



UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA ACÚSTICA

Profesor Patrocinante:

José Luis Barros
Instituto de Acústica
Universidad Austral de Chile

PREDICCIÓN DE NIVELES DE RUIDO GENERADOS POR
INDUSTRIAS

Tesis presentada para optar al grado
de Licenciado en Acústica y al Título
profesional de Ingeniero Acústico

JORGE DANIEL ALVAREZ BALDERRAMA
VALDIVIA – CHILE
Junio 2002

Dedicado a aquella familia que supo entregarme todo para conseguir esto y mucho más; Mamita, Papi, gracias por todo!!. Marce, eres un hermano invaluable.

Bebi, gracias por acompañarme y aguantarme en cada momento!

INDICE . -

RESUMEN. -	III
ABSTRACT. -.....	IV
INTRODUCCIÓN. -.....	V
OBJETIVO GENERAL	VI
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	VI
CAPITULO 1: MARCO TEÓRICO.....	1
1.1 . - RUIDO Y SUS CARACTERÍSTICAS.....	1
1.1.1. - <i>Tipos de ruido en función del tiempo y la frecuencia:</i>	4
1.1.2. - <i>Curvas de ponderación en frecuencia:</i>	5
1.2. – ONDAS ACÚSTICAS Y SUS CANTIDADES BÁSICAS.....	6
1.2.1. – <i>Presión Sonora</i>	6
1.2.2.- <i>Densidad de energía</i>	7
1.2.3. – <i>Intensidad Sonora</i>	9
1.2.4. - <i>Potencia Sonora</i>	11
1.2.5. – <i>Índice y factor de directividad</i>	13
1.3. – DESCRIPTORES DE RUIDO	15
1.3.1. – <i>Nivel de Presión sonora Continuo equivalente L_{eq}</i>	15
1.3.2. – <i>Nivel de exposición sonora SEL</i>	15
1.3.3. – <i>Nivel de presión sonora día – noche L_{DN}</i>	16
1.3.4. – <i>Nivel de Polución Sonora L_{NP}</i>	16
1.3.5. – <i>Índice de ruido de tráfico TNI</i>	17
1.3.6. – <i>Dosis de ruido D</i>	17
1.4. – METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN DEL RUIDO AMBIENTAL.....	18
1.4.1. – <i>Mediciones</i>	18
1.4.2. – <i>Modelos a Escala</i>	19
1.4.3. – <i>Métodos de predicción por cálculos</i>	19
1.5. – PROPAGACIÓN DEL SONIDO EN RECINTOS	19
1.5.1. – <i>Tiempo de Reverberación</i>	19
1.5.2. – <i>Densidad de energía en un recinto y su ecuación en el estado estacionario</i>	20
1.6. - PROPAGACIÓN DEL SONIDO EN EXTERIORES: DESCRIPCIÓN DE PÉRDIDAS EN EL CAMINO DE TRANSMISIÓN.....	21
1.6.1. - <i>Ecuación básica de la propagación del sonido en exteriores</i>	22
1.6.2. - <i>Atenuación resultante de la absorción del aire</i>	24
1.6.3. - <i>Atenuación debida a las reflexiones en el suelo</i>	25
1.6.4. - <i>Efectos metereológicos</i>	28
1.6.5. - <i>Pérdida por inserción de barreras acústicas IL</i>	29
1.6.6. - <i>Pérdida de transmisión por particiones</i>	31
1.6.6.1. - <i>Paredes simples</i>	32
1.6.6.2. - <i>Paredes dobles</i>	36

1.6.7. - Atenuación debida a zonas con vegetación.....	39
1.6.8. - Atenuación de zonas edificadas	40
CAPITULO 2: FUENTES SONORAS EN LA INDUSTRIA	40
2.1. - CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL RUIDO DE MAQUINARIAS INDUSTRIALES	40
2.2. - PREDICCIÓN DE NIVELES DE POTENCIA EMITIDOS POR MAQUINARIA INDUSTRIAL.....	42
2.2.1. - Transformadores.....	42
2.2.2. – Calderas.....	44
2.2.3. - Turbinas	44
2.2.4. – Compresores	46
2.2.5. -Compresores para Unidades de Refrigeración	51
2.2.6. -Torres de enfriamiento	52
2.2.7. - Ruido de ventiladores y extractores	55
2.2.8. - Motores eléctricos	56
2.2.9. - Motores diesel o gasolina.....	59
2.2.10. - Bombas	62
2.2.11. - Generadores	62
2.2.12. - Ruido de engranajes.....	63
2.2.13. - Ruido de válvulas	63
2.2.14. - Ruidos de hornos	65
CAPITULO 3: MÉTODOS Y NORMAS RELACIONADAS CON LA	
MATERIA	67
3.1. – Método Nórdico	69
3.2. - Modelo Alemán VDI 2714 / 2720 (ISO 9613-1,2).....	77
3.3. – Método CONCAWE.....	84
3.4. - Modelo de Ruido ambiental ENM – Australia	91
CAPITULO 4: MÉTODO DE PREDICCIÓN PROPUESTO POR LA	
ASOCIACIÓN ALEMANA DE INGENIEROS VDI 2571	100
4.1. - Descripción	100
4.2. - Análisis	105
4.3. – Mediciones.....	108
4.4. –Resultados	110
CONCLUSIONES	120
ANEXO 1.....	123
ANEXO 2.....	185
ANEXO 3.....	186
BIBLIOGRAFÍA.....	187
REFERENCIAS	189
AGRADECIMIENTOS	

RESUMEN. -

El presente trabajo contiene la metodología necesaria para realizar predicciones de niveles de ruido generados por industrias.

Se presenta una breve descripción de cuatro métodos de predicción de ruido ambiental, que establecen los distintos factores involucrados en la propagación del sonido en exteriores y las ecuaciones que permiten cuantificar la atenuación asociada a cada uno de estos. Se muestra además, la evolución de la teoría en el cálculo de los distintos factores de atenuación.

Para una buena predicción, es necesario realizar una correcta descripción de las fuentes sonoras que una industria demanda. Por esto, se presentan ecuaciones y tablas referenciales que entregan los niveles de potencia acústica y/o niveles de presión sonora para distintos tipos de equipos y maquinarias.

Se analiza el modelo de predicción de niveles de ruido emitidos por las industrias al medio ambiente propuesto por la Asociación Alemana de Ingenieros, "*Schallstrahlung von Industriebauten*" (Sound Radiation from Industrial Buildings). Para la evaluación del comportamiento del método en una situación particular, se tomaron mediciones en una supuesta industria y se compararon los resultados.

En este trabajo se ha compilado una gran cantidad de información, útil para cualquier estudio de predicción de ruido industrial. Gran parte de ella, está incluida en los anexos.

ABSTRACT. -

The present thesis contains the necessary methodology to carry out to predict noise levels generated by industries.

Four prediction methods for environmental noise are discussed. They establish the different factors involved in the outdoor sound propagation and the equations to quantify the attenuation associated to each one of those. In addition, the evolution of the theory in the calculation of the different attenuation factors is presented.

For an accurate prediction, it is necessary to carry out a correct description of the sound sources used by an industry. For this reason, equations and charts are presented to predict the sound power and sound pressure levels for different kinds of equipment and machinery.

The method to predict the noise levels produced by the industries to the surrounding environment proposed by the German Association of Engineers, "*Schallstrahlung von Industriebauten*" (Sound Radiation from Industrial Buildings) is analysed. To observe the behavior of the method in a particular situation, measurements were made in an industry and the results were compared.

Finally, this thesis presents a large amount of gathered information, which can be useful to predict the noise levels produced by industrial buildings. Most of this information is included in the annexes.

INTRODUCCIÓN. -

Uno de los grandes problemas de contaminación acústica en las grandes ciudades es el producido por industrias.

En estos tiempos donde la calidad del medio ambiente y su mantención pasaron a ser una faceta importante del crecimiento de ciudades, se han formado instituciones gubernamentales y no gubernamentales competentes encargadas del control y mitigación de la emisión de contaminantes. Puntualmente, el ruido es uno de los contaminantes menos controlados. Al no dejar residuos en el medio, el ruido muchas veces es menospreciado por los fiscalizadores que prefieren controlar contaminantes que los dejan y que se mantienen en el tiempo.

A pesar de esto, las instituciones competentes al exigir un estudio de impacto ambiental, consideran importante que una industria incluya el ruido como uno de los contaminantes. Es indudable que esta medida ayuda a la mantención del medio ambiente y a pesar de tener costo para la industria, una buena predicción de emisión de contaminantes y medidas de control evitará grandes gastos en el futuro.

La industria, al verse obligada a mostrar su buena calificación en materia ambiental, recurre muchas veces a consultores de distintas áreas los que realizan las respectivas predicciones y recomiendan algunas medidas a tomar.

En la actualidad existen muchos software, la mayoría de alto costo, que de alguna u otra manera predicen los niveles de ruido producidos por una industria ingresando las características de la misma y la potencia sonora en su interior.

En el presente trabajo se desarrollan los elementos técnicos necesarios para realizar una predicción de niveles de ruido emitidos por industrias en receptores puntuales. Finalmente, se analiza un método propuesto por la Asociación Alemana de Ingenieros para la predicción de ruido generado por industrias ^[20].

OBJETIVO GENERAL

- Elaborar un documento que contenga la información técnica necesaria para realizar predicciones de niveles de ruido generados por industrias.

Objetivos específicos

- Presentar distintos métodos de predicción de emisiones de ruido industrial aplicados en distintas partes del mundo.
- Identificar los problemas frecuentes con los que se encuentra un ingeniero al desarrollar una predicción.
- Realizar una medición que permita analizar el comportamiento del modelo alemán VDI 2571^[20].

