \qquad (1.20)$$

TL = pérdida de transmisión en la frecuencia de interés
Sw = área de transmisión
R = constante de la sala

15. MEDICION DE SONIDO

Audibilidad

La respuesta que el oído da al estímulo sonoro varía con la frecuencia y con el nivel de presión o intensidad sonora. El oído tiene su respuesta propia particular al ruido; ésta no es una simple medición de un fenómeno físico; sino más bien una sensación auditiva. No podemos comparar al oído con un instrumento de medición de sonido, pues su comportamiento frente al estímulo sonoro es muchísimo más complejo. A la magnitud de la sensación auditiva se le llama audíbilidad y no debe confundirse con otras características distintivas del sonido. Por ejemplo, un ruido puede ser de tono alto o bajo, penetrante o apagado, desordenado o calmado, pero todo esto en conjunto puede ser interpretada por un valor de la audibilidad. La audibilidad es una característica del sonido, pero es una característica fisiológica, o sea, en relación al hombre, al oído humano y no debe confundirse con la presión sonora, intensidad sonora, frecuencia o cualquiera otra característica de tipo fisico.

La audibilidad no puede ser medida directamente con un medidor de nivel sonoro ordinario, a menos que las características del oído sean reproducidas en el instrumento. Esto es difícil de realizar a causa de la complejidad del oído de modo que los instrumentos son simplemente diseñados para medir nivel de presión sonora, pero ellos pueden parcialmente simular al oído al usar filtros ponderadores de frecuencia.

Hay diversos procedimientos para saber cuan audible es un ruido.

- Un método sencillo, pero muy aproximado es obtener mediciones con un medidor de nivel sonoro ponderado y convertir estas mediciones a valores de audibilidad, pero éste frecuentemente no es adecuado.
- Otra posibilidad es el método "jurado de sonidos" que consiste en que un grupo de personas debidamente seleccionadas, comparan el ruido que se quiere medir con otro sonido de referencia.
- Un tercer método depende de un análisis de frecuencia en bandas de octava y luego conocido el nivel de presión sonora en cada banda se calcula la audibilidad.

16. INSTRUMENTOS DE MEDICION SONORA

16.1. Medidores de nivel sonoro y analizadores

El medidor de nivel sonoro es el instrumento de medición básico y consiste de un micrófono, un amplificador, un atenuador, filtros de ponderación de frecuencia y una escala de medida. Responde a las frecuencias componentes del sonido en el rango audible entre 20 y 20.000 cps.

16.2. Micrófono

El micrófono convierte un sonido en una onda eléctrica. Idealmente, la onda eléctrica sería una réplica exacta de la onda sonora con un factor de escala dado, llamado respuesta o sensibilidad. En una medición dada, por ejemplo, si una presión sonora instantánea de 1 microbar es reproducido como 1 milivolt en un circuito eléctrico, entonces una presión sonora instantánea menor que 1/2 microbar debe reproducirse como menos que 1/2 milivolt. En resumen, el sistema de medición no debe distorsionar el campo sonoro, y la respuesta no debe variar con el tiempo o con las condiciones ambientales.

Los micrófonos prácticos solamente dan una aproximación a este ideal, pero para la mayoría de las mediciones esta aproximación es lo suficiente buena. En todo caso, también pueden hacerse correcciones que nos acerquen lo más posible a lo técnico.

Las características de un micrófono son: la respuesta, la respuesta versus la frecuencia, la direccionalidad y otros.

Algunos tipos de micrófonos son: el de cristal de sal de Rochelle, micrófono de cerámica de titanato de Bario, dinámico.

A continuación se exponen las características del micrófono cerámico. Este micrófono a base de titanato-Zirconato de Plomo, aparece ahora en la mayoría de los medidores de nivel sonoro. Las ventajas del micrófono consisten principalmente en su capacidad para resistir altas temperaturas y humedades.

a.- Temperatura : 0 a 200ºF
b.- Humedad : no es afectado por humedades tan altas como 100%
c.- Operación : 24 a 150 dB
d.- Respuesta versus frecuencia: completamente plana sobre el intervalo del instrumento.

16.3. Filtros de ponderación

Los medidores de nivel sonoro están equipados con filtros de ponderación los cuales tienen por objeto ajustar la respuesta del instrumento a la frecuencia, de manera de tener una respuesta aunque sea algo semejante a la que el oído da al ruido.

Filtro C.

Este filtro proporciona igual respuesta del medidor de nivel sonoro a sonidos de todas las frecuencias dentro del rango de frecuencia del instrumento. Es decir, la respuesta de este filtro es plana. Esta característica del filtro permite aprovecharlo en dos sentidos:

(1) cuando se quiere conocer las características físicas del ruido, por ejemplo cuando se hacen análisis de banda octava.

(2) además aproxima la respuesta en los niveles sonoros altos del mismo modo como lo hace el oído (85 dB y más) que, como se muestra en los contornos de igual audibilidad, también es plana. En todo caso, la lectura con el filtro C representa una medida del nivel de presión sonora físico o real.

Filtros A y B

Para ajustar la respuesta a la frecuencia, en las frecuencias inferiores del espectro, y aproximar esta respuesta a los contornos de igual audibilidad del oído humano se provee al instrumento de los filtros A y B; éstos por atenuación

de las frecuencias inferiores proporcionan una respuesta lo más ajustable posible al comportamiento del oído en los niveles de presión sonora inferiores a 85 dB.

La mayor atenuación en las bajas frecuencias la proporciona el filtro A, en tanto que el filtro B proporciona un grado intermedio. Estos filtros se conocen respectivamente como filtros 40 y 70 dB, a causa de su semejanza con los contornos de igual audición en estos niveles,

Cuando se usan los filtros de ponderación se sugieren los siguientes rangos de nivel en los distintos filtros.

RANGO DE NIVEL SONORO dB	FILTRO DE PONDERACION
Bajo 55	A
55 - 85	B
Sobre 85	C (respuesta plana)

El uso estricto de esta tabla no siempre es posible. Por ejemplo debido a componentes fuertes de baja frecuencia un sonido puede dar 84 dB en el filtro B y 86 dB en el filtro C; en tales casos es mejor tomar el promedio aritmético de las dos lecturas.

16.4. Analizadores de frecuencia

El medidor de nivel sonoro indica el nivel de presión sonora para la totalidad del rango de frecuencia audible. Pero a causa de la importancia que tiene la distribución de los niveles de presión sonora en distintas regiones del espectro sonoro, es necesario un análisis de frecuencia. Estos instrumentos son los analizadores de frecuencia de los cuales hay varios tipos. Tenemos el analizador de banda angosta que hace análisis en bandas de frecuencia de ancho igual a 1/35 avo de octavo, el analizador de banda de octava (el más conocido y el más útil para mediciones de Higiene Industrial), etc. Otros aparatos son los medidores de niveles sonoros máximos (peak) usados para ruidos transitorios que existen durante una pequeña fracción de segundo.

16.5. Ruido del circuito eléctrico.

Los medídores de nivel sonoro y los analizadores, consisten de circuitos electrónicos, los cuales tienen su propio ruido interno, el cual puede influenciar las indicaciones del medidor. La mayoría de los medidores de nivel sonoro tienen níveles de ruido eléctrico que producen lecturas sobre 24 dB.

Mediciones hechas a niveles menores que 10 dB no son exactas. El ruido del circuito es especialmente importante, cuando se usa el analizador de frecuencias junto con el medidor de nivel sonoro.

16.6 Equipo auxiliar.

Dispositivos para ayudarse en las mediciones sonoras, son los siguientes:

- Registradoras de cinta magnética, para grabar ruidos.
- Calibradores
  Los calibradores son esenciales como equipo auxiliar: estos instrumentos se emplean para asegurar que el equipo de medición da lecturas dignas de confianza.
- Osciloscopios de rayos catódicos.

17. TECNICAS DE MEDICION DE SONIDOS

Selección de la posición de medida

La ubicación de la medida está dictada por el propósito de la medición. A continuación algunos propósitos:

- Evaluación de la exposición al ruido; en este caso la medición debe hacerse tan cerca como sea posible al espacio normalmente ocupado por los oídos de los trabajadores.
- Control de ruido; en este caso las mediciones se harán en varios puntos cerca de las distintas fuentes de ruido, pues se trata de determinar la potencia de las fuentes, lo cual se puede hacer por diferentes métodos.
- Molestias a la Comunidad: en este caso se trata de obrar de acuerdo a disposiciones legales y las mediciones, lo especifica, la Ley en nuestro país, se hacen en los límites del predio.

Otros aspectos que deben considerarse al seleccionar la posición de medida, son la contribución del ruido de fondo cuando el propósito es localizar la fuente de ruido mayor o evaluar el efecto de medidas de control y el ángulo de incidencia del sonido en el micrófono. Debido a efectos de difracción el sonido de alta frecuencia que llega al micrófono de forma perpendicular (90º) producirá una lectura mayor que el sonido que llega en cualquier otro ángulo

Los medidores de nivel sonoro están calibrados para incidencia desordenada, suponiendo que todos los ángulos de llegada son igualmente probables.

18. CONFIABILIDAD DE LOS DATOS DE NIVEL SONORO OBTENIDO

Para asegurar lecturas que sean de confianza, los instrumentos seleccionados deben ser calibrados, ajustados y manejados de acuerdo a las instrucciones del fabricante.

19. ESTUDIOS DE RUIDO

Se pueden hacer entre otros los siguientes tipos de estudios:

1.- Evaluación del riesgo de daño auditivo.
2.- Evaluación de la interferencia de la comunicación.
3.- Evaluación de la molestia.
4.- Descripción de la fuente de ruido para propósitos de ingeniería de control de ruido.

Los tres primeros tipos están relacionados con la evaluación de la reacción del hombre al ruido y requiere esencialmente los mismos procedimientos y datos. El estudio ingenieril asegura las mediciones de parámetros físicos solamente y es conducido en forma diferente.

Cuestión importante a considerar son las características del ruido en estudio; esto nos permitirá elegir el equipo de medición adecuado.

19.1. Ruido continuo o estable

Es el más simple desde el punto de vista de la medición; no tiene cambios rápidos o repentinos en el nivel. Se caracteriza por niveles de presión sonora medidos en banda de octava que no fluctúan rápidamente con el tiempo. Fluctuaciones que ocurren a una razón de pocos dB por segundo, satisfacen este requerimiento. Las máquinas rotatorias, alternativas, los motores a chorro, los telares en una fábrica de tejidos son ejemplos de fuentes de ruido continuo. Sí se cambia el conmutador FAST a SLOW (respuesta rápida o lenta) en el decibelímetro, poca o ninguna variación habrá para tales sonidos.

19.2. Ruido de impulso repetido o intermitente

Producido por remachadores, martillos neumáticos, máquinas alfileteras, constituye una situación intermedia entre el impulso solo y el ruido continuo. Se caracteriza por niveles de presión sonora, medidos en banda de octava que fluctúan a una razón moderada, digamos, mayor que unos pocos dB/seg (más de 3 dB). Otros ejemplos son el martillo continuo, el remachado, etc. Menos de 50 impulsos por minuto, pueden causar lecturas incorrectas en el medidor de nivel sonoro y el analizador de banda octava. Por otro lado más de 200 impulsos por minuto, generalmente producen lecturas correctas. En el rango de 50 a 200 impulsos por minuto, la interpretación de las mediciones es difícil y se deja a la experiencia.

19.3 Ruido de impacto

Se caracteriza por niveles de presión sonora medidos en bandas de octava que fluctúan a una razón extremadamente rápida con el tiempo. No puede medirse con el medidor de nivel sonoro a causa de la inercia de la aguja de la escala de medida. El nivel de presión sonora máxima durante el impulso puede ser tan alto como 20 ó 30 dB. mayor que la más alta altura obtenida en un medidor de nivel sonoro. El analizador de ruido de impacto puede usarse para mediciones de presiones sonoras máximas y tiempos aproximados de duración del impulso. Sin embargo, para obtener una descripción completa del impulso ruidoso, puede ser necesario registrar el sonido en una cinta y usar un osciloscopio u otro equipo de laboratorio para el análisis.

20. PROCEDIMIENTO PREVIO AL ESTUDIO

Vamos a suponer que hemos seleccionado como equipo un medidor de nivel sonoro y un analizador de banda de octava. A continuación, exponemos un procedimiento previo al estudio que incluye control del equipo, cuidados de transporte, calibración en el terreno, selección de las posiciones de medición y recolección de datos.

Control del equipo

1. Conectar y establecer los contactos eléctricos de todo el equipo y dar tiempo suficiente para que éste se caliente.
2. Verificar baterías.
3. Hacer calibración acústica y eléctricas.
4. Medir los niveles de banda octava de algún ruido familiar de banda ancha.
5. Si es posible, sin cambiar la posición del atenuador en el medidor de nivel sonoro, reemplazar el micrófono por una carga simulada apropiada y medir el fondo eléctrico.
6. Recontrolar la calibración.

21. PROCEDIMIENTO DE ESTUDIO

1.- Seleccionar la posición de medida según el propósito último del estudio, ya sea, que se quiera determinar el nivel de presión sonora en una ubicación específica o determinar las características de producción de potencia de la fuente. Ya hemos dicho que la medición del nivel de presión sonora incluye las determinaciones de la exposición del personal, efectos sobre la comunicación, molestias al público, cumplimiento de los decretos y efectividad del control de ruido.

La selección de posiciones de medición adecuadas para determinar los niveles de potencia sonora debe estar basada en el conocimiento de las características acústicas de la fuente y del ambiente que la rodea.

2.- Recolección de datos.

Se insiste en la importancia de recoger datos completos. Tanto las lecturas del medidor como el número de ítems relacionados con la fuente de ruido y los alrededores.

22. ESTUDIO PARA INGENIERIA DE CONTROL

Un análisis del nivel de presión sonora en un solo punto, generalmente dará información suficiente para evaluar los efectos del ruido en la gente situada en esa ubicación, mientras que para propósitos ingenieriles se requiere especificaciones más completas de la exposición al ruido. El estudio ingenieril proporciona las bases para decidir sobre los métodos de control de ruido aconsejables y para evaluar su efectividad cuando se aplica a cualquier fuente de ruido particular.

Para estimar el cambio en los niveles de ruido que resultarán al variar el número de fuentes de ruido o reubicar las fuentes, es a veces necesario determinar la potencia de la fuente. La determinación de la producción de potencia, requiere que las mediciones de nivel sonoro sean tomadas en muchos lugares. Una sola información no proporciona información suficiente para que el higienista industrial pueda calcular que niveles de ruido producirá la fuente, ya sea, a distancias diferentes o en otros ambientes. Solamente un conocimiento de la producción de potencia sonora y sus característica direccionales basadas en múltiples mediciones de nivel sonoro, permitirá esto. Aquí no daremos una discusión exhaustiva de todos los métodos de medición de potencia existentes, así que se dará solamente una aproximación general. El procedimiento general para determinar la potencia y direccionalidad, está basado en mediciones del nivel de presión sonora en bandas de octava en un gran número de puntos alrededor de la fuente de ruido.

La variación del nivel de presión sonora con la distancia debe explorarse moviendo el equipo de medida radialmente a partir de la fuente. Esto tiene como razón el hecho de que los cambios del nivel de presión sonora son distintos según que estemos cerca de la fuente, a una distancia media desde la fuente o bastante lejos de la fuente. Cuando se hacen mediciones para cálculos de potencia sonora debe evitarse la región de campo cercano. En general las mediciones pueden llevarse a cabo al tomar todas las medidas a una distancia de varias veces mayor dimensión de la fuente. Si el campo sonoro disminuye inversamente con la distancia desde la fuente, existe una región de campo libre lo cual sucede en una fuente al aire libre o en una sala anecoide (absorbente) debidamente diseñada. Sin embargo, en la mayoría de los ambientes industriales, las ondas sonoras reflejadas por paredes y otras superficies duras hacen que las mediciones sean tomadas bajo condiciones reverberantes o semi-reverberantes, donde la presión es esencialmente inde-

pendiente de la distancia a la fuente sonora. La direccionalidad de la fuente debe estudiarse en forma semejante moviendo el equipo de medición alrededor de la fuente.

Una vez conocido el campo sonoro, puede seleccionarse el método para hacer los cálculos de potencia sonora. Los datos necesarios para hacer estos cálculos, se obtienen midiendo los niveles de presión sonora en una serie de puntos colocados sobre una esfera o semi-esfera que tiene a la fuente como centro. Si la fuente es pequeña y puede ser suspendida, el conjunto de puntos debiera estar en una esfera. En la práctica esto no es posible debido a que la fuente está montada sobre el piso; en ese caso los puntos se distribuyen sobre una semi-esfera. La semi-esfera se divide en un número de áreas cada una de las cuales corresponde a una posición de medida. La potencia sonora que pasa a través de cada área puede entonces calcularse para cada banda de frecuencia y la suma de todas las potencias así determinadas representa la potencia total radiada por la fuente.

23. CRITERIOS DE CONSERVACION AUDITIVA

23.1. DEFINICIONES (PREVIAS)

Umbral de tonos puros: es el nivel de presión sonora mínimo de un tono puro que puede ser oído cuando no intervienen ruidos de enmascaramiento. Un ruido de enmascaramiento, es cualquier ruido que interfiere con la medición del umbral.

Pérdidas auditivas: son aquellos cambios umbrales irreversibles, los cuales, constituyen una desviación permanente respecto a una línea base específica. Generalmente, la línea es el umbral "normal" pero ocasionalmente es una línea base ,"biológica".

Umbral normal: se define como el umbral promedio de un grupo de individuos de 18 a 30 años de edad que tienen un funcionamiento otológico excelente y que nunca han sufrido exposiciones a ruido indebido.

Línea base biológica: algunos de los datos sobre pérdidas audítivas en la industria pueden tomarse bajo condiciones donde no haya posibilidad de verificar la calibración de los instrumentos usados. A causa de ésta situación inevitable, se puede usar para corregir la calibración, una línea base biológica. Antes de usar el valor absoluto de los datos audiométricos, se estableció un grupo control al seleccionar a todas las personas menores de 30 años que no habían sido expuestas a ruidos excesivo durante sus años regulares de trabajo y que habían sido examinados con el equipo en cuestión. El audiograma promedio de este grupo control, llegó a ser la línea biológica base o "audición normal" para las personas examinadas con ese equipo.

Cambio umbral temporal: es cualquier cambio umbral que no es permanente con el tiempo. En general es cierto que cualquier individuo expuesto a ruido intenso o moderado experimenta una perdida temporal de audición en algunas frecuencias. Cuando la persona es alejada del ruido el cambio en el umbral disminuye y en general se hace cero.

23.2. Criterios

¿Qué es lo que puede usarse como un criterio de riesgos en un programa de conservación auditiva?.

Hay acuerdo general de que la incapacidad de oir y comprender el lenguaje diario constituye la mejor medida del menoscabo auditivo. La experiencia diaria respalda esta suposición, pocas gentes se quejan de daño auditivo, hasta que ellos tienen dificultad de oir la conversación. Los sonidos correspondientes al lenguaje se encuentran en el intervalo de 100 a 7000 cps. Las investigaciones demuestran que cuando el nivel auditivo promedio entre 500 y 6000 cps es 25 dB o menos, referidos a la norma ANSI S3.6 (1969), la inteligibilidad es excelente.

Los especialistas del Servicio de Salud han establecido como menoscabo auditivo, en Chile, cuando el nivel auditivo promedio en las frecuencias de 1000, 2000, 3000, 4000 y 6000 cps sobrepasa los 25 dB referidos a ANSI S3.6 (1969)

Sobre esta base se han proyectado diversos criterios, de los que existen varios, pero nosotros mencionaremos los tres más importantes.

23.2.1. Criterio AFR-160-3

Este es un criterio en bandas de octava y ha sido proyectado por la Fuerza Aérea Norteamericana. Los límites especificados por AFR-160-3, para exposición contínua a ruidos de banda ancha se hicieron, para las siguientes bandas de octava:

300-600; 600-1200; 1200-2400 y 2400-4800

Se estableció que el riesgo de daño auditivo es ligero si los niveles de presión sonora en las bandas de octava señalados no excedían de 85 dB, pero es excesivo en 95 dB. Sobre esta base la protección auditiva se recomienda en los niveles de 85 dB y es obligatoria en los 95 dB.

Los que desarrollaron estos criterios observaron que era más probable que el personal de la F.A. recibiera exposiciones cortas de elevados niveles de ruido en vez de exposiciones continuas a ruidos de banda ancha. Por eso, se

proyectaron criterios para exposiciones de igual energía. Este concepto supone que cantidades iguales de energía acústica son igualmente dañinas indiferentemente de como ellas estén distribuidas en el tiempo. La F.A. usó un conjunto de curvas para calcular los tiempos de exposición equivalente (es decir el tiempo de una exposición de ruido de 8 horas de duración equivalente en energía a una exposición de ruido de corta duración).

Este criterio AFR 160-3 considera los tonos puros más dañinos que los ruidos de banda ancha. Los criterios para ruidos de banda angosta se establecieron en 10 dB menos que los níveles de banda de octava para ruidos de banda ancha.

23.2.2. Criterio ISO

Este es el criterio más moderno, más completo y que mejor enfoca el problema. Consiste en un conjunto "de curvas de graduación de ruido" que representan un espectro de ruido específico.