Capítulo 1: Marco teórico

1.1 . - Ruido y sus características

El sonido está constituido por ondas mecánicas que van deformando un medio continuo, (gas, líquido o sólido) capaces de ser detectadas por el oído humano^[1]. Propiamente en el aire, dichas ondas varían la magnitud de la presión en cada punto del espacio, por sobre y por debajo del valor estático de la presión atmosférica (10^5 pascales aproximadamente).

Cuando los sonidos son causa de molestia en un individuo o comunidad en general, pasan a tener el renombrado adjetivo de “ruido”. Dicha molestia, es una actitud: un proceso mental encubierto con determinantes tanto acústicos como no acústicos^[2].

- *Parámetros acústicos:* Entre ellos podríamos nombrar los niveles absolutos de sonido, duración, periodicidad y distribución espectral de la energía.

- *Parámetros no acústicos:* Incluyen factores como la habituación o adaptación al sonido, actitudes hacia la fuente y sus operadores, grado de implicación en las actividades que se realiza mientras está presente el sonido, etc., jugando un papel importante la idiosincrasia de la gente en cada población.

De esta manera, cuando los determinantes acústicos son comprobados indicándonos su importancia sobre los determinantes no acústicos, podremos decir que la zona esta siendo sometida a una contaminación acústica.

Para que exista contaminación acústica tienen que existir tres principales factores simultáneamente y en un mismo lugar:

- Niveles de ruido ambiental considerables (emisión).
- Receptores (inmisión).
- Actividades sensibles realizadas por los receptores.

El ruido, a diferencia de otros contaminantes, no deja residuos en el medio por ser la emisión simultánea con la inmisión. Esta puede ser la principal razón por la que muchas veces la contaminación acústica es menospreciada ^[3].

Diferenciando la inmisión con la emisión:

Inmisión de ruido	Emisión de ruido
Evalúa en el receptor	Evalúa en la fuente
Efecto sobre la salud	Efecto sobre el medio
No distingue fuentes	Distingue fuente específica
Límites de emergencia	Límites de emisión
Plan de descontaminación	Control de fuentes

Tabla 1.1. – Diferencias entre la inmisión y la emisión de ruido.

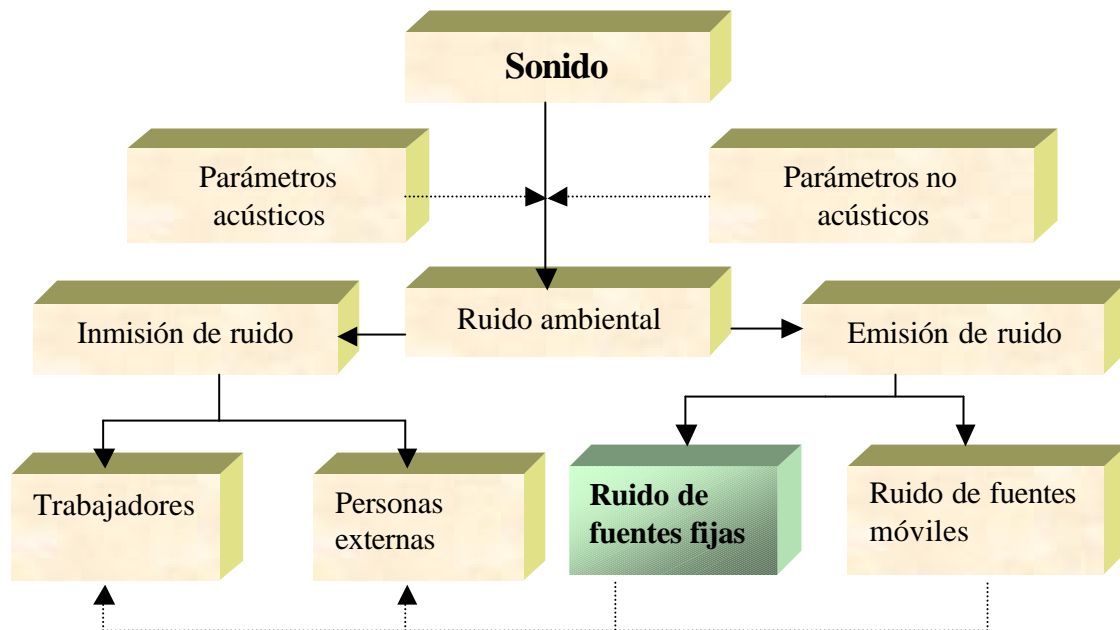
En la emisión de ruido ambiental, se puede diferenciar dos tipos de fuentes principales:

- *Fuentes fijas:* Todas las actividades industriales, comerciales, artísticas o similares que causen o puedan causar ruidos molestos hacia la comunidad. Muchas veces se incluye en esta clasificación a todo dispositivo fijo que emita ruido o este montado en un vehículo para su transportación.
- *Fuentes móviles:* Todo foco de ruido ambiental que durante su emisión se encuentre desplazándose. Entre ellos: Ruido de aviones, tráfico rodado, ferrocarriles, etc.

Por otro lado, en la inmisión se distingue dos tipos de receptores:

- Trabajadores en ambientes laborales sometidos a altos niveles de ruido.
- Personas afectadas por alguna fuente externa, con la que no tiene relación.

Esquematisando todo lo dicho:



La diferenciación realizada en la emisión, no significa que no existan casos en los que el ruido sea producido por ambos tipos de fuentes. Por ejemplo, la contaminación acústica en una zona cercana a una avenida principal no solo corresponde a las fuentes móviles, tanto individual como colectivamente; sino que también a fuentes fijas cercanas a la vía. Así, dependiendo de la profundidad que se le quiera dar a cada caso se podrá caracterizar más detalladamente la fuente vista en conjunto, llegando siempre a la diferenciación mostrada.

El caso de la inmisión, quizás una de las principales razones para realizar la diferenciación es que la persona, se encuentra en el ambiente ruidoso por necesidad muchas veces económica, lo que se traduce a *obligación*; al contrario de la persona que recibe los niveles altos de ruido por una fuente externa, con la que no tiene ninguna relación.

Tanto para la inmisión como para la emisión, estas diferenciaciones nos permiten tomar criterios de control y evaluación para cada caso.

1.1.1. - Tipos de ruido en función del tiempo y la frecuencia:

En las distintas situaciones de la vida nos encontramos con todo tipo de ruido, desde los más agradables, pasando por los tolerantes hasta los más desagradables. Según su comportamiento en el tiempo, el ruido se puede clasificar el ruido de la siguiente manera ^[4]:

- *Ruido estable*: Presenta fluctuaciones de nivel despreciables durante el período de observación (< 2 dB). Ej.: equipos de ventilación..
- *Ruido fluctuante*: Su nivel varía constantemente y no se aprecia estabilidad durante el tiempo de observación (> 2 dB). Ej.: Ambiente industrial.
- *Ruido Intermitente fijo*: Aquel cuyo nivel de ruido cae bruscamente hasta el nivel de ruido de fondo en repetidas ocasiones durante el período de observación, siendo su duración mayor o igual a 1 segundo. Ej.: Disparos de arma de fuego.
- *Ruido intermitente variable*: Igual al anterior con la única diferencia de que el ruido no presenta el mismo nivel sonoro cada vez que se presenta. Ej.: Paso de aviones.
- *Ruido de impulso*: Ocurre cuando se produce una elevación brusca de nivel sonoro en un tiempo inferior a 35 milisegundos. El tiempo entre picks se considera mayor a 1 segundo y su duración no tiene que ser mayor a medio segundo. Ej.: Golpes de prensa.
- *Ruido de impulso casi estable*: Igual al anterior solo que los picks sonoros son más seguidos. El ruido es de este tipo cuando entre pick y pick existe menos de 1 segundo.

Por otro lado, de acuerdo a su comportamiento en frecuencia los ruidos se clasifican en:

- *Tono puro*: Presenta una componente en frecuencia característica. (componente sinusoidal).

- *Armónico*: Presenta componentes sinusoidales múltiples.
- *Ruido de banda ancha*: Presenta espectro continuo.
- *Ruido rosa*: Ruido en banda ancha con igual amplitud en cada banda de frecuencia.
- *Ruido blanco*: Ruido en banda ancha con igual amplitud en cada frecuencia discreta.

Es imprescindible conocer el tipo de ruido para saber como combatirlo, pues cada uno de ellos requiere de un tratamiento específico para caracterizarlo, evaluarlo y controlarlo.

1.1.2. – Curvas de ponderación en frecuencia:

Muchos estudios realizados durante la primera mitad del siglo pasado trataban de analizar la respuesta del oído humano en función de la frecuencia, para poder conocer las llamadas curvas de igual nivel de sonoridad. El análisis permitió constatar que el oído no responde de la misma manera a todo el rango audible, mostrando menos sensibilidad a sonidos de baja frecuencia que a los de media y alta frecuencia. De esta manera, la potencia mínima requerida para producir un sonido audible a 30 Hz. es casi un millón de veces más grande que a 4 kHz ^{[1][5]}.

Por esta razón, se definieron una serie de filtros, entre ellos los denominados A, B, C y D. Los tres primeros, trataban de reproducir las curvas de igual nivel de sonoridad a distintos niveles, mientras que la curva D trataba de caracterizar la molestia causada por el ruido de aviones.

De todas las curvas de ponderación, se ha impuesto la A, porque ofrece una correlación adecuada con la mayoría de las respuestas humanas. Esta ponderación decrece a frecuencias por debajo de 1000 hz., de forma que las frecuencias medias y altas reciben mayor énfasis. La curva de ponderación C, es mucho más plana y cae ligeramente a altas y bajas frecuencias, muchas veces es usada cuando el ruido a ser analizado contiene muchas componentes de baja frecuencia.

El uso de estas curvas, beneficia la salud de las personas ya que en presencia de frecuencias más sensibles al oído, el nivel se eleva por sobre el nivel ponderado linealmente.