Las siguientes proposiciones forman la base en que se apoyan estos criterios :

- Los sonidos de frecuencias de 1.000 cps. y sobre 1.000 cps., causan más cambio umbral que sonidos que estén bajo 1.000 cps. en los mismos niveles de presión sonora.
- El cambio umbral permanente producido por ruido es mayor para las frecuencias superiores a las frecuencias dominantes en el ruido.
- Las exposiciones al ruido contínuo causan más cambio umbral temporal que las exposiciones intermitentes del mismo tiempo de exposición total.

Este criterio está dirigido principalmente a la conservación auditiva de las frecuencias que corresponden al lenguaje diario. Existe acuerdo que las correspondientes frecuencias audiométricas son 500, 1000, 2000, 4000 y 6000 cps.

Para propósitos de evaluación de las exposiciones al ruido, éstas se dividen en tres tipos generales:

- Exposición de ruido contínuo por 5 horas o más sobre una jornada de 8 horas.
- Exposición de ruido contínuo para períodos menores de 5 horas en una jornada de 8 horas de trabajo.
- Exposición a ruidos de duración intermitentes en una jornada de 8 horas.

Cuando la exposición a ruidos de banda ancha es habitual y el ruido es contínuo durante el día de trabajo (5 horas o más), la graduación del ruido que nos interesa medir se obtiene al comparar los niveles medidos en banda de octava, cuyas frecuencias medias son 500, 1000, 2000, 4000 y 6000 cps.

El índice de graduación de ruido (N) se obtiene promediando valores de nivel de presión sonora en las bandas mencionadas arriba.

Para exposición contínua (5 horas o más) N igual 85 se sugiere como un límite para conservación auditiva a causa de que la exposición a tal ruido por 10 años ya produce una pérdida, aunque insignificante, para las frecuencias de audición del lenguaje para el promedio individual. Tal nivel, desde el punto de vista de la conservación auditiva industrial se ha seleccionado como "justo permisible".

23.2.3. El uso del nivel ponderado A

Hoy ha llegado a hacerse popular una aproximación relativamente nueva, para evaluar el riesgo de ruido total, nos referimos a la medición del nivel sonoro ponderado A. Como se ha dicho anteriormente, la ponderación en el filtro A modifica el nivel de presión sonora para aproximarlo a la respuesta del oído y su desempeño corresponde el contorno de igual audibilidad de 40 fones. El uso de la ponderación A tiene la intención por eso, de asegurar la calificación de ruidos de una manera razonablemente similar a como lo haría el oído humano.

Al mismo tiempo se han realizado numerosos estudios a fin de evaluar la eficacia del uso de los niveles sonoros en ponderación A al calificar los riesgos de exposición al ruido. En un estudio de 500 ruidos industriales, BOTSFORD demuestra que el nivel sonoro ponderado A indicaba el riesgo para la audición tan exactamente como lo hacían los limites expresados como niveles de presión sonora en bandas de octava en el 80% de los casos y era ligeramente más conservador que las medidas de banda octava en el 16% de los ruidos. PASSCHIER-VERMEER encontró que, excepto en una condición de ruido, el nivel sonoro en dBA era tan exacto como la "Calificación de Ruido ISO" al estimar las pérdidas inducidas por ruido. En un estudio de pérdidas auditivas en 759 sujetos. ROBINSON concluyó que el error en que se incurría por el uso del dBA al predecir el nivel de audición estaba dentro de (0230) 2dB, aún para ruidos que oscilaban en una pendiente de + 4 dB/ octava a -5 dB/ octava.

Como resultado de su simplicidad y exactitud al calificar el riesgo de daño auditivo, el nivel sonoro ponderado A fue adoptado como la medida para evaluar las exposiciones al ruido por la American Conference of Governmental Industrial Hygienist (ACGIH) y por un Comité Intersociedades formado por representantes de la Academia Norteamericana de Medicina Ocupacional, la Academia Norteamericana de Oftalmología y Otorrinolaringología, la ACGIH, la Asociación de Higienistas Industriales y la Asociación Médica Industrial. La medición del nivel sonoro ponderado A fue también adoptada por el Ministerio del Trabajo de Estados Unidos como parte de las Normas de Salud y Seguridad Laboral y por la Sociedad de Higienistas Industriales Británica en sus Normas de Higiene para ruidos de banda ancha.

Además el Ministerio del Trabajo de Francia en su decreto del 12 de Agosto de 1975 sobre "Método de Medición de Niveles Sonoros en los Ambientes de Trabajo" establece la escala de ponderación A como medida de la evaluación del riesgo de daño auditivo debido al ruido. En Chile el Ministerio de Salud Pública en su Decreto Nº 19 del 14 de Enero de 1976 estableció por primera

vez las mediciones del filtro A en posición lenta para evaluar las exposiciones a ruido de los trabajadores expuestos. Este decreto establecía como criterio 90 dBA para 8 horas de exposición continua. Posteriormente el Decreto 199 del 16 de Agosto de 1978 modificó el Artículo 13 del Decreto Supremo Nº 19 ya mencionado, fijando el criterio de 85 dBA para 8 horas. Este cambio obedeció a las investigaciones sobre riesgos de sordera profesional efectuadas por el Instituto Nacional de Salud Ocupacional dependiente del Ministerio de Salud Pública. El mismo decreto Nº 199 estableció que para exposiciones intermitentes a ruido continuo, debe considerarse el efecto combinado de aquellos niveles sonoros que son iguales o que excedan de 85 dB, se mantiene esta normativa por el nuevo decreto N°745 del 5 de diciembre de 1993.

Para tal efecto, introduce el concepto de Dosis de Ruido Diaria, el cual se calcula de acuerdo a la siguiente fórmula. La Dosis no debe ser mayor de uno.

$$D = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \frac{C_3}{T_3} + \ldots\ldots\ldots\ldots + \frac{C_n}{T_n}, \text{ donde } D \leq 1$$

donde

D = Dosis de Ruido Diaria

C_i = Tiempo real de exposición a un nivel sonoro específico

T_i = Tiempo permitido de exposición a ese nivel sonoro

En ningún caso se permitirá sobrepasar el nivel de 115 dBA, cualquiera que sea el tipo de trabajo.

24. CONTROL INGENIERIL DEL RUIDO

Si bien la ingeniería de control del ruido industrial necesita algún conocimiento fundamental de acústica, el problema depende igualmente de un alto grado de ingenio por parte del higienista industrial o de cualquier otro individuo responsable del control de ruido.

Los principios generales de acústica como se aplican al control de ruido industrial, han sido perfectamente bien establecidos. Sin embargo, las complejidades de las fuentes de ruido industrial y de sus ambientes tienen en la mayoría de los casos necesidad de soluciones empíricas, de ahí que ciertos procedimientos experimentales son usuales en el desarrollo del control de ruido.

El primer paso en cualquier problema de control de ruido de asegurar información adecuada, tanto en calidad como en cantidad y en relación con la magnitud del problema. Esto significa medir el espectro del ruido y asegurarse información completa sobre el ambiente en el cual existe el ruido. El siguiente paso lógico es la comparación de información de los valores cuantitativos y cualitativos del ruido con los criterios establecidos para evitar daño auditivo, molestia o problemas de comunicación de la voz. Sería juicioso considerar

como sospechoso y motivo de control, todos los niveles de ruido que exceden el criterio. La cantidad de control de ruido requerido para cada una de las bandas de frecuencia, es aquella atenuación suficiente para reducir el ruido a un nivel dentro del criterio seleccionado. Si este grado de reducción de ruido no se alcanza, algún riesgo debe aceptarse.

Habiendo determinado el grado de reducción de ruido requerido, el higienista industrial debe entonces considerar distintas medidas de control tales como diseño ingenieril, protectores personales o limitación del tiempo de exposición. El método preferido de reducción de ruido es generalmente el control ingenieril, tal como, cambio en la producción sonora de las fuentes, aplicación de barreras, absorción sonora o montaje de máquinas. Sin embargo, tal control no es siempre posible o factible, en cuyo caso, otras medidas de control deben emplearse tales como aparatos de protección personal, limitación del tiempo de exposición o una combinación de éstos.

Una vez tomadas las medidas de control, el paso final en el programa de control de ruido, es volver a medir el ruido para determinar el grado de éxito alcanzado por un método de control específico. El grado de éxito no estará determinado solamente sobre la base de una evaluación subjetiva. Es imperativo volver a medir el espectro del ruido con el fin de determinar cuanta reducción se obtuvo realmente.

Cuando en un área dada hay implicada más de una fuente, es esencial reducir la más ruidosa, sí quiere alcanzar una reducción efectiva. Por ejemplo:

Tres fuentes de ruido de 90 dB, 95 dB y 101 dB se combinan para crear un nivel de ruido de 102 dB. Si la fuente de 90 dB es retirada la suma de 95 y 101 es aún 102 dB. Si las fuentes de 90 y 95 dB son ambas retiradas, la fuente de 101 dB aún queda. Por otro lado, si la fuente de 101 dB es retirada, la suma de 90 y 95 dB es solamente 96 dB.

Hay que hacer notar que el sonido producido por una fuente simple puede viajar por más de una trayectoria hasta el punto en el cual se hace molesto. Por eso, es conveniente hacer díagramas de flujo ruidoso, los cuales son una buena ayuda para un análisis exacto de un problema dado. Por ejemplo fuentes sonoras instaladas en un encierro pueden tener:

a. radiación directa por el aire a través de aberturas en el encierro.

b. radiación sonora desde el encierro debido a vibración producida en la fuente y transmitida por trayectoria sólida al aire.

c. radiación indirecta desde el encierro esto es, sonido generado por la fuente, trasmitida por el aire en el interior del encierro y en seguida vuelto a radiar por la pared exterior del encierro. El problema está en determinar cual trayectoria lleva la mayor cantidad de energía y entonces seleccionar métodos apropiados, para obtener la reducción deseada a lo largo de ellas.

El modo de atacar un problema de ruido es algo análogo al modo de controlar cualquier riesgo ambiental. Las medidas de control apropiado incluyen cuestiones tales como cambio en el proyecto y diseño de la planta, sustitución por

un método menos riesgoso, reducción del riesgo en su fuente y reducción del riesgo una vez que este ha abandonado su punto de origen. Es útil seguir un método planificado de análisis de modo que ninguna posible medida de control quede sin examinar. La relación de más abajo, puede usarse para hacer tal análisis.

I .- Proyecto de la Planta

II.- Sustitución.
- a. Uso de equipo más silencioso.
- b. Uso de proceso más silencioso.
- c. Uso de material más silencioso.

III.- Modificación de la fuente de ruido.
- a. Reducir la fuerza impulsora sobre una superficie vibrante.
  - 1) Mantener el equilibrio dinámico.
  - 2) Minimizar la velocidad rotacional.
  - 3) Aumentar la duración del ciclo de trabajo.
  - 4) Decuplar la fuerza impulsora.
- b. Reducir respuesta de superficie vibrante.
  - 1) Aumentando la amortiguación.
  - 2) Mejorando las uniones.
  - 3) Aumentando la rigidez.
  - 4) Aumentando la masa.
  - 5) Cambiando las frecuencias resonantes.
- c. Reducir área de la superficie vibrante.
  - 1) Reduciendo dimensiones totales.
  - 2) Perforando la superficie.
- d. Usar direccionalidad de la fuente.
- e. Reducir la velocidad de flujo del fluido.
- f. Reducir la turbulencia.