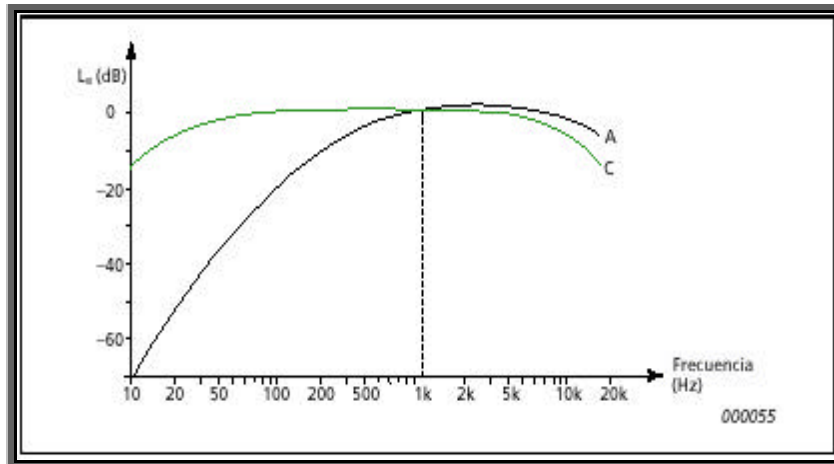


Figura 1.1. – Curvas de ponderación de niveles sonoros A y C (fuente: booklet B&K).

1.2. – Ondas Acústicas y sus cantidades básicas

1.2.1. – Presión Sonora

Como se dijo anteriormente, el sonido es un fenómeno vibratorio que, a partir de una perturbación inicial del medio elástico donde se produce, se propaga, bajo la forma de una variación periódica de la presión ^{[1][5]}. El número de variaciones de presión por segundo se llama frecuencia y se mide en Hertz (Hz).

Comparado con la presión estática del aire (10^5 Pa), las variaciones de presión audible son muy pequeñas, en un margen bastante amplio que puede ir desde los 20 μ Pa hasta los 100 Pa. A la mínima variación se la conoce como “umbral auditivo” y al máximo como umbral de dolor. La razón entre estas dos cantidades es mayor que de un millón a uno. Por tanto, aplicar de forma directa las escalas lineales a la medida de la presión sonora nos lleva a cifras enormes.

El oído responde a los estímulos más de forma logarítmica que de forma lineal, esto hace que sea más práctico expresar los parámetros acústicos con una relación logarítmica entre el valor medido y un valor de referencia ^[8]. De esta manera, nace el decibel y su abreviación dB.

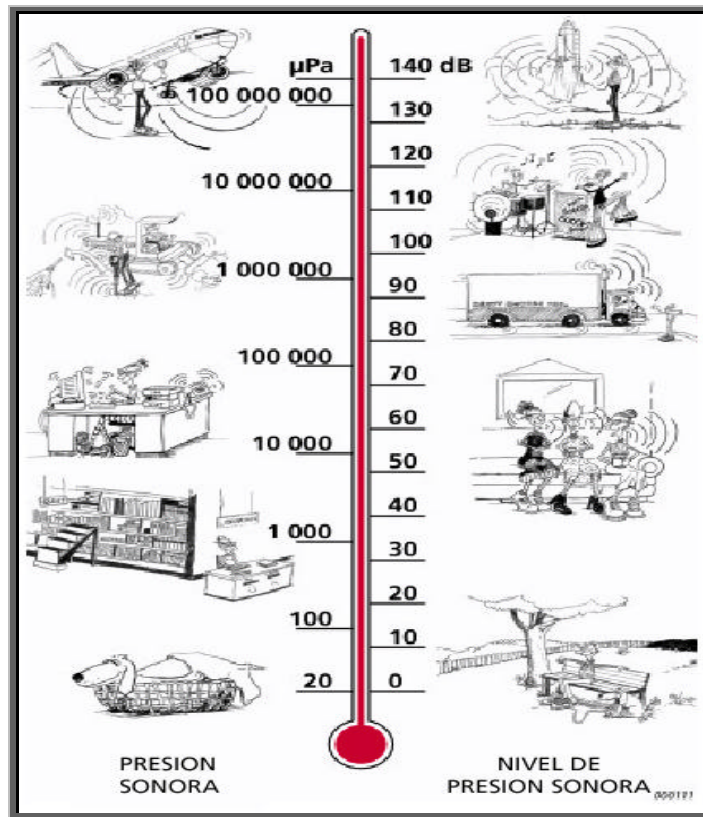


Figura 1.2. – rango audible expresado lineal y logarítmicamente. (Fuente: Ruido ambiental, booklet B&K)

1.2.2.- Densidad de energía ^{[5][9]}

La densidad de energía constituye un concepto importante en acústica. Ella nos permite, por ejemplo, estudiar la distribución de energía producida por una fuente en un recinto, el flujo de energía hacia cualquier punto de la misma. La densidad, es decir, los watts-segundos por unidad de volumen, es mayor cerca de la fuente que lejos de ella y es la variable que aparece en las ecuaciones que describen las condiciones acústicas.

Por otra parte, tanto el oído como la mayoría de los medidores de niveles sonoros responden a la presión sonora eficaz. De esta manera, la relación entre estas dos variables constituye una importante herramienta.

La energía transportada por las ondas acústicas a través de un medio fluido tiene dos principales contribuciones: la energía cinética debida al movimiento de las partículas y la energía potencial al trabajo realizado por la presión acústica.

Si se considera un elemento de fluido de volumen V_o (cuando el fluido está sin perturbar) y que se mueve con el fluido a una velocidad \bar{u} ; la energía cinética asociada al movimiento de este elemento es:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot \rho_o \cdot V_o \cdot \bar{u}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{V_o} \cdot \bar{u}^2 \quad (1.1)$$

donde la masa $\rho_o V_o$ del elemento se ha evaluado en el fluido sin perturbar ^{[5][9]}.

La energía potencial E_p asociada a un cambio de volumen de V_o a V será igual al trabajo realizado por la presión acústica p , suponiendo que es la única fuerza que actúa sobre el mismo:

$$E_p = -\frac{1}{V_o} \cdot \int_{V_o}^V p dV \quad (1.2)$$

donde el signo menos significa que una disminución de volumen provoca un aumento en la energía potencial debido a la acción de una presión acústica positiva. Para llevar a cabo esta integración, es necesario expresar todas las variables bajo la integral en función de una sola variable. De esta manera, usando la ley de los gases (gas ideal, ley de Charles-Boyle) y admitiendo que una onda viajera audible realiza un proceso adiabático, es decir, que no existe transferencia de calor debido a la baja velocidad de propagación de una onda de difusión térmica comparada con la velocidad del sonido:

$$P \cdot V^\gamma = \text{constante} \quad \Longrightarrow \quad \frac{p}{P_o} = -\frac{\gamma \cdot V}{V_o} \quad \Longrightarrow \quad dV = -\frac{V_o \cdot dp}{\gamma \cdot P_o} \quad (1.3)$$

donde γ es la relación del calor específico del gas a presión constante al calor específico a volumen constante. Para el aire, el hidrógeno, el nitrógeno y el oxígeno, es decir, para los gases cuyas moléculas son diatómicas, $\gamma=1,4$. Así:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{p^2}{\rho \cdot P_o} \quad (1.4)$$

De esta manera, la densidad instantánea de energía total debida a la onda sonora está dada por:

$$D_T = \frac{1}{2} \cdot \left(\rho_o \cdot u^2 + \frac{p^2}{\rho \cdot P_o} \right) \quad (1.5)$$

Esta claro que cuando la presión sonora es igual a cero, debe ser también cero la energía potencial debido a la onda. Por ser la presión p y la velocidad de partícula u funciones del tiempo y del espacio, la densidad instantánea de energía no es constante a través del fluido. De acuerdo a la ecuación encontrada, el campo de presión sonora formado en el espacio donde se propaga la onda informa acerca del flujo de energía desde la fuente y las características direccionales de la misma.

En un caso en particular, la densidad media de energía en una onda estacionaria plana esta dada por:

$$D_{med} = \frac{|p_{med}|^2}{\rho_o \cdot c^2} \quad [\text{watts-seg/m}^3] \quad (1.6)$$

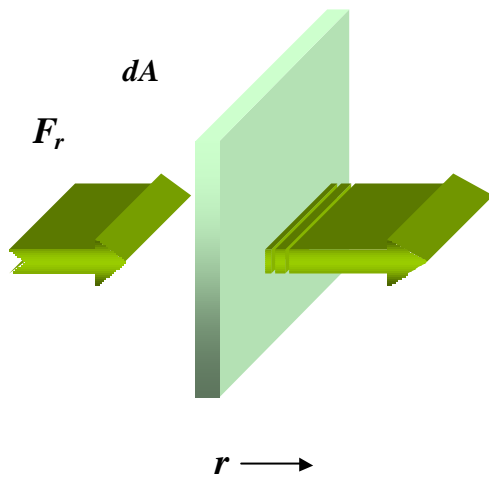
donde p_{med} es la magnitud del valor eficaz de la presión sonora promediada a la vez en espacio y tiempo.

1.2.3. – Intensidad Sonora

Se conoce como intensidad sonora en cualquier punto de un campo sonoro según una dirección determinada al valor medio de la velocidad de transmisión de la energía a través del área unitaria perpendicular a la dirección considerada en el punto dado ^[9]; la unidad en sistema MKS es el $[\text{watts/m}^2]$.

La intensidad sonora es una cantidad vectorial que tiene magnitud y dirección a diferencia de la presión y la potencia sonora que son cantidades escalares que sólo tienen magnitud.

Así, la intensidad sonora I en un punto determinado a través del área unitaria, considerando la energía producida por la presión sonora, esta dada por:



$$dE = F_r \cdot d\bar{r} \tag{1.7}$$

$$\bar{I}(\bar{r}, t) = \frac{dE}{dA \cdot dt} \implies \bar{I}(\bar{r}, t) = \frac{F_r}{dA} \cdot \frac{d\bar{r}}{dt}$$

$$\bar{I}(\bar{r}, t) = p(\bar{r}, t) \cdot \bar{u}(\bar{r}, t) \tag{1.8}$$

Debido a la variación con el tiempo, lo que se mide habitualmente es la intensidad promedio $\langle \bar{I}(\bar{r}) \rangle$ que viene dada por:

$$\langle \bar{I}(\bar{r}) \rangle = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T p(\bar{r}, t) \cdot \bar{u}(\bar{r}, t) \cdot dt \tag{1.9}$$

donde T es el periodo.

La presión sonora p y la velocidad \bar{u} normalmente no están en fase, esto significa que sus valores máximos no se alcanzan al mismo tiempo. Por esta razón y por la necesidad de reflejarse más claramente las variables acústicas, se suele utilizar notación compleja.

La presión sonora pasa a ser una magnitud compleja, pero solo su parte real tiene significado físico. A partir de esta, la velocidad de partícula ha de dividirse en dos componentes: la componente activa u_a , que es la que está en fase con la presión, y la componente reactiva u_r , que es la que está desfasada en 90° , correspondiendo respectivamente a la parte real e imaginaria de la velocidad cuando se expresa con notación compleja.

De esta manera se determinan dos componentes de la intensidad sonora:

- La *intensidad activa* I_a , la cual da como resultado una intensidad instantánea y su promedio temporal una intensidad neta, existiendo flujo de energía, reflejando el transporte neto de la misma.

- La *intensidad reactiva* I_r , la cual da como resultado una señal que varía senoidalmente en torno a cero, entregando un promedio temporal nulo y no existiendo flujo neto de energía.

En otras palabras, la intensidad activa refleja el transporte de energía sonora local neto, mientras que la reactiva, refleja el transporte de energía local oscilatorio ^[9].

Cerca de la fuente sonora, el campo reactivo (almacena energía) es más fuerte que el campo activo (disipa energía), pero al aumentar la distancia, en ausencia de reflexiones el campo reactivo disminuye muy rápidamente, dependiendo también de la frecuencia y de las características direccionales. En la práctica se asume que el campo reactivo es insignificante a 0,6 mts. de la fuente ^[9].

Expresando ahora con notación compleja, la intensidad sonora toma la forma de:

$$p^2_{rms} = \frac{1}{2} \cdot \text{Re}[p \cdot p^*] \quad \Rightarrow \quad I = \frac{1}{2} \cdot \text{Re}[p \cdot u^*] \quad (1.10)$$

Al igual que la presión sonora, la intensidad se suele expresar en escala logarítmica con respecto a un valor de referencia. Así:

$$L_I = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_o}\right) \quad (\text{dB}) \quad \begin{array}{l} \mathbf{I:} \text{ Intensidad sonora.} \\ \mathbf{I_o:} \text{ Intensidad de referencia (10}^{12} \text{ watts/m}^2\text{)} \end{array} \quad (1.11)$$

1.2.4. - Potencia Sonora

Se define la potencia instantánea como el producto entre la fuerza que actúa sobre las partículas que se encuentran en la superficie imaginaria s y la velocidad \vec{u} que éstas adquieren:

$$W = \vec{F} \cdot \vec{u} = p \cdot s \cdot \vec{u} \quad (1.12)$$

La intensidad acústica instantánea esta dada por el producto de la presión sonora con la velocidad de partícula. De esta manera, si se toma en cuenta una superficie imaginaria S que rodea la fuente sonora, la potencia sonora resulta:

$$W = \oint_S I \cdot \hat{n} ds \quad (1.13)$$

En otras palabras, la potencia sonora se define como la cantidad de energía acústica emitida por una fuente hacia todas las direcciones por unidad de tiempo ^{[1][5]}.

Tomando el ejemplo de una fuente puntual situada en un campo libre (alejada de toda superficie reflectante), que irradia energía uniformemente en todas las direcciones y considerando una esfera imaginaria de radio r_o rodeando la fuente; la intensidad sonora se verá disminuida a un cuarto de ella misma en el caso de que doblemos el radio de la esfera. Es decir, al duplicar la distancia o radio de la esfera imaginaria, la energía que atravesaba la unidad de área a distancia r_o , se distribuirá por una superficie cuatro veces mayor al llegar al doble de distancia. Recordemos que el área de una esfera aumenta cuadráticamente con el radio. Expresándose en forma logarítmica, una duplicación de distancia produce un decaimiento de 6 dB.

$$I_2 = \frac{1}{4} \cdot I_1 \quad (1.14)$$

usando esta ecuación y de acuerdo al tipo de fuente del ejemplo, la potencia sonora está dada por:

$$W_1 = S_1 \cdot I_1 = 4 \cdot \mathbf{p} \cdot r_1^2 \cdot I_1 \quad W_2 = S_2 \cdot I_2 = 4 \cdot \mathbf{p} \cdot (2 \cdot r_1)^2 \cdot I_2 \quad (1.15)$$

$$\Rightarrow W_2 = 16 \cdot \mathbf{p} \cdot r_1^2 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot I_1 \right) = W_1 \quad (1.16)$$

De esta manera, se observa que la potencia sonora, al contrario de las otras cantidades nombradas, es independiente de la distancia al punto de medida. La potencia sonora es además

independiente tanto de la localización de la fuente como de las condiciones ambientales. Por estas razones se utiliza como un descriptor del equipamiento estático; en el presente trabajo será renombrada continuamente.

El rango de potencia acústica que son capaces de percibir los humanos es muy amplio por lo que al igual que las cantidades acústicas descritas anteriormente se acostumbra a expresarla en forma logarítmica. Así, se define el nivel de potencia acústica como:

$$L_w = 10 \cdot \log \left(\frac{W}{W_o} \right) \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\begin{array}{l} W: \text{Potencia sonora de la fuente.} \\ W_o: \text{Potencia de referencia (10}^{-12} \text{ watts)} \end{array}} \quad (1.17)$$

1.2.5. – Índice y factor de directividad

Se define el factor de directividad $Q(f)$, como la razón de la intensidad evaluada en un eje determinado a una distancia de una fuente, a la intensidad que produciría una fuente puntual (omnidireccional) de la misma potencia acústica a igual distancia y sobre el mismo eje ^{[1][6][7]}. Para caracterizar una fuente mediante este factor, se evalúa en el ángulo en el cual la intensidad producida por ella sea máxima.

El índice de directividad es el factor de directividad expresado de forma logarítmica.

$$DI_q = 10 \cdot \log Q(f) = 10 \cdot \log \frac{I}{I_{ref}} \quad (1.18)$$

Se sabe que:

$$I_{ref} = \frac{W}{4\mathbf{p} \cdot r^2} \quad (1.19)$$

De esta manera, expresando el índice de directividad en función de la potencia sonora:

$$DI_q = 10 \log I - 10 \log W + 10 \log (4\mathbf{p} \cdot r^2) \quad (1.20)$$

Pocas fuentes son tan ideales como en el ejemplo de la sección anterior. “El campo sonoro formado por la mayoría de las fuentes es generalmente muy complicado de describir y va más allá de un simple análisis si es necesario conocer una detallada descripción de la situación. Para esto último, es necesario obtener tanto el nivel de potencia emitido como su directividad” [7]. Afortunadamente, en gran cantidad de situaciones no es necesario una detallada descripción del campo sonoro para lograr mitigarlo, siendo las simplificaciones del caso suficientes.

Se puede pensar en encontrar una fuente omnidireccional, que irradie el sonido en forma esférica, un cilindro largo que irradie en su mayoría ondas cilíndricas o en la generación de una onda plana; pero éstos son la minoría, la aleatoriedad no permite una clasificación que permita minimizar el tiempo de análisis.

En el caso de una carretera o autopista con un determinado caudal de automóviles, ésta puede ser considerada como una *fente lineal*, es decir, que las ondas sonoras se propagan en forma cilíndrica. Si consideramos una superficie imaginaria cilíndrica de radio r_o que envuelve la fuente, la intensidad se verá disminuida a la mitad si doblamos el radio del cilindro manteniendo constante el largo; recordando que el área de un cilindro aumenta linealmente con el radio. En otras palabras, una duplicación de distancia de medición de nivel de presión sonora, produce 3 dB de pérdida para este tipo de radiación.

A pesar de esto, las fuentes sonoras suelen exhibir las siguientes características generales:

- Cuando la longitud de onda del sonido emitido es muy grande en comparación con las dimensiones de la fuente, el sonido se irradia uniformemente en todas las direcciones; la fuente es omnidireccional.
- Cuando la longitud de onda es pequeña comparada con las dimensiones de la fuente, el sonido irradiado desde la superficie de la fuente tiende a confinarse en un haz relativamente estrecho; así, mientras más alta sea la frecuencia, más estrecho es el haz.

1.3. – Descriptores de ruido ^{[1][3][7]}

¿Cómo cuantificar los parámetros acústicos?. Respondiendo a esta duda, existen una serie de indicadores de ruido creados la gran mayoría durante la década de los 60'. La mayoría de estos, son resultado de una serie de estudios en hechos particulares, por tanto, no siempre es posible extrapolar a cualquier situación que se presente. De cualquier manera, entregan información respecto a la calidad y cantidad de los niveles de ruido presentes en un determinado lugar de manera tal que se puedan adoptar medidas de mitigación o de planificación.

Dentro de los descriptores de ruido más comunes y usados tenemos los siguientes:

1.3.1. – Nivel de Presión sonora Continuo equivalente L_{eq} .

Este se define como el nivel de presión sonora constante que en el mismo intervalo de tiempo contiene la misma cantidad de energía acústica que el ruido fluctuante medido.

$$L_{eq} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \frac{P(t)^2}{P_o^2} dt \right) \quad (\text{dB}) \quad (1.21)$$

T: Período total de duración de la medición.
P(t): Presión sonora en función del tiempo.