IV.- Modificación de la fuente sonora.
- a. Confinar la onda sonora.
- b. Absorber la onda sonora.
  - 1) Absorber sonido dentro de la sala.
  - 2) Absorber sonido a lo largo de la trayectoria de trasmisión.
- c. Usar fenómenos de resonancia.

I. Proyecto de Plantas

Una de las mejores oportunidades para el higienista industrial en el campo del control de ruido es guiar el diseño de nuevas plantas y la modernización de las existentes. De esta manera los problemas de ruido pueden ser evitados. Un proyecto exitoso implica:

a) conocimiento de las características de ruido de cada máquina, proceso y ambiente;
b) selección del criterio de diseño;

c) aislacíón geográfica de las operaciones ruidosas, cuyo .control no es práctico.

Junto con las especificaciones de diseño contenidas en las placas de características de las máquinas debiera incorporarse un dato sobre la producción de ruido de la maquina. Esto permitirá frente a varias opciones posibles, seleccionar el equipo más apropiado.

II. Sustitucion

a.- Uso de equipo más silencioso

A veces es posible sustituir una máquina por otra menos ruidosa. Cuando se adquiere un equipo nuevo, el tipo y la velocidad deben seleccionarse sobre la base del criterio de ruido aplicable. Por ejemplo, los ventiladores axiales producen ruido de más alta frecuencia que los ventiladores centrífugos. Puesto que el criterio especifica niveles de ruidos bajos en las frecuencias altas, un ventilador centrífugo podría proporcionar un nivel de ruido aceptable. Los ventiladores que trabajan a altas velocidades, son mucho más ruidosos que aquellos que lo hacen a bajas velocidades; en efecto, el nivel de intensidad sonora varía con la quinta potencia de la velocidad.

En general los engranajes rectos son más ruidosos que los engranajes helicoidales. El uso de trasmisión por correas asegura una operación más silenciosa que la trasmisión por engranajes. El ruido producido por el chorro de aire usado para botar las piezas cortadas en las prensas, puede ser eliminado al usar un botador mecánico.

En general las herramientas portátiles neumáticas son más ruidosas que las herramientas eléctricas. Los fabricantes de herramientas neumáticas están corrigiendo esta condición al construirlas con silenciadores.

b.- Uso de procesos más silenciosos

La sustitución de soldado en vez de remachado proporciona una reducción de ruido importante. También se consigue una reducción importante reemplazando el remachado por apernado de alta resistencia. La llave para apretar las tuercas es por si misma una fuente de ruido indeseable aunque no es tan mala como un martillo de remachado. A veces es posible reducir el ruido al sustituir el desbastado con cincel neumático por esmerilado. Otro método para reducir el ruido producido por el desbastado es sustituir por una gubia a base de llama o arco eléctrico. En el proceso Arcair el metal es retirado al efectuarse la fusión del mismo por un arco eléctrico proporcionado por un electrodo de carbón y ser soplado lejos con una corriente de alta velocidad. A continuación se muestran los niveles de ruido medidos cerca del operador del equipo Arcair y de una operación de desbastado típica.

NIVELES DE RUIDO PRODUCIDOS POR PICADO Y METODO ARCAIR									
Banda de Frecuencia	Total	20 75	75 150	150 300	300 600	600 1200	1200 2400	2400 4800	4800 10000
Desbastado	126	106	107	108	113	118	117	116	124
Equipo Arcair	102	76	71	74	82	93	100	95	92

Se sostiene que el proceso Arcair puede usarse en cualquier metal o aleación en todo tipo de fabricación. La operación es efectiva al quitar defectos en soldadura y en piezas fundidas y en el ranurado o acanalado de piezas.

c.- Uso de materiales más silenciosos

Los materiales usados para construir edificios, máquinas, cañerías o estanques tienen vital importancia en control de ruido. Algunos materiales y estructuras tienen una amortiguación alta; otros tienen poca y suenan cuando se les golpea.

Si dos materiales que están juntos se golpean y producen un ruido sonoro, el ruido puede reducirse al amortiguar el material o introduciendo un tope elástico entre ellos. Buenos materiales para topes son el caucho y los plásticos. Como ejemplos se pueden mencionar los rellenos o empaquetaduras, sellos, los neumáticos de carretillas industriales y gorros para cabezas de martillos.

III. Modificación de la fuente de ruido

Es conveniente al discutir este tipo de control separar las fuentes de ruido en dos categorías generales determinadas por los mecanismos de generación de la onda sonora. La primera categoría incluye fuentes de ruido en la cual la onda sonora resulta del movimiento superficial de un líquido o sólido vibrante. La segunda categoría consiste de fuentes sonoras que resultan desde la turbulencia de un medio gaseoso. Estas últimas fuentes se originan por las interacciones entre el flujo de gas de alta velocidad y el aire que lo rodea. Hay también combinaciones de estas dos categorías. Uno de los primeros pasos que deben darse en este tipo de control sería la reducción de las fuentes que en último término se transforman en vibraciones generadoras de ruido. De la misma manera, la reducción de las velocidades de flujo del gas tendrán su efecto sobre la generación de ruidos por turbulencia.

Las fuerzas comunmente encontradas en el equipo industrial pueden ser descritas como fuerzas mecánicas repetitivas y fuerzas de impacto no repetitivas.

a.- Reducción de la fuerza impulsiva

La fuerza repetitiva, resulta del desequilibrio en masas que rotan; ella aumenta con una mayor velocidad rotacional. Las fuerzas repetitivas desequilibradas

pueden también producirse por masas recíprocas tal como pistones o émbolos. Para minimizar la magnitud de tales fuerzas es necesario equilibrar dinámicamente las masas que deben moverse. Para mantener este equilibrio es necesario la mantención de los descansos y lubricación apropiada.

El aumento de la velocidad resulta en fuerzas mayores y generalmente en mayores niveles de ruido. Por eso, ninguna máquina debería operar a una velocidad alta innecesariamente.

La fuerza de impacto (la cual generalmente es no repetitiva en términos de frecuencia audible) se presenta en la mayoría de las operaciones de fabricación metálica tales como punzonado, forjado, remachado y cortado. A causa de la corta duración de la mayoría de las fuerzas de impacto, el ruido depende en gran medida de la amplitud máxima de la fuerza. El mismo trabajo puede a veces efectuarse con una fuerza más pequeña desarrollada en un período de tiempo más largo.

A veces es posible aislar perturbaciones por el uso de material elástico en el punto de impacto. Ejemplo de esto lo constituyen los revestimientos de tambores de limpieza, canaletas, tolvas, etc., con malterial elástico tal como caucho o plástico.

b. Reducción de la respuesta de la superficie vibrante
Esto puede hacerse amortiguando la masa vibrante, mejorando sus soportes, aumentando su rigidez, aumentando su masa o cambiando sus frecuencias resonantes.

c. Reducir área de la superficie vibrante
La energía sonora generada por superficies vibrantes depende no solamente de la velocidad del movimiento de la superficie, sino también del área de la superficie radiante.

Superficies grandes en relación a la longitud de onda del sonido en el medio de que se trate, generan ruidos de baja frecuencia. Cualquier superficie de unos pocos centímetros cuadrados de superficie radia sonido en frecuencias sobre 1000 ciclos por segundo. En general cualquier área de forma regular con una dimensión mayor que un cuarto de longitud de onda puede radiar sonidos en la frecuencia correspondiente a esa longitud de onda en el aire.

Las superficies que radian sonidos de baja frecuencia pueden algunas veces devenir en radiadores menos eficientes al dividirlos en pequeños segmentos o también reduciendo el área total.

d. Usar direccionalidad de la fuente
La mayoría de las fuentes industriales son direccionales, es decir, ellas radian más sonido en una dirección que en otra. Esta característica se puede aprovechar para hacer control al instalar la fuente de modo tal que un mínimo del campo sonoro se manifieste en el punto o área de interés.

Un ejemplo que permite un uso ventajoso de esta forma de control es una chimenea vertical la que dirige el sonido por encima del área ocupada.

Cuando se quiere proteger un punto que esté ubicado en un campo reverberante, hay cierta ventaja al dirigir la fuente sobre material altamente absorbente; esto efectivamente reduce la potencia de la fuente.

e. Reducir la velocidad de flujo

Hay dos tipos de problemas en flujo de chorros. El primer tipo tiene que ver con los sistemas de flujo de gas en los cuales la presión estática del chorro en la tobera es menor que dos veces la presión del chorro en el ambiente. Los niveles sonoros de cualquier chorro que reúna estas condiciones variarán con la secta a octava potencia de la velocidad de la corriente y directamente con el área y densidad del gas.

Los chorros como dispositivos propulsores directos pueden ser eficazmente silenciados con silenciadores adecuados; lo interesante es seleccionar el silenciador más apropiado. Pueden ser del tipo dispersivo, disipativo o una combinación de ambos.

El silenciador dispersivo reduce la velocidad al esparcir el flujo en una gran área. Este es muy efectivo para controlar ruido desde motores a chorro y escape de máquinas neumáticas. Otra forma de control es reducir la velocidad en la corriente misma. Todos los chorros gaseosos generan sonido altamente direccional. La intensidad del ruido disminuye rápidamente a medida que el ángulo con el eje del chorro aumenta. La direccionalidad depende de la frecuencia, la cual a su vez depende del diámetro del chorro.

Otras son las características de los chorros estrangulados, o sea, donde la presión estática antes de la salida es mayor que dos veces la presión del chorro en la atmósfera. A causa del choque de la onda un poco más allá de la salida del chorro, el ruido generado puede ser mayor que el calculado a partir de la velocidad, área y densidad. En este tipo de chorro la velocidad no depende del área de salida, sino del área anterior; ella aumenta lentamente, a medida que la presión anterior a la salida aumenta. Este tipo de chorro se usa comúnmente para retirar las piezas cortadas por prensas de golpe. Un ejemplo común del chorro estrangulado es el que ofrece el escape a alta presión de pequeñas herramientas neumáticas. Como la energía cinética de la corriente de escape no se usa, es posible controlar el ruido del escape con silenciadores dispersivos o disipativos.

En el caso de eyección por aire, no puede usarse un silenciador si se quiere obtener una fuerza de eyección suficiente. Sin embargo, puede alcanzarse una reducción apreciable del ruido por otras técnicas sin eliminar el principio de eyección por aire y sin recurrir a eyección mecánica.

Hay tres fuentes de ruido en los sistemas de eyección por aire:

1. ruido generado por turbulencias antes del orificio de salida.
2. ruido generado justo inmediatamente después de la salida, y
3. ruido generado por el flujo de alta velocidad sobre los cantos agudos de la matriz o cuño de la máquina.