De esta manera, este indicador permite caracterizar el ruido fluctuante.

1.3.2. – Nivel de exposición sonora SEL.

Se define como el nivel de presión sonora constante, el cual si se mantiene durante un segundo producirá la misma cantidad de energía acústica que el evento de ruido medido.

En otras palabras comprime toda la energía del evento en un segundo.

$$SEL = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{T_o} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{P(t)^2}{P_o^2} dt \right) \quad (\text{dB}) \quad (1.22)$$

T_o: Tiempo de referencia igual a 1 seg.

Para compararlo con el L_{eq} , se amplifica por T (tiempo de duración de la medición de L_{eq}). De esta manera:

$$SEL = Leq + 10 \cdot \log \frac{T}{T_0} \quad (\text{dB}) \quad (1.23)$$

Así, este indicador nos permite comparar eventos de poca duración.

1.3.3. – Nivel de presión sonora día – noche L_{DN} .

Este es el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A, medido durante las 24 horas del día. Se hace una corrección para el ruido en horarios nocturnos para tomar en cuenta el incremento de molestia causado por el mismo.

$$L_{DN} = \frac{15}{24} \cdot \sum_{0700}^{2200} 10^{\frac{L_d}{10}} + \frac{9}{24} \cdot \sum_{2200}^{0700} 10^{\frac{L_n+10}{10}} \quad (\text{dB}) \quad (1.24)$$

L_d : L_{eq} medido en el periodo diurno entre las 07:00 y 22:00 hrs.
 L_n : L_{eq} medido en el periodo nocturno entre las 22:00 y 7:00 hrs.

1.3.4. – Nivel de Polución Sonora L_{NP} .

Se define como el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A al que se le suma la desviación standard del nivel instantáneo medido durante el mismo periodo por una constante K igual a 2,56. Este dato ha sido obtenido en estudios de campo sobre ruido de aviones y de tráfico en Inglaterra.

$$L_{NP} = Leq + K \cdot s \quad (\text{dB})$$

s : Desviación standard de los niveles instantáneos considerados.
 K : constante igual a 2,56.

(1.25)

Como observamos, el primer termino representa la molestia por el nivel de ruido y el segundo, la molestia por las variaciones en el nivel de ruido.

También se tiene que para una distribución gaussiana de niveles de ruido, la expresión anterior se puede escribir como:

$$L_{NP} = Leq + (L_{10} - L_{90}) \quad (\text{dB})$$

L_N : nivel que ha sido sobrepasado en el N% del periodo de la medición.

(1.26)

1.3.5. – Índice de ruido de tráfico TNI.

Es el nivel de ruido ponderado A medido al aire libre durante las 24 horas y se define de la siguiente manera:

$$TNI = 4 \cdot (L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30 \quad (\text{dB})$$

(1.27)

1.3.6. – Dosis de ruido D.

Se define como el Leq pondera A al que puede estar sometida una persona durante su jornada de 8 hrs. antes de tener posibilidades significativas de daño auditivo como:

$$Leq_{dosis} = \frac{q}{\log 2} \cdot \log \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T 10^{\frac{L_A \cdot \log 2}{q}} dt \right) \quad (\text{dB})$$

(1.28)

donde,

q: Razón de cambio.

T: Periodo de medición (8 hrs.)

L_A : nivel de presión sonora con ponderación A durante un tiempo t .

Este Leq_{dosis} es el máximo permitido y varía según la normativa sobre la que nos regimos. Por otro lado, el tiempo máximo permitido para trabajar en un ambiente sonoro a un nivel L esta dado por:

$$t = T \cdot 2^{\frac{Leq-L}{q}}$$

Leq: máximo permitido según la normativa usada.

(1.29)

En el caso de que este nivel L no sea continuo, es necesario realizar una integración calculando el Leq del sonido en el ambiente. La dosis recibida por la persona se calcula de la siguiente manera:

$$D = \sum_i \frac{t_i}{t_i} \cdot 100 \quad (\%) \quad (1.30)$$

t_i : tiempo de exposición real al ruido
 t_i : tiempo máximo permitido de exposición a ese nivel

Como se dijo anteriormente, las normativas rigen el Leq_{dosis} y la razón de cambio q . Por ejemplo, La norma OSHA toma como $q = 5$ y $Leq = 85$ dB, la norma ISO establece como $q = 3$ y $Leq = 90$ dB. En Chile, el Decreto Supremo N° 594 establece un $q = 5$ y $Leq = 85$ dB.

1.4. – Metodologías de Evaluación del Ruido Ambiental

Después de conocer las características del ruido y algunas posibilidades de su cuantificación, se puede distinguir tres tipos de metodologías para conseguir describir una situación puntual ^[3]:

1.4.1. – Mediciones

Este método trata de caracterizar el nivel sonoro existente en puntos y periodos representativos, que permiten valorar el impacto de ruido en la zona afectada.

La representatividad de los resultados dependerá del número de puntos de medición tomados, la duración que puedan tener y del periodo o intervalo tomado para el estudio. Para esto, se utilizan los llamados *mapas de ruido*, en los que se entrega un dimensionamiento del grado de impacto por ruido.

Un análisis detallado de las situaciones exigiría una extensa tarea de mediciones, lo que implica largos plazos de ejecución y costos elevados, por lo que este método es adecuado sólo para analizar situaciones muy simples. El mayor inconveniente es que sólo puede ser usado en situaciones existentes y en las que no haya contribución apreciable de niveles sonoros producidos por fuentes externas a la que se quiere analizar.

1.4.2. – Modelos a Escala

Se considera este medio de utilidad cuando se necesita conocer los niveles sonoros en una determinada situación. Permite comparar distintas posibilidades de mitigación de ruido, ahorrando tiempo y costo económico. Es a la vez posible validar modelos físicos de predicción sin tener que esperar a la realidad.

1.4.3. – Métodos de predicción por cálculos

Permiten obtener el impacto de un foco de ruido ambiental en base al conocimiento de los parámetros que caracterizan la emisión y la propagación del sonido en el área afectada. Estos cálculos, son distintos para cada tipo de fuente específica y es necesario tomar los resguardos correspondientes para que los niveles entregados sean acordes a la realidad.

1.5. – Propagación del sonido en recintos ^[21]

1.5.1. – Tiempo de Reverberación

Se define el tiempo de reverberación como el tiempo q se requiere para que el nivel de presión sonora en el interior de una sala decaiga en 60 dB (a una millonésima parte de su energía), una vez cesada la fuente. Esta dado por:

$$T = 0161 \cdot \frac{V}{A} \quad (1.31)$$

donde:

V : Volumen del recinto [m^3].

T : Tiempo de reverberación del local [s].

A : Absorción de la sala [m^2 Sabine].

1.5.2. – Densidad de energía en un recinto y su ecuación en el estado estacionario

El campo de radiación de una fuente sonora se divide en:

- Campo cercano: Donde la velocidad de las partículas no está necesariamente en la dirección de propagación de la onda sonora y la presión puede variar considerablemente con la posición.
- Campo lejano: Región fuera del campo cercano.

En el interior de un recinto, este último campo se subdivide en:

- Campo directo : La presión sonora del sonido directo es mucho mayor que la presión sonora producida por las reflexiones en las superficies del local.
- Campo reverberante: Se origina por las múltiples reflexiones que existen en el local; si las direcciones viajan en todas las direcciones y la densidad de energía es relativamente uniforme entonces el campo puede ser llamado campo difuso.

Tomando en cuenta la densidad de energía del campo directo y del campo reverberante, la siguiente ecuación describe el campo sonoro interno en estado estacionario.

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{4p \cdot r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (1.32)$$

donde:

L_p : Nivel de presión sonora a distancia r de la fuente.

L_w : Nivel de potencia de la fuente. Re. 10^{-12} watts.

Q : Factor de directividad de la fuente.

A : Absorción media de las superficies del recinto [m^2 Sabine]

En la ecuación (1.32), el primer término de la parte logarítmica da cuenta de la energía entregada por el campo directo, mientras que la segunda hace notar la influencia sobre el nivel de presión sonora de las características del recinto.

1.6. - Propagación del sonido en exteriores: Descripción de pérdidas en el camino de transmisión

La propagación del sonido en exteriores, para efectos de control y mitigación, se suele dividir en tres etapas: Fuente, Camino y Receptor. En principio la fuente sonora emite una determinada cantidad de potencia sonora, la que puede ser medida en la vecindad de la misma a una distancia considerable que evite la no linealidad del campo cercano. Luego, los niveles sonoros producidos por la fuente, disminuyen sometidos a una serie de efectos a lo largo del camino de transmisión para finalmente llegar al receptor. Esquematizando:



El propósito de éste subcapítulo, es describir cómo la propagación del sonido a través del camino de transmisión conlleva una serie de efectos. Específicamente en el aire, la propagación en la atmósfera suele originar una disminución del nivel al aumentar la distancia entre fuente y receptor. Esta atenuación es el resultado de varios procesos: a) la divergencia geométrica desde la fuente de sonido, b) la absorción de la energía acústica por el aire a través del que se propagan las ondas sonoras y c) el efecto de propagación cerca de las distintas superficies reflectantes (suelo, barreras, vegetación, etc.).

Cuando hablamos de grandes distancias entre fuente y receptor (por sobre los 100 mts.), pasan a ser importantes las atenuaciones debido a las condiciones atmosféricas, sobre todo viento y temperatura. Todos estos fenómenos y su atenuación correspondiente forman parte de la atenuación total que modifica la relación simple entre la potencia sonora y la presión sonora.

1.6.1. - Ecuación básica de la propagación del sonido en exteriores

Se sabe que en campo libre, para ondas planas o esféricas, la magnitud de la intensidad sonora se relaciona con la presión sonora RMS de la siguiente manera:

$$I = \frac{P_{RMS}^2}{\rho_o \cdot c} \quad (1.33)$$

Por el contrario, para campo difuso la relación entre la intensidad y la presión sonora se transforma a un cuarto de la ecuación anterior.