Como la cantidad de ruido generado depende de la velocidad de la corriente, la reducción de la presión de abastecimiento proporcionará algún control de

ruido. Sin embargo, la reducción de la velocidad de la corriente estará limitada por el empuje requerido para retirar las piezas. (La fuerza de eyección sobre la pieza depende del cuadrado de la velocidad de la corriente y del área del chorro sobre la pieza, la cual es pequeña).

Un perfil de presión de impacto de un chorro pequeño indica que la porción de alta velocidad de la corriente tiene un ancho no más de dos veces el diámetro del chorro. Por eso, al apuntar con exactitud al chorro en la rodela (pieza), puede obtenerse un empuje máximo con una velocidad mínima. En sistemas de eyección por aire la dirección del chorro es de la mayor importancia sí se quiere obtener una operación satisfactoria con el mínimo de velocidad de la corriente. A menudo es posible obtener el empuje necesario al utilizar toberas múltiples en velocidades más bajas o al acercar la tobera lo más posible a la pieza que se quiere retirar. Una disminución a la mitad de la distancia entre tobera y pieza eyectada permitirá reducir la velocidad del chorro en un 30% sin sufrir ninguna reducción en la fuerza de eyección. Una reducción de velocidad de 0.3 proporciona una disminución de 8 a 10 dB en el nivel sonoro producido.

IV. Modificacion de la onda sonora

a. Confinar la onda sonora

Cuando la reducción de ruido en la fuente no tiene éxito o es impracticable, la atenuación del sonido producido en el aire puede resolverse levantando barreras para interrumpir el sonido antes que llegue al oído.

Al diseñar encierros, deben tomarse en cuenta muchos factores para que se de satisfacción tanto al aspecto acústico como al productivo.

1) Pared del encierro. Los materiales usados para construir la armazón básica determinará en gran medida la reducción de ruido del encierro. Con el fin de alcanzar siquiera una pequeña aislación (10 dB o más), es necesario construir una armazón impermeable al flujo de aire.

2) Revestimiento acústico. La armazón del encierro será revestida con material absorbente sonoro para prevenir la formación de ruido interior. El espesor y densidad del revestimiento dependerá de la frecuencia del ruido en que se requiera una reducción de ruido mayor. Por ejemplo, si se usa lana de vidrio, una pulgada de espesor y tres lbs/pies^3 de densidad es generalmente suficiente para menos de 500 cps. En general la absorción obtenida en las bajas frecuencias será pequeña.

3) Sellos. Si se requiere una reducción de más de 10 dB en un encierro, sus uniones deben ser muy ajustadas y usarse sellos que generalmente son materiales como neoprene o asfalto.

4) Montaje. El encierro será aislado de cualquier parte vibrante de una máquina. Si la máquina causa vibración considerable al piso o a la base la

máquina o el encierro deben ser aislados de la vibración (preferiblemente la primera).

5) Accesos para mantención o flujo de producto. En la mayoría de los casos, debe proveerse de accesos convenientes para operación y mantención. Esto puede generalmente hacerse proporcionando puertas de acceso, usando indicadores de medida apartados, proporcionando puertas de corredera, o construyendo el encierro de modo que él pueda ser quitado fácilmente para servicio de la máquina.

6) Efectos del encierro sobre la máquina. Podría requerirse ventilación forzada en el encierro si esta causa sobrecalentamiento de la máquina. Si el encierro es ventilado los ductos de entrada y salida deben ser revestidos con material absorbente o dotados de trampas sonoras para minimizar el escape de ruido desde el encierro.

El siguiente es un ejemplo de como se desarrolla un encierro para un problema específico.

Fuente de Ruido	- Bomba Hidráulica
Banda de Octava de Interés	- 300 - 600 cps.
Nivel de Ruido	- Nivel promedio 108 dB medidos a un radio de 3 pies desde la máquina y 1,5 pies sobre el piso.
Nivel de Diseño	- 85 dB en la posición del operador
Sala	- 30 x 60 x 10 = 18.000 pies^3
Cielo	- Yeso, 1.800 pies cuadrados
Piso	- Concreto, 1.800 pies^2
Paredes	- Azulejo, 1.800 pies^2
Posición del operador	- Ubicada a 6 pies desde la bomba.

Por no haberse hecho mediciones en la posición del operador es necesario usar las mediciones de la fuente para calcular la exposición del operador. Las medidas dadas para la fuente pueden usarse para determinar el nivel de potencia acústica de la fuente (PWL), la cual a su vez puede usarse para calcular el SPL en cualquier otro punto de interés. Conociendo el PWL o el SPL a alguna distancia, el SPL a otras distancias puede generalmente determinarse al usar las curvas la ecuación siguiente:

$$PWL = SPL - 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) - 0.5$$

R = 200 (constante de la sala de acuerdo a la fórmula 1.14)

Q = 2 (factor direccional para fuente colocada en el piso en el centro de la sala).

r = 3 pies = distancia a la cual el SPL es 108 dB referidos a 0.0002 µbares.

$$PWL = 108 - 10 \log\left(\frac{2}{4\pi(3)^2} + \frac{4}{200}\right) - 0.5$$

PWL = 122 dB referidos a 10^{-13} watts.

Si se desea calcular el SPL en la posición del operador a 6 pies de distancia puede usar la misma ecuación. Se encuentra que vale 105 dB y como el nivel de diseño escogido es de 85 dB, la reducción será de 20 dB.

A causa de que el encierro alrededor de la fuente cambiará el SPL medido cerca de la bomba, este cambio debe tomarse en cuenta. Supongamos que el encierro está colocado de modo que la superficie exterior está en la posición del operador. Bajo esta condición, la diferencia entre el nivel sonoro en la superficie interna y el criterio de SPL externo determinaría la Reducción de Ruido requerida para el encierro. Para un encierro revestido de 12 pies x 12 pies x 10 pies que tiene un coeficiente de absorción promedio α igual a 0.75, el SPL en la superficie interna se calcula como sigue:

$$SPL = PWL + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_e}\right) + 0.5$$

Donde R_e = 2.300 = Constante del encierro calculado de acuerdo a la fórmula 1.14

y r = 6 pies = distancia desde la fuente de ruido a la pared del encierro.

$$SPL = 122 + 10 \log\left(\frac{2}{4\pi(6)^2} + \frac{4}{2.300}\right) + 0.5$$

SPL = 100 dB

A causa de que el nivel de diseño es 85 dB, la Reducción de Ruido (NR) requerido para el encierro es 100 menos 85, o 15 dB. La pérdida de trasmisión (TL) requerida para las paredes del encierro pueden entonces calcularse usando la siguiente ecuación.

$$NR = TL - 10 \log\left(\frac{1}{4} + \frac{Sw}{R}\right)$$

S = Area de radiación efectiva de las paredes del encierro (480 pies cuadrados).

$$NR = TL - 10\log\left(\frac{1}{4} + \frac{480}{200}\right)$$

$$TL = 19 \text{ dB}$$

Esta pérdida de trasmisión es proporcionada por 1/2 pulgada de madera terciada.

Generalmente es razonable permitir una pérdida de trasmisión extra de 5 dB para compensar variaciones de los valores teóricos.

Encierros de paredes múltiples: para casos donde la pérdida de trasmisión requerida es sobre 50 dB, es más económico usar paredes múltiples en vez de la acostumbrada construcción de pared simple. Cuando dos o más paredes impermeables al ruido están separadas por un espacio de aire sin amarras sólidas entre ellas, la pérdida de trasmisión conseguida es considerablemente mayor que la que podría esperarse sobre la base de atenuación de la ley de masa.

b. Absorción sonora dentro de la sala.
La reducción de ruido por absorción sonora está limitada a aquellos casos donde existen las siguientes tres condiciones:

1.- La reducción de ruido deseada no es grande; por ejemplo 7 a 10 dB en las altas frecuencias.
2.- La sala es reverberante.
3.- La persona expuesta está en el campo reverbante (es decir a cierta distancia de la fuente)

Puesto que los coeficientes de absorción varían con la frecuencia para los diferentes materiales, una selección inteligente requiere de un análisis de banda octava del ruido no solamente para escoger el mejor material, sino también para decidir por adelantado si los resultados que se tendrán son los esperados. Las reducciones de ruido teóricas que pueden efectuarse se determinan por la siguiente fórmula:

$$NR = 10 \log \frac{A_2}{A_1}$$

Donde
A_1 = número total de unidades de absorción (sabins) en la sala antes del tratamiento.
A_2 = número total de unidades de absorción (sabins) en la sala después del tratamiento.
NR = reducción de ruido en decibeles.

El número total de unidades de absorción mencionado arriba es la suma de todas las áreas superficiales de la sala multiplicadas por sus respectivos coeficientes de absorción más la absorción debida a otros objetos o a las personas. Existen tablas que dan estos valores..

A continuación se presenta un ejemplo típico de los cálculos necesarios para estimar la cantidad de Reducción de Ruido que puede obtenerse por tratamiento de absorción:

Sala	: 30 pies x 60 pies x 10 pies
Cielo	: Yeso
Piso	: Concreto
Paredes	: Azulejo
Cañerías de vapor	: Area superficial 180 pies cuadrados, cubiertas con magnesia.
Maquinaria	: Area superficial 180 pies cuadrados.
Gente	: Cuatro personas
Frecuencia de interés	: 1.000 cps.

Cálculo de A_1	S	αa 1.000 cps	A cps
Cielo	: 1.800 x 0.02	=	36
Piso	: 1.800 x 0.02	=	36
Paredes	: 1.800 x 0.01	=	18
Cañería cubierta	: 180 x 0.50	=	90
Maquinaria	: 180 x 0.02	=	4
Cuatro personas (4 sabins por persona)		=	16
TOTAL	A_1	=	200

Se quiere cubrir el cielo con una pulgada de material absorbente que tiene un coeficiente de 0.80 a 1.000 cps.

Cálculo de A_2			
Cielo	1.800 x 0.80	=	1.400
Piso	1.800 x 0.02	=	36
Paredes	1.800 x 0.01	=	18
Cañería cubierta	180 x 0.50	=	90
Maquinarias	180 x 0.02		4
Cuatro personas (4 sabins por persona)		=	16
TOTAL	A_2	=	1.564

La reducción alcanzada es:

$$x/R = 10 \log \frac{A_2}{A_1} = 10 \log \frac{1.564}{200} = 9 \text{ dB a } 1.000 \text{ cps.}$$

Los resultados pueden variar considerablemente para otras frecuencias; por eso, deben repetirse cálculos similares para todas las frecuencias de interés.

Es importante incluir todas las superficies al hacer este tipo de cálculos.

BIBLIOGRAFIA

- INDUSTRIAL HYGIENE AND TOXICOLOGY, Frank Patty
- INDUSTRIAL NOISE MANUAL, American Industrial Hygiene Association
- HANDBOOK OF NOISE MEASUREMENTS, General Radio
- HANDBOOK OF NOISE CONTROL, Cyril Harris
- OCCUPACIONAL EXPOSURE TO NOISE, U.S. Departament of Health
- ACOUSTIC MEASUREMENTS, L. Beranek
- NOISE AND VIBRATION CONTROL, L. Beranek
- ACOUSTIC NOISE MEASUREMENTS, Bruel y Kjaer

CAPITULO II

VIBRACION Y SALUD OCUPACIONAL

CAPITULO II
VIBRACION Y SALUD OCUPACIONAL

INTRODUCCION

Este texto pretende ser una revisión del estado presente del conocimiento del cuerpo humano como un sistema mecánico dinámico, así como de los efectos de la vibración sobre el hombre y sus diversos órganos, exceptuando las frecuencias muy bajas que afectan a las enfermedades motoras y aquellas frecuencias relacionadas con el sistema auditivo, lo cual se discute en otros textos. En los últimos años, la necesidad de tal conocimiento ha empezado a ser importante. La velocidad con que el hombre se ha proyectado en la era mecánica le ha llevado al casi diario incremento de las concentraciones de grandes potencias mecánicas. Hasta ahora, el hombre ha sufrido pocos daños de la energía vibratoria, pero ciertos efectos dañinos se producen, empero, desde hace años, por el manejo de herramientas vibrantes.

La vibración tiene una forma de onda que puede ser simple, un movimiento armónico complejo o puede ser un "ruido mecánico" aleatorio. Lo que se conoce ahora de los efectos de la vibración sobre el hombre parte primariamente de los efectos de formas de onda simple. El margen de frecuencias de vibración de interés en Higiene Industrial se encuentra entre 1 a 1.000 cps y se distinguen tres formas importantes de exposición:

- Transmisión de vibración a las manos.
- Transmisión de vibración a todo el cuerpo cuando está sentado o de pie.
- Transmisión de vibración a la espina dorsal y a la cabeza.

1. EFECTOS DE LA VIBRACION EN EL HOMBRE

1.1. Efectos físicos

Los efectos físicos de la vibración sobre el hombre son principalmente mecánicos y secundariamente térmicos. Los efectos químicos tienen lugar solamente bajo condiciones muy especiales.

El efecto mecánico de la vibración sobre el cuerpo es producir un movimiento y un desplazamiento relativo. El movimiento está muy desigualmente distribuido y está afectado por la forma de la excitación, las características de frecuencia y la difusión o concentración de la energía vibratoria. En casos extremos, puede tener efectos dañinos. Los órganos grandes tiran de los ligamentos que los soportan y pueden llegar a dañar a los tejidos más suaves. Se conocen o se sospechan algunos ejemplos. Los conductores de vehículos tales como: camiones, tanques, palas LHD, tractores, ocasionalmente padecen dolores de espalda, trazas de sangre en la orina y molestias en la región abdominal. Es de todos conocidos que la fatiga sacro-ilíaca no es extraña entre los conductores de camiones, pero las quejas no han salido aún del terreno de la anécdota. Los daños a las manos, que se verán más adelante, son efectos acumulativos de los repetidos golpes o vibraciones producidos por instrumentos manuales que vibran o giran. Se puede producir en los animales de laboratorio hemorragias de pulmón con vibraciones de baja frecuencia y muy alta intensidad (5 a 15 g. a 5 a 20 cps) causados aparentemente por los golpes dados por el corazón en vibración a los pulmones contra la pared toráxica y las vértebras. Estos golpes pueden dañar el corazón totalmente.

A frecuencias ultrasónicas, el movimiento vibratorio puede causar daños mecánicos a las células y a los tejidos por calentamiento o por cavitación, que se produce fácilmente en un medio acuoso, aunque es bastante más raro en los tejidos. Se han usado para producir daños mecánicos y térmicos a los insectos, ultrasonidos de baja frecuencia transmitidos por el aire a 19.000 cps y alrededor de 160 a 165 dB. Se han observado daños mecánicos en ciertas células en líquidos a frecuencias cerca de los 1.000 cps y a varios de miles de ciclos por segundo.

Los efectos térmicos son consecuencia directa de las pérdidas por absorción de la energía de vibración. No se ha observado nada a bajas frecuencias, pero sí a frecuencias ultrasónicas, donde los animales fueron calentados hasta un punto más allá de su capacidad de disipación, con la consecuente muerte térmica. Sin embargo, los niveles requeridos para producir tales efectos son muy superiores a los que producen las fuentes de vibración fuera del laboratorio. Puesto que la absorción en el aire se incrementa con el cuadrado de la frecuencia, parece bastante improbable que el ultrasonido transmitido por el aire pueda llegar a convertirse en un peligro.

1.2. Efectos biológicos

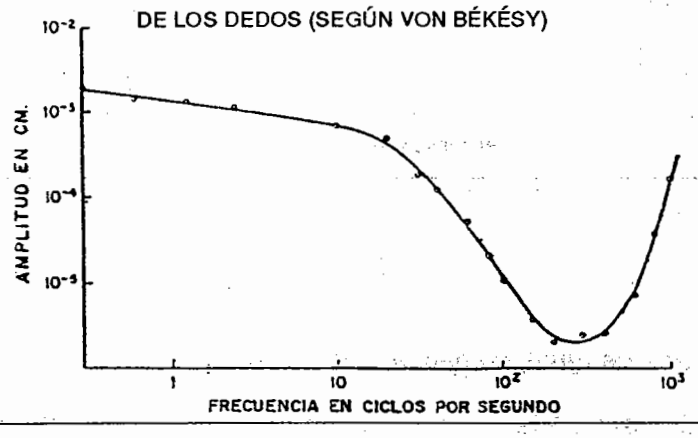
Las respuestas biológicas a la vibración representan esencialmente un fracaso del cuerpo para permanecer como un sistema pasivo. El cuerpo humano responde a los estímulos presentados a sus órganos receptores. Existen terminaciones nerviosas, receptores sensitivos, más o menos especializados, y todos suministrando información a un nivel u otro del sistema nervioso, que a cambio controla la respuesta del cuerpo y sus partes. De acuerdo con ello, es interesante describir brevemente el sistema receptor del cuerpo y como se relaciona con las fuerzas vibratorias.

1.2.1. Percepción de la vibración

La estimulación mecánica se detecta por los sistemas auditivos y vestibular, por numerosos receptores mecánicos embebidos en la piel y por un cierto número de receptores internamente localizados.

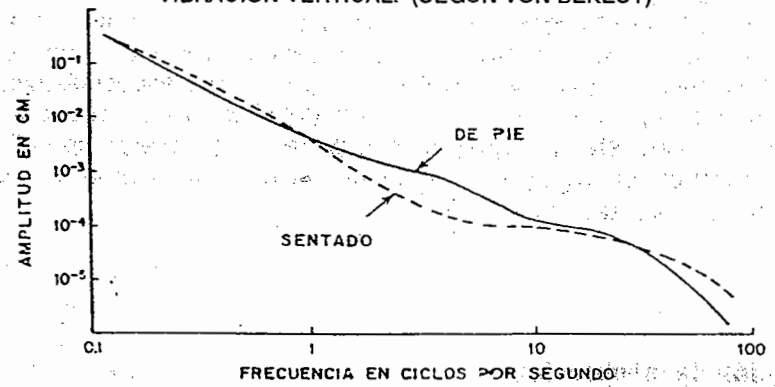
Los receptores táctiles son de diversas clases y se excitan con el roce y la presión tanto como con la vibración. Aunque no está enteramente claro qué receptores intervienen en cada tipo de estímulo, se han efectuado medidas de los umbrales de percepción de la vibración bajo ciertas condiciones. Se ha establecido bien claramente que la distorsión de la piel es el factor controlante de la vibración y del daño cutáneo. La Figura 1.1. muestra como depende de la frecuencia el umbral de percepción de la piel de la yema del dedo, una de las áreas más sensitivas del cuerpo a la vibración tangencial.

FIGURA N° 1.1.
UMBRAL DE PERCEPCION DE LA VIBRACION TANGENCIAL APLICADA A LAS YEMAS DE LOS DEDOS (SEGÚN VON BÉKÉSY)



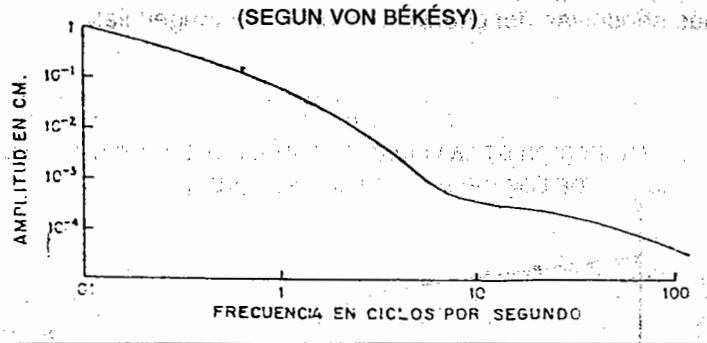
La Fig. 1.2. muestra el umbral de sensación de un hombre de pie o sentado sobre una plataforma que vibra verticalmente y la Fig. 1. 3. muestra datos similares para la vibración horizontal. Estos resultados se obtuvieron bajo condiciones de laboratorio controladas.

FIGURA N° 1.2
UMBRAL DE PERCEPCION DE UN HOMBRE DE PIE O SENTADO PARA LA VIBRACION VERTICAL. (SEGUN VON BÉKÉSY)



La adaptación juega un papel importante en las exposiciones a la vibración de larga duración. Este concepto indica la capacidad de los órganos sensoriales para ajustarse a estimulaciones largas a base esencialmente de reducir su sensibilidad - bien en las mismas terminaciones nerviosas, bien en los medios de transmisión o bien en los centros más altos del sistema nervioso central.

FIGURA N° 1.3.
UMBRAL DE PERCEPCION DE UN HOMBRE SENTADO PARA LA VIBRACION HORIZONTAL. (SEGUN VON BÉKÉSY)



1.2.2. Contornos de igual sensación a la vibración.

El Dr. Toshisuke Miwa, del Instituto de Salud Ocupacional del Japón, usando los mismos conceptos y técnicas desarrolladas en sicoacústica, investigó los contornos de igual sensación a la vibración para vibraciones sinusoidales vertical y horizontal de todo el cuerpo. Los niveles de igual sensación fueron decididos por sujetos que comparaban la vibración entre 0.5 a 300 cps. con aquella de 20 cps. elegida como referencia.

Estos contornos tienen el mismo significado que la igual sensación definida en sicoacústica, es decir, estos son una función de la amplitud y frecuencia de vibración y el factor tiempo debe ser excluido.

Las figuras 1.4 y 1.5 muestran los contornos de igual sensación para vibración vertical en la posición sentado erecto y para vibración vertical en posición de pie erecto.

FIGURA N° 1.4.
UMBRAL Y CONTORNOS DE IGUAL SENSACION PARA VIBRACION VERTICAL EN LA POSICION SENTADO ERECTO.