Usando las ecuaciones (1.19), (1.20) y (1.31), tomando en cuenta la absorción total y la reflexión en objetos o superficies cercanas, llegamos ^{[6],[7]}:

$$L_p = L_w + DI_\theta - 20 \cdot \log\left(\frac{r}{1m}\right) - 10 \cdot \log\left(\frac{\Omega}{4\pi}\right) - 10 \cdot \log(4\pi) - A_{total} \quad (1.34)$$

donde:

r : Distancia fuente – receptor.

DI_θ : Índice de directividad de la fuente.

Ω : Ángulo sólido libre de irradiación sonora.

esta ecuación se conoce como la ecuación básica de la propagación del sonido en exteriores, en donde la atenuación total, esta dada por:

$$A_{total} = A_{aire} + A_{suelo} + A_{meteorológico} + A_{barreras} + A_{vegetales} + A_{casas} + A_{part} \quad (1.35)$$

En la ecuación (1.34), $20\log(r)$ se conoce también como divergencia geométrica, es decir *‘la duplicación de distancia produce un decaimiento de 6 dB en el nivel de presión sonora cuando tomamos en cuenta una fuente puntual’*. Quizás éste es el factor que más influye en la mayoría de las situaciones prácticas; por esto será muy renombrado en el análisis del presente trabajo.

Por otro lado, Ω es el ángulo sólido en el cual el sonido puede viajar sin reflexiones cercanas. Es claro que el campo sonoro producido por una fuente en un espacio sin límites no es el mismo que el sonido producido por la misma fuente en cercanía de superficies.

En el caso de una máquina industrial situada sobre el piso, las reflexiones en el mismo producen un aumento en el nivel sonoro especificado en los catálogos o predecido por cualquier método. En este caso el ángulo sólido sería 2π y de acuerdo a la ecuación (1.34), este factor produce + 3 dB. Para una fuente localizada sobre el suelo y cerca de una fachada, el ángulo sólido sería π y este factor sería + 6 dB. De cualquier manera, este es un término que puede verse influenciado por muchos factores y debe ser bien analizado.

En lo que se refiere al índice de directividad, las características del espacio en que se encuentra insertada la fuente hacen que muchas veces éste término sea despreciado. Múltiples reflexiones y apantallamiento en objetos o superficies cercanas producen una variación en el patrón direccional de la fuente. Pensando en un área industrial; la gran cantidad de fuentes sonoras de distintos patrones direccionales, muchas veces trabajando simultáneamente en ambientes totalmente cerrados, hacen que el campo sonoro tienda a estabilizarse en todo el espacio circundante, pudiendo llegar a tener campos sonoros con muy poca variación de nivel en todo punto del recinto. De esta manera, la directividad de la fuente no entregaría ninguna información válida, siendo más importante el conocimiento de las características acústicas de la sala; es decir, la absorción de las superficies que la conforman y el tiempo de reverberación.

Muchos métodos de predicción de ruido industrial asumen campo difuso en el interior y dependiendo de la posición del receptor, cada superficie de la construcción tiene una determinada atenuación en el nivel aportado por ella a la suma energética que da a conocer el nivel de presión sonora en cualquier punto. Más adelante, se discutirá más este tema.

1.6.2. - Atenuación resultante de la absorción del aire (A_{aire})

A medida que el sonido se propaga a través de la atmósfera, su energía se convierte gradualmente en calor mediante procesos moleculares; a esta transformación de energía se la conoce como absorción del aire y esta dada por ^{[1], [6]}:

$$A_{aire} = m \cdot \frac{X}{100} \tag{1.36}$$

donde m es el coeficiente de atenuación del aire medido en decibelios por kilómetro y X es la distancia medida en metros. Este coeficiente depende en gran medida de la frecuencia de la onda viajera y de la humedad relativa del ambiente, mientras que en menor medida depende de la presión atmosférica. En la siguiente tabla se presentan los valores de dicho coeficiente para distintas situaciones ambientales:

Temp. (°C)	Humedad relativa (%)	Coeficiente de absorción del aire m (dB/Km.)					
		125 Hz.	250 Hz.	500 Hz.	1000 Hz.	2000 Hz.	4000 Hz.
30 °C	10	0.96	1.8	3.4	8.7	29	96
	20	0.73	1.9	3.4	6.0	15	47
	30	0.54	1.7	3.7	6.2	12	33
	50	0.35	1.3	3.6	7.0	12	25
	70	0.26	0.96	3.1	7.4	13	23
	90	0.2	0.78	2.7	7.3	14	24
20 °C	10	0.78	1.6	4.3	14	45	109
	20	0.71	1.4	2.6	6.5	22	74
	30	0.62	1.4	2.5	5.0	14	49
	50	0.45	1.3	2.7	4.7	9.9	29
	70	0.34	1.1	2.8	5.0	9.0	23
	90	0.27	0.97	2.7	5.3	9.1	20
10 °C	10	0.79	2.3	7.5	22	42	57
	20	0.58	1.2	3.3	11	36	92
	30	0.55	1.1	2.3	6.8	24	77
	50	0.49	1.1	1.9	4.3	13	47
	70	0.41	1.0	1.9	3.7	9.7	33
	90	0.35	1.0	2.0	3.5	8.1	26
0 °C	10	1.3	4.0	9.3	14	17	19
	20	0.61	1.9	6.2	18	35	47
	30	0.47	1.2	3.7	13	36	69
	50	0.41	0.82	2.1	6.8	24	71
	70	0.39	0.76	1.6	4.6	16	56
	90	0.38	0.76	1.5	3.7	12	43

Tabla 1.2. – Coeficiente de atenuación del aire (dB/Km), para una presión ambiental de 101.3 KPa (una atmósfera normal a nivel del mar) para la propagación del sonido al aire libre [1].

Debido a la constante variación de la temperatura y de la humedad relativa en cada instante y en cada lugar de la atmósfera, los cálculos derivados de ecuaciones matemáticas pueden verse alterados. Afortunadamente, como se aprecia en la tabla presentada, la absorción atmosférica es

generalmente pequeña comparada con las otras formas de atenuación presentadas, inclusive para distancias bastante grandes (100 m. por ejemplo), por lo cual muchos métodos de predicción no toman en cuenta este tipo de absorción.

Esta metodología es presentada en la norma ISO 9613-1ⁱ y es la más reciente en esta materia. Existen otras normas relacionadas con esto como la Americana ANSI S1.26-1978 y la ISO 3891 que son usadas por algunos procedimientos para la predicción del ruido ambiental; estas serán descritas más adelante.

1.6.3. - Atenuación debida a las reflexiones en el suelo (A_{suelo})

Los efectos producidos por las reflexiones sobre el suelo pueden ser muchas veces considerables. Factores como la turbulencia atmosférica, tipo de suelo, altura de receptor y fuente, además de la distancia entre ellos, son los principales agentes que producen cambios sobre dicho tipo de efectos.

Una buena aproximación para el logro de la cuantificación del efecto producido por las reflexiones, puede ser obtenida asumiendo que el sonido que llega al receptor esta formado por el sonido directo desde la fuente y una onda reflejada en el suelo que se suma energéticamente.

Hay que tener en cuenta que la onda reflejada puede producir interferencia destructiva (atenuación sonora) o interferencia positiva (amplificación sonora). La amplitud de la onda reflejada es calculada asumiendo medios totalmente independientes y conociendo la impedancia del suelo. De esta manera, el coeficiente de reflexión esta dado por ^[6]:

$$R = \frac{Z \cdot \sin \mathbf{b} - r \cdot c}{Z \cdot \sin \mathbf{b} + r \cdot c} \quad (1.37)$$

donde \mathbf{b} es el ángulo que forma la onda reflejada con el suelo, Z es la impedancia calculada en base a la resistencia al flujo producida por el suelo y rc es la impedancia característica del medio (407 Rayls).

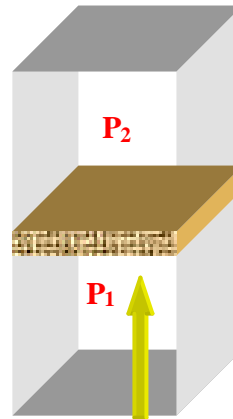
Las investigaciones han demostrado que para un determinado rango de ancho de materiales, al inducir un flujo de cualquier gas a través de un material produciendo un gradiente de presión, la velocidad de volumen del fluido y la variación de presión tienen relación lineal. Esta relación es conocida como la resistencia al flujo, en otras palabras, representa la oposición que ofrece el material al paso del aire a través de él. De esta manera:

$$P_1 - P_2 = R_1 \cdot U \quad (1.38)$$

donde:

R_1 : resistencia al flujo [Rayls]

U : Velocidad de volumen [m/s]



Existen distintas formas para poder medir la resistencia al flujo de cualquier muestra de material. Inclusive existen normas que exigen ciertos requerimientos para poder certificar la medición. Es el caso de la norma ASTM C522-80. Alternativamente, otra de las maneras muy usadas es mediante el tubo de impedancia.

En la siguiente tabla se presenta valores de resistencia al flujo por unidad de espesor de algunos de los materiales más usados en suelos.

Superficie terrestre	Resistencia al flujo por unidad de espesor, R_l (Rayle/m)
Asfalto, con polvo y de poco uso	3×10^7
Pasto con desniveles	$1.5 \times 10^5 - 3 \times 10^5$
Escombros, pequeñas piedras	$3 \times 10^5 - 8 \times 10^5$
Arena planchada, capa dura	$8 \times 10^5 - 2.5 \times 10^6$
Camino viejo de arena, piedras finas	$2 \times 10^6 - 4 \times 10^6$
Tierra, capa expuesta al aire y lluvia	$4 \times 10^6 - 8 \times 10^6$
Pequeñas piedritas de piedra caliza	$1.5 \times 10^6 - 4 \times 10^6$
Plantaciones: pino o cicuta.	$2 \times 10^4 - 8 \times 10^4$
Nieve seca, bien aplastada	$10^4 - 3 \times 10^4$
Nieve recién caída	$2.5 \times 10^4 - 5 \times 10^4$

Tabla 1.3. – Resistencia al flujo de distintos típicos materiales de suelos.