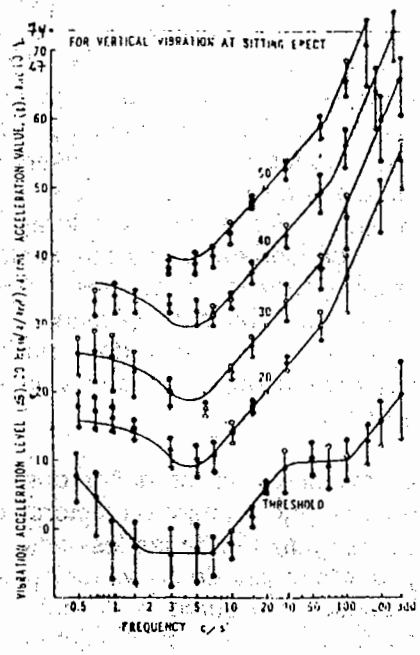
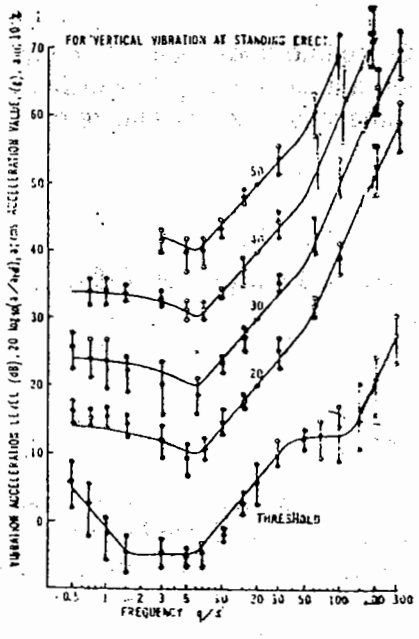


FIGURA N°1.5
UMBRAL Y CONTORNOS DE IGUAL SENSACION PARA VIBRACION VERTICAL EN POSICION DE PIE ERECTO



1.2.3. Respuestas patológicas a la vibración

No es corriente, afortunadamente, la invalidez permanente causada por vibración. El problema mayor detectado corresponde a la invalidez manual del uso continuado de herramientas vibrantes. Existe una amplia literatura clínica sobre las características de la invalidez por herramientas manuales que son conocidos como "dedos blancos", "manos muertas" , "enfermedad del martillo neumático" y "fenómeno de Raynaud". Estas condiciones se caracterizan por dolor, entumecimiento y cianosis de los dedos expuestos al frio. A veces se evidencia algún daño en las uniones; otras veces existe enfermedad y entumecimiento de los dedos. La combinación exacta de síntomas varía con la amplitud y frecuencia de la vibración y con la forma de usar la herramienta. Autores franceses han encontrado que las afecciones, cuando se usan martillos neumáticos, se sitúan principalmente al nivel de las manos, los antebrazos y codos. Los daños observados habitualmente son de orden vasomotor y circulatorio (hinchazón y edema de las muñecas, síndrome de Raynaud), musculares (calambres, temblores, dolores) y nerviosos (molestias reflejas y neurosensoriales). Las manifestaciones radiológicas, lesiones óseas y articulares, alcanzan esencialmente las articulaciones del codo y de la muñeca, así como los huesos de la mano. Las dos lesiones tipo evaluadas con cargo al título de enfermedades profesionales indemnizables son: la artrosis hiperosteosante del codo y la enfermedad del semilunar o enfermedad de Kienböck.

La evolución de los daños observados depende más o menos estrechamente de un cierto número de factores que ponen en marcha o no hacen sino favorecer la aparición de las lesiones. Los factores determinantes son: la intensidad y la frecuencia de las vibraciones que dependen del tipo y de la potencia de la máquina, así como de la naturaleza del material a desmembrar, el esfuerzo estático ejercido por el sujeto que favorece la transmisión de la vibración y la duración de la exposición.

En cuanto a los factores coadyuvantes, se puede citar: la edad de los sujetos, los antecedentes patológicos, la mala postura en el trabajo, las condiciones climáticas y especialmente el frío.

2. FISICA DE LA VIBRACION

2.1. Definición

La vibración es el término usado para describir un movimiento periódico contínuo. El movimiento puede ser armónico simple como el de un péndulo o él puede ser complejo como el viaje en carrusel, en un parque de entretenciones.

El movimiento puede implicar pequeñísimas partículas de aire que producen sonido cuando la tasa de vibración está en el rango audible (20 - 20.000 cps) o

él puede implicar, totalmente o en parte, estructuras que se encuentran en los tubos de vacío, puentes, vehículos o maquinaria. En este texto la palabra vibración se usa para describir movimientos de los últimos tipos y se clasifica como vibración que se trasmite a través de los sólidos o vibración mecánica.

Muchas vibraciones mecánicas importantes. se encuentran en el intervalo de 1 a 2.000 cps. (que corresponde a las velocidades rotacionales de 60 a 120.000 rpm).

2.2. Naturaleza del movimiento vibratorio

Los problemas de vibración se producen en muchos dispositivos y operaciones de modo que dar una lista de éstos sería poco práctico. Mas bien, lo que debe hacerse es clasificar los movimientos vibratorios existentes, dar algunos ejemplos y así mostrar las aplicaciones prácticas. (Tabla 2.1). Estos movimientos no son mutuamente excluyentes porque la mayoría de los dispositivos y operaciones involucran más de una clase de movimiento vibratorio.

TABLA 2.1	
1. VIBRACION TORCIONAL	
Dispositivos alternativos	Dispositivos rotativos
Motores diesel y gasolina Válvulas Compresores Bombas	Motores eléctricos Ventiladores Turbinas Engranajes Poleas Impulsores
2. VIBRACION POR DOBLAMIENTO (ENCORVAMIENTO)	
Ejes de motores Resortes Cadenas Cañerias Ala de aviones Máquinas lavadoras	Instrumentos de cuerdas Correas Cinta registradora Puentes Rieles
3. VIBRACION POR FLEXION	
Aviones Conos de parlantes Engranajes Pisos	Sierras circulares Alabes de turbinas Puentes Paredes

4. VIBRACION TRASLACION, AXIAL O DE CUERPO RIGIDO	
Máquinas recíprocas Compresores Prensas Autos	Motores de gasolina y diesel Martillos de aire Estampadoras Motores
Dispositivos sobre montajes de vibración	
5. VIBRACION EXTENSIONAL Y CORTE	
Zumbido de transformadores Zumbido de motores eléctricos y generadores Correas Prensas Estampadoras	
6. VIBRACION INTERMITENTE QUE INCLUYE IMPACTO, EXPLOSIONES Y MOVIMIENTO SISMICO	
Tronaduras Temblores Terremotos	Balazos Martinetes Martillo limpiador
7. MOVIMIENTOS DESORDENADOS Y MISCELANEOS	
Combustión Tambores de limpieza Terremotos	Ondas oceánicas Turbulencia Movimiento de gas y fluidos

2.3. Términos de la vibración

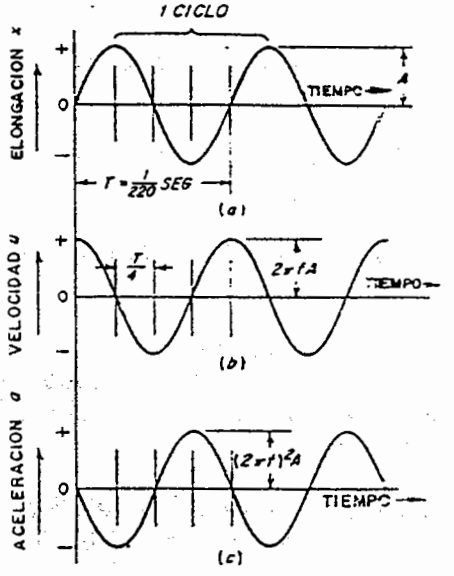
Consideremos el zumbido de un pequeño aspirador doméstico. Colocando un equipo medidor de vibraciones apropiado cerca de la ventosa del aspirador, se obtiene un gráfico de su vibración mecánica, como la que se representa en la Fig. 2.1.a. La línea horizontal representa la posición de reposo de la ventosa y la línea oscilante representa el desplazamiento hacia arriba y hacia abajo de la ventosa mientras el motor funciona. La dirección hacia arriba aparece como positiva en la figura y la dirección hacia abajo como negativa. La secuencia de movimientos se repite una y otra vez; es un movimiento periódico. Cada secuencia única de movimientos es un ciclo. El tiempo requerido para que un punto de la ventosa recorra un ciclo es el periodo del movimiento; en este caso, 1/220 seg. La frecuencia del movimiento periódico es el número de ciclos efectuados por unidad de tiempo. La unidad de tiempo es el segundo y la unidad de frecuencia es el herzio o ciclo por segundo, que se escribe abreviadamente Hz. La frecuencia es el número inverso del período T:

$$f = 1/T \qquad (2.1)$$

En este ejemplo, por tanto, f = 220 Hz.

Algunas veces se utiliza el concepto de velocidad angular, que está relacionada con la frecuencia por la fórmula $w = 2\pi f$.

FIGURA 2.1
VIBRACION DE UN PUNTO DE LA VENTOSA DE UN ASPIRADOR



2.3.1. Elongación (Desplazamiento)

La curva de la figura 2.1. corresponde a la función trigonométrica seno; por tanto, se le llama onda sinusoidal:

$$X = A \operatorname{sen} 2\pi ft \qquad (2.2)$$

La distancia X a la que está desplazada la ventosa respecto de su posición de reposo en un instante T se denomina elongación.

La elongación máxima se denomina amplitud A. El espacio total recorrido es 2A y se llama doble amplitud. En el caso particular de la ventosa del aspirador la amplitud es 0.00254 cm. y la doble amplitud es 0.00508 cm.

2.3.2. Velocidad

La Fig. 2.1.a. representa el movimiento de un punto de la superficie de la ventosa del aspirador. En el instante inicial esta "partícula" tiene velocidad máxima; en el máximo superior de la onda la velocidad es nula. Siguiendo el movimiento se ve que, en el momento en que la onda corta el eje de abscisas, la velocidad se hace máxima, para después adoptar valores negativos en la parte bajo la línea de reposo hasta llegar a ser nuevamente nula. La Fig. 2.1.b. representa la variación de la velocidad μ de una partícula de la ventosa con respecto al tiempo. Es una onda coseno dada por:

$$\mu = (2\pi\ fA) \cos 2\pi\ f \qquad (2.3)$$

$$\text{ó}\ \mu = (2\pi\ fA)\ \text{sen}\ [2\pi\ f\ (\ t + T/4)] \qquad (2.4)$$

$$\text{ó}\ \mu = (2\pi\ fA)\ \text{sen}\ (2\pi\ ft + \pi/2) \qquad (2.4.a)$$

Estas tres fórmulas son equivalentes. La onda cosenoidal tiene la misma forma que la senoidal, pero está desplazada en el tiempo un cuarto de período. Se dice por eso que las dos ondas tienen una diferencia de fase de $2\pi\ f(T/4) = 2\pi\ f(1/4f) = \pi/2$.

Aplicando la fórmula (2.3), se ve que la velocidad máxima de una partícula es $2\pi\ fA$. En nuestro ejemplo es $2\pi \times 220 \times 0.00254 = 3.51$ cm/seg.

2.3.3. Aceleración.

De la observación de la figura 2.1.b. se deduce que la velocidad de la "partícula" varía periódicamente en dirección y magnitud. La magnitud que expresa la variación de la velocidad con el tiempo es la aceleración:

$$a = -(2\pi\ f)^2\ A\ \text{sen}\ 2\pi\ ft \qquad (2.5)$$

La amplitud de la aceleración o aceleración máxima es: $(2\ \pi\ f)^2\ A$; en el caso del aspirador, la aceleración máxima es 4.85 cm/seg^2.

A la vista de la ecuación (2.2), la aceleración se puede expresar también como:

$$a = -(2\pi\ f)^2\ x = -w^2\ x \qquad (2.6)$$

2.3.4. Movimiento armónico simple

Un movimiento que puede describirse por medio de una onda sinosoidal se denomina movimiento armónico simple. De acuerdo con la ecuación (2.6), el movimiento armónico simple se caracteriza porque la aceleración es siempre proporcional a la elongación, pero de sentido contrario.

2.3.5. Amplitud eficaz

Como se ha visto una manera de caracterizar una onda es por medio de su amplitud máximo a máximo. En algunos casos es conveniente utilizar otras formas de descripción de la onda. Por ejemplo, mediante el llamado valor o amplitud eficaz, que es la raíz cuadrada del valor medio del cuadrado de la elongación durante un período. Para una onda senoidal, como la mostrada en la figura 2.2.a, que tiene una amplitud de 3 unidades, el valor eficaz es de 2.12 unidades, es decir, 0.707 veces la amplitud.

3. NIVELES DE VIBRACION

Para evaluar el efecto de la vibración en el hombre se considera como parámetro más adecuado la aceleración vibratoria en su forma de aceleración eficaz o rms.

También se ha propuesto la escala logarítmica como más oportuna a causa de que ella relaciona la evaluación de los factores físicos desde el punto de vista de los efectos biológicos. La palabra nivel implica una aceleración de referencia, que en Chile es 10^{-6} m/seg^2.

El nivel de aceleración vibratorio (NAV) se define como sigue:

$$NAV = 20 \log a/a_0 \text{ (dB)}$$

a = aceleración eficaz que se está evaluando
a_0 = aceleración eficaz de referencia: 10^{-6} m/seg^2.

4. BANDAS DE FRECUENCIA CRITICAS QUE IMPLICAN RESONANCIA DEL CUERPO O SUS PARTES

PARTES DEL CUERPO O POSICIONES DEL CUERPO QUE PUEDEN ENTRAR EN RESONANCIA	RESONANCIA BASICA cps
Sentado	2 - 6
De pie (vibración en dirección del eje del cuerpo)	4 -12
Cabeza*	20 - 30
Manos-Brazos	30 - 40
Cráneo**	400 - 600 - y 900 - 1000
Ojos***	60 - 90

(*) Resonancia de la cabeza se refiere a la cabeza como un todo en relación al resto del cuerpo.

(**) Resonancia del cráneo se refiere a la vibración de los huesos craneanos la cual puede también manifestarse como percepción sonora.

(***) Resonancia de los ojos se refiere a la vibración de los globos de los ojos en relación al cráneo.

5. NORMAS Y REGLAMENTOS SOBRE EXPOSICION A VIBRACIONES EN CHILE

El primer reglamento que consideró el tema de vibraciones en nuestro país fue el Decreto Nº19 del 14 de enero de 1976, del Ministerio de Salud Pública, sobre Concentraciones Ambientales Máximas Permisibles en los Lugares de Trabajo.

Posteriormente el Decreto Nº 78 del 09 de febrero de 1983, del Ministerio de Salud, que aprueba el Reglamento sobre Condiciones Sanitarias y Ambientales Mínimas de los Lugares de Trabajo, mantuvo en relación a Vibraciones lo reglamentado en el Decreto Nº 19 ya mencionado. Algunos aspectos normativos, sin embargo, fueron eliminados de la redacción del nuevo Decreto Nº 745 del 5 de diciembre de 1993.

Para los efectos de la Reglamentación vigente, se entenderá por vibraciones a aquellas cuya frecuencia está comprendida entre 1 y 1000 ciclos por segundo (cps). Para medir su efecto se empleará el nivel de aceleración vibratoria en decibeles.

Los niveles de aceleración vibratoria que se permitirán en ambientes de trabajo serán los indicados en la Tabla 5, corregidos de acuerdo a la Tabla 6.

Los valores de la Tabla 5 se han establecido considerando una aceleración de referencia de 10^6 metros por segundo al cuadrado.

Para evaluar el riesgo, las mediciones en las frecuencias centrales del espectro de octavas se efectuará en tres direcciones de un sistema de coordenadas rectangulares, cuyo origen es el punto en que el cuerpo vibrante toca al organismo.

Se adoptará como resultado la medición menos favorables y deberán considerarse además las mediciones de las bandas de resonancia de las respectivas partes del cuerpo.

TABLA N° 5

FRECUENCIA CENTRAL DE LAS BANDAS DE OCTAVA	NIVELES DE ACELERACION VIBRATORIA TRANSMITIDA		
	A LAS MANOS	AL CUERPO COMO UN TODO	A LA ESPINA DORSAL Y A LA CABEZA
cps	dB	dB	dB
1	--	100	100
2	--	95	100
4	--	95	100
8	120	100	100
16	120	105	100
32	120	110	100
63	130	115	100
125	135	120	100
250	135	120	100
500	135	120	100
1000	--	120	100

Los niveles de aceleración vibratoria indicados en la tabla anterior se modificarán atendiendo a la actividad laboral y al tiempo de exposición, sumando o restando, según sea el caso, los valores indicados a continuación:

TABLA N°6		
1) Actividad		Corrección en dB
Trabajo físico		0
Trabajo mental de carácter rutinario y trabajo físico que demanda exactitud y concentración.		- 15
Actividad mental fuerte		- 25
(valores aplicables a la transmisión al cuerpo, a la espina dorsal y a la cabeza).		
2) Tiempo de exposición		
a) Exposición continuada o interrumpida irregularmente en una jornada de 8 horas.		
Mayor de 2 horas		0
De 1 hora a 2 horas		+ 5
De 30 minutos a 1 hora		+ 10
Menor de 30 minutos		+ 20
(valores aplicables a la transmisión a las manos, a todo el cuerpo, a la espina dorsal y a la cabeza).		
b) Exposición interrumpida regularmente:		
Duración del intervalo sin vibraciones	Número de interrupciones durante la jornada	
Menor de 2 minutos	--	0
De 2 a 10 minutos	Menor de 5	0
	De 5 a 10	+ 5
	Mayor de 10	+ 10
Mayor de 10 minutos	De 1 a 2	+ 5
	De 3 a 5	+ 10
	De 6 a 10	+ 15
	Mayor de 10	+ 20
(valores aplicables a la transmisión a las manos y a todo el cuerpo)		

Las vibraciones se considerarán interrumpidas regularmente cuando la duración de la vibración no difiere de la duración del intervalo en más del 10% y cuando la duración de los intervalos entre sí no difieren en más del 10%.

Las correcciones según actividad y tiempo de exposición se sumarán algebraicamente.

BIBLIOGRAFIA

- HANDBOOK OF MEASUREMENT NOISE AND VIBRATION. General Radio.
- EVALUATION METHODS FOR VIBRATION EFFECT. Toshisuke Miwa - Industrial Health, 1968, 6.1.
- STUDIES ON HAND PROTECTORS FOR PORTABLE VIBRATING TOOLS. Toshisuke Miwa - Industrial Health, 1964, 2.2.
- GROUND VIBRATION DUE TO BLASTING AND ITS EFFECT UPON STRUCTURES. Crandell - Boston Society of Civil Engineers, 1949.
- HANDBOOK OF NOISE CONTROL - EFFECTS OF VIBRATION ON MAN. Goldman - U.S. Navy - Edited Cyril Harris.
- NORMA DE HIGIENE CHECOSLOVACA SOBRE PROTECCIÓN CONTRA LA VIBRACIÓN. Branko Kryze.
- PROPOSICION DE UN CRITERIO DE EVALUACION DE MOLESTIA POR VIBRACIONES. Vincenot Tobar - Sin publicar.
- INTERNATIONAL STANDARD ISO 2631. Guide for the evaluation of human exposure to vibration. 1978.01.15.
- THE EVALUATION OF VEHICLE VIBRATION AND SEATS. M.H. Griffin -- Applied Ergonomics 1978. 9.1, 15-21.
- LE BRUIT ET LES VIBRATIONS DANS LES OUVRIERS DE CEMENT NEUMATIQUE. Travail et Securité. 1975. INRS.
- REGLAMENTO SOBRE CONCENTRACIONES AMBIENTALES MAXIMAS PERMISIBLES EN LOS LUGARES DE TRABAJO. 1976.
- REGLAMENTO SOBRE CONDICIONES SANITARIAS Y AMBIENTALES MÍNIMAS EN LOS LUGARES DE TRABAJO. 1983.
- RUIDO INDUSTRIAL. Vincenot Tobar-46615 (08.06.77) Chile.

ANEXO

SOBRE EL AUTOR

VINCENOT TOBAR MUÑOZ

Ingeniero Industrial de Minas, nacido en la ciudad de San Fernando. Realizó sus estudios universitarios en la Escuela de Ingenieros Industriales (U.T.E.) de Santiago, logrando su título profesional en 1960.

POST - GRADOS

- Experto Profesional en Prevención de Riesgos y Licenciado en Salud Ocupacional - Ministerio de Salud - 1969.

- Experto Profesional en Seguridad Minera - Servicio Nacional de Geología y Minería - 1987.

- Su historia ocupacional registra, después de una breve actividad en faenas mineras medianas y pequeñas, un prolongado desempeño (1962/80) en el Instituto de Salud Ocupacional, donde llegó al cargo de Jefe del Laboratorio de Ruidos y Vibraciones, junto con ejercer la docencia en Riesgos Físicos. En dicho desempeño le cupo dirigir la Investigación acerca de Epidemiología de la Sordera Profesional, cuyos resultados han sido determinantes, es así como están contenidos en el Decreto Supremo N°745 (1993) del Ministerio de Salud sobre "Condiciones Sanitarias y Ambientales básicas en los lugares de trabajo".

- Actualmente, reincorporándose a la actividad minera, se desempeña en la Compañía Contractual Minera Ojos del Salado.