Se conoce como la pérdida de reflexión o decaimiento de energía en decibeles a:

$$A_r = -20 \cdot \log |R| = -20 \cdot \log \left| \frac{Z \cdot \sin \mathbf{b} - \mathbf{r} \cdot c}{Z \cdot \sin \mathbf{b} + \mathbf{r} \cdot c} \right| \quad (1.39)$$

Graficando esta expresión en función del ángulo \mathbf{b} , para varios valores del parámetro adimensional ($\mathbf{r}f/R_I$) del cual depende Z , donde \mathbf{r} es la densidad volumétrica del aire, f es la frecuencia de interés o la frecuencia central de la banda en análisis y R_I es la resistencia al flujo del tipo de suelo:

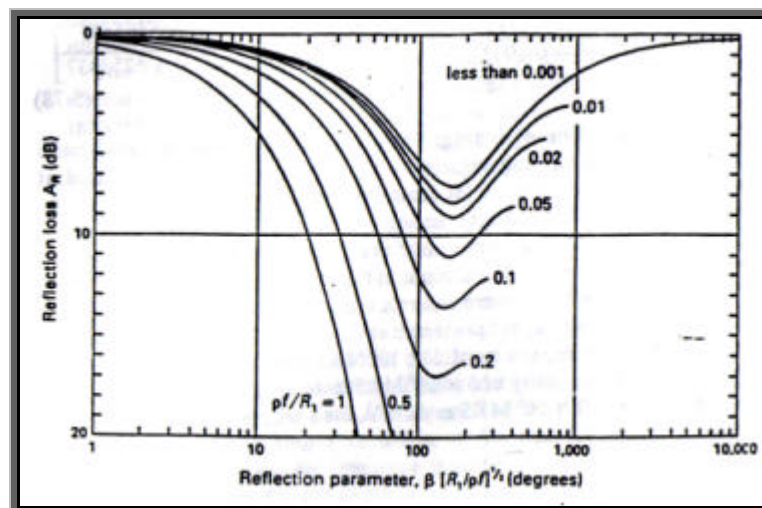


Figura 1.3. – Pérdida de reflexión en función de parámetro adimensional ($\mathbf{r}f/R_I$).

Finalmente, la atenuación debida a las reflexiones en el suelo esta dada por la siguiente ecuación:

$$A_{suelo} = -10 \cdot \log \left[1 + 10^{-A_r/10} \right] \quad (dB) \quad (1.40)$$

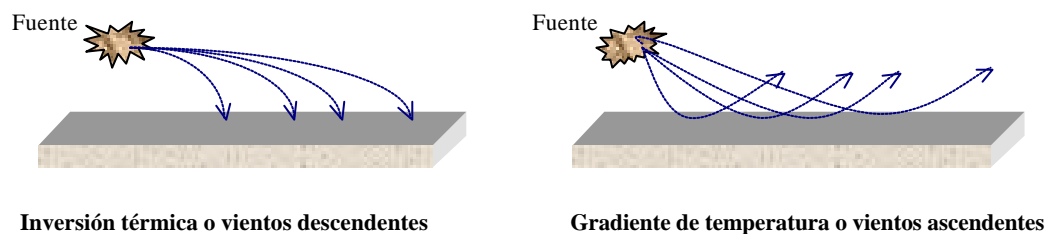
Esta cantidad varía entre 0 y -3 dB, dependiendo del valor de la pérdida de reflexión A_r , el cual es siempre positivo.

1.6.4. - Efectos meteorológicos ($A_{\text{meteorológico}}$)

La propagación del sonido cerca del suelo para distancias horizontales inferiores a los 100 metros es esencialmente independiente de las condiciones atmosféricas; en este caso la atmósfera puede considerarse homogénea y los rayos sonoros aproximadamente como líneas rectas.

Al contrario, para distancias mayores, las condiciones atmosféricas suelen ser un factor importante. La humedad relativa y la temperatura ambiental tienen un efecto sustancial sobre la atenuación de frecuencias altas a grandes distancias debido a la absorción del aire. Sin embargo, el efecto principal es el de refracción: cambio de dirección de las ondas sonoras producido por los gradientes verticales de temperatura y viento. La variación en la densidad de aire y los cambios de temperatura producen variación en la velocidad del sonido.

Durante el día, la temperatura del aire desciende al aumentar la altura por encima del suelo, una condición denominada gradiente de temperatura. Por el contrario, durante la noche la temperatura suele descender al disminuir la altura, condición conocida como inversión térmica. En la siguiente figura son representadas estas dos situaciones:



El sonido se refracta hacia abajo, cuando la propagación es con viento descendente (mayor velocidad de viento al aumentar la altura desde el suelo), o durante inversiones de temperatura. Estas condiciones de refracción hacia abajo son favorables a la propagación.

Si el sonido se refracta hacia arriba, significa que estamos en presencia de viento ascendente (menor velocidad de viento al aumentar la altura desde el suelo) o gradiente de temperatura. La refracción hacia arriba suele producir una zona de sombra cerca del suelo, dando como resultado una atenuación adicional que habitualmente alcanza 20 dB o más.

Si las condiciones climáticas son conocidas, existen métodos en la literatura para poder calcular exactamente la atenuación por efectos meteorológicos [7]. Otra opción es asumir que la influencia climática provocará una variación del nivel sonoro predicho. Dependiendo de la frecuencia, dicha variación estará en los siguientes rangos:

Frecuencia central (Hz)	Distancia fuente – receptor (mts)			
	100	200	500	1000
63	±1	+4, -2	+7, -2	+8, -2
125	±1	+4, -2	+6, -4	+7, -4
250	+3, -1	+5, -3	+6, -5	+7, -9
500	+3, -1	+6, -3	+7, -5	+9, -7
1000	+7, -1	+11, -3	+12, -5	+12, -5
2000	+2, -3	+5, -4	+7, -5	+7, -5
4000	+2, -1	+6, -4	+8, -6	+9, -7
8000	+2, -1	+6, -4	+8, -6	+9, -7

Tabla 1.4. – Variación del nivel de presión sonora predicho debido a la influencia meteorológica [6].

1.6.5. - Pérdida por inserción de barreras acústicas $IL (A_{barreras})$

“Una barrera eficiente debe proteger al receptor contra la porción predominante de energía sonora radiada desde la fuente al punto de recepción” [13]. En la actualidad, los grandes problemas de ruido ambiental en grandes ciudades, donde gran parte de este es producido por el tráfico rodado, muchas veces son atacados mediante el uso de barreras acústicas, las que disminuyen los niveles de ruido principalmente en la llamada zona de sombra. Existen programas computacionales que han dedicado grandes secciones a la implementación de dichas particiones. Es el caso del programa SOUNDPLAN, el cual dedica un módulo al diseño de barreras, mediante el cual se puede minimizar el tamaño de las barreras acústicas o de los costos de construcción, además de recomendarte lo más adecuado al caso en áreas complicadas donde existen múltiples fuentes y receptores [14].

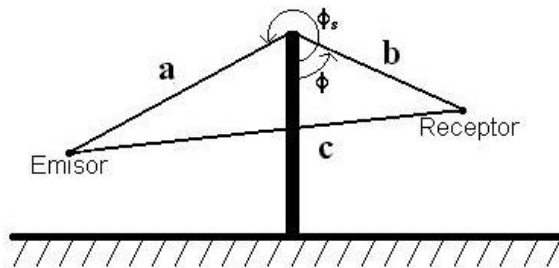
Muchos investigadores han tratado de desarrollar algoritmos que describan realmente lo causado por la inserción de una barrera y el comportamiento asintótico de las señales acústicas originadas por el fenómeno de difracción en el borde para cualquier caso en general. La base para la comprensión de este fenómeno, es el principio de *Huygens*. Los diferentes puntos del borde cuando son alcanzados por una onda progresiva, se transforman en el origen de ondas

secundarias, y la perturbación observada del otro lado de esta discontinuidad es el resultado de la superposición de estas ondas secundarias ^[15].

Por un lado en 1957 fue dado a conocer el algoritmo de *Keller*, teoría geométrica para la difracción de barreras, donde la pérdida por inserción esta dada por la siguiente formulación ^[13]:

$$IL_K = -10 \log \left[\frac{c^2}{8k\pi ab(a+b)} \left| \frac{1}{\cos \left(\frac{\alpha\phi + \phi_s}{2} \right)} + \frac{1}{\cos \left(\frac{\alpha\phi - \phi_s}{2} \right)} \right| \right] \quad (dB) \quad (1.41)$$

donde:



El modelo clásico que ya cumplió más de 30 años, es el desarrollado por *Maekawa* en 1968, publicado en su obra “*Noise reducción by screens, applied acoustics*”. Dicho trabajo, fue realizado mediante trabajos a escala y fue presentado como algoritmo por *Kurse-Anderson* en 1971 en la obra “*Sound attenuation by barriers*”.

Según este estudio, la atenuación en decibeles esperada para una determinada pantalla, estaría dada por ^[13]:

$$IL_{K-A} = 5 + 20 \log \left[\frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} \right] \quad (dB) \quad (1.42)$$

Donde N es conocido como Número de *Fresnel* y esta dado por:

$$N = (a + b - c) \frac{2}{\lambda} \quad (1.43)$$

Donde λ es la longitud de onda del sonido incidente a la barrera. Esta expresión que parece ser complicada, podría quedar reducida en el caso de que $N > 1$ a lo que se conoce como aproximación de *Maekawa* :

$$IL_{K-A} = 10 \cdot \log(20N) \quad (\text{dB}) \quad (1.44)$$

Por otro lado, *Pierce, A.D.*, en 1974 publicó un nuevo método de predicción de la pérdida por inserción ocasionada por una barrera, basada en las funciones auxiliares de *Fresnel*. La complejidad de su cálculo hizo que no sea muy usado.

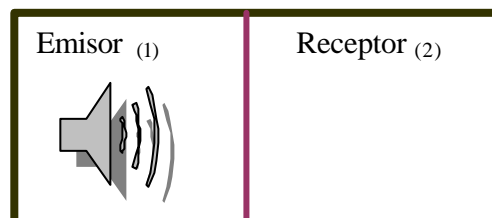
Desde esos años, estos métodos y muchos no citados han sido comparados para ver cual de ellos predecía alguna situación real de mejor manera. Los resultados mostraron que los espectros son muy parecidos sobre todo en la zona de sombra. Es necesario hacer notar que ya a cierta distancia de la barrera, los algoritmos muestran niveles de pérdida bastante altos comparados con los experimentales. Este resultado es de esperarse ya que los algoritmos están hechos para la zona de sombra.

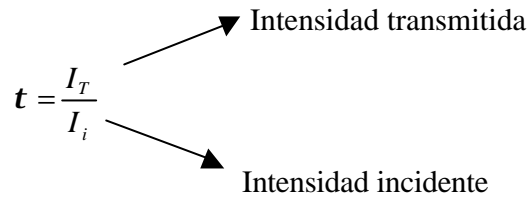
Las actuales líneas de trabajo en esta área están dirigidas a optimizar la labor cumplida por una barrera. Es así que los primeros trabajos estuvieron orientados a cambiar las formas de las pantallas, incluso, con la incorporación de control activo ^[15]. Por otro lado, la modificación de la impedancia del borde superior de la barrera a dado grandes resultados. Uno de los más interesantes se vieron reflejados tras la incorporación de un cilindro horizontal con resonadores de *Helmholtz* que pueden ser sintonizados ⁱⁱ.

1.6.6. - Pérdida de transmisión por particiones

Una de las más conocidas formas de representar el aislamiento acústico logrado por una partición entre dos ambientes contiguos es mediante el índice de atenuación sonora, más conocido como **TL** (transmission loss). Este, es calculado de la siguiente manera:

$$TL = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{t}\right) \quad (\text{dB})$$



$$t = \frac{I_T}{I_i}$$


Intensidad transmitida

Intensidad incidente

Donde τ es conocido como factor o coeficiente de transmisión.

Existen distintas normativas que tratan de reflejar lo acontecido cuando una onda sufre un cambio tan grande de impedancia y se transmite a la sala receptora. Además de esto, simplifican una medición del aislamiento entre dos ambientes haciéndola mucho más mecánica de lo que debería ser.

La gran cantidad de fenómenos que ocurren en el paso de una onda sonora por una partición demandan una serie de conocimientos que debería ser estudiados por la persona que realice este tipo de tareas.

Por esto, pese a que puede interpretarse como un desvío del propósito de éste subcapítulo, es importante detallar las ecuaciones y consideraciones que se deben de usar y tomar en el diseño de paredes simples y dobles, para tener información acorde con las necesidades.

1.6.6.1. - Paredes simples

La incidencia de ondas sonoras en un sólido, produce la formación de ondas longitudinales (desplazamiento en la dirección de propagación de la onda) y transversales (desplazamiento en el plano perpendicular a la dirección de propagación), las cuales tienen distintas velocidades de propagación. Más específicamente, las ondas longitudinales se propagan 1.8 veces más rápido que las ondas transversales ^[16].

Además de este tipo de ondas, cuando una partición es sometida a fuerzas perpendiculares al plano de la misma, se forman las llamadas ondas de pliegue producidas por la combinación de las fuerzas expansivas y comprensivas; éstas son muy importantes cuando se analiza la interacción entre sólidos y aire. Las razones son:

a) Las ondas de pliegue producen grandes desplazamientos en una dirección transversal a la dirección de propagación, pudiendo afectar en gran medida a las partículas adyacentes.

b) Las impedancias transversales de las estructuras que llevan ondas de pliegue pueden ser de magnitud similar a la de las ondas sonoras propagadas al aire adyacente, lo que facilitaría el intercambio de energía entre los medios.

La velocidad de las ondas de pliegue depende de la frecuencia del sonido incidente de la siguiente manera:

$$C_p = \sqrt{\frac{w^2 \cdot B}{r_s}} \quad (1.45)$$

donde w es la frecuencia del sonido incidente, B es la rigidez al pliegue en [Nm] y ρ_s es la densidad superficial del material en [Kg/m²].

Por otro lado, el número de onda caracteriza al medio en que se propaga la onda y esta dado por:

$$k = \frac{2 \cdot p \cdot f}{c} \quad (1.46)$$

donde f es la frecuencia [Hz] y c la velocidad del sonido.

En cada caso (en la partición y en el aire), los números de onda sólo se diferencian por sus velocidades de propagación. Por lo tanto, cuando la onda sonora incidente tiene velocidad c igual a la velocidad de la onda de pliegue c_p , los números de onda son iguales. Esta es conocida como la *frecuencia crítica o de coincidencia* y esta dada por:

$$f_o = \frac{c^2}{2p} \cdot \sqrt{\frac{r_s}{B}} = \frac{c^2 \cdot \sqrt{12}}{2p \cdot h} \cdot \sqrt{\frac{r_v}{E}} \quad (1.47)$$

donde h es el ancho de la pared en metros, E es el módulo de Young en [N/m²] y ρ_v es la densidad de volumen del material en [Kg/m³]

Si se investiga el comportamiento acústico de paneles infinitos, podemos llegar a encontrar la ecuación de transmisión para placas infinitas^[17]. Así:

$$TL = 20 \cdot \log \left| 1 + \frac{Z_{\Theta} \cdot \text{Cos}\Theta}{2 \cdot r_o \cdot c} \right| \text{ (dB)} \quad (1.48)$$

Z_q : Impedancia de onda
 φ : ángulo de incidencia del sonido
 r_o : Densidad volumétrica del aire (Kg/m³)

De acuerdo a esto, la pérdida de transmisión depende de la impedancia observada por la onda al incidir sobre la partición en un determinado ángulo, por lo que variará para cada tipo de pared. Para una placa delgada, Z_q está dada por:

$$Z_{\Theta} = jw r_s \cdot \left[1 - \left(\frac{k_o}{k_p} \right)^4 \cdot \text{Sen}^4 \Theta \right] \quad (1.49)$$

k_o = Número de onda de la onda en el aire
 k_p = Número de onda de pliegue

Observando esta ecuación, vemos que:

$$a) \quad k_o \ll k_p \quad \longrightarrow \quad \lambda_p \ll \lambda_o \quad \longrightarrow \quad f_o \ll f_p \quad \Longrightarrow \quad Z_q = jw r_s$$

de esta manera:

$$TL = 10 \cdot \log \left(1 + \frac{w^2 \cdot r_s^2 \cdot \text{Cos}^2 \Theta}{4 \cdot r_o^2 \cdot c^2} \right) \quad (1.50)$$

Esta ecuación es llamada *ley de la masa*. La duplicación de masa implica 6 dB de atenuación más, al igual que la duplicación de frecuencia.

La dependencia del ángulo en la pérdida de transmisión, es eliminada realizando algunas correcciones. Así, se define la pérdida de transmisión aleatoria (*BeraneK*) y la pérdida de transmisión de campo como:

$$R_{\text{random}} = R_o - 10 \log(0,23 \cdot R_o) \quad (\text{dB}) \quad (1.51)$$

$$R_{\text{campo}} = R_o - 5 \quad (\text{dB}) \quad (1.52)$$

$\theta_{\text{lim}} = 90^\circ$ condición: $R_o \geq 15$
 R_o : ley de masa a incidencia normal ($\theta = 0$)

$\theta_{\text{lim}} = 78^\circ$ (para R_{campo})

b) $k_o = k_p \longrightarrow f_o = f_p \longrightarrow Z_\theta = 0$

Nos encontramos en la **frecuencia crítica** y la pared no ofrece ningún tipo de impedancia al paso de las ondas sonoras.

c) Cuando $k_o \gg k_p$, es decir por encima de la frecuencia crítica, la impedancia ofrecida empieza a depender además de las características del material como el factor de pérdida (η). Después de un análisis, se llega a la conclusión de que la curva de atenuación sobre la frecuencia crítica crece 9 dB por octava, y estaría dada por:

$$TL = 20 \cdot \log\left(\frac{w \cdot r_s}{2 \cdot r_o}\right) + 10 \cdot \log(2 \cdot h) + 5 \cdot \log\left(\frac{f}{f_o}\right) \quad (\text{dB}) \quad (1.53)$$

De esta manera, al analizar la curva de atenuación de una determinada pared, primero calculamos la recta de 6 dB por octava (ley de masa) y después la de 9 dB por octava, hallamos la frecuencia crítica y se une la curva. Por lo tanto en el diseño, se debe tratar de tirar la frecuencia crítica fuera del rango audible o que esta no este en el rango de frecuencias emitidas por la fuente. La teoría y leyes de las ondas de pliegue sufren variaciones sobre la frecuencia crítica, por esto en la práctica es difícil lograr más de 6 dB de atenuación por octava.

Para el caso en que se tengas distintos materiales en una misma pared, es necesario calcular el coeficiente de transmisión medio:

$$t_m = \frac{\sum_i t_i \cdot S_i}{\sum_i S_i} \quad (1.54)$$

Con el que se calcula la pérdida de transmisión media de cualquier partición.

1.6.6.2. - Paredes dobles

En paredes dobles existen otros tipos de problemas que van en contra del logro de la atenuación acústica deseada:

- Resonancia en frecuencias bajas (sistema masa-resorte-masa), el espacio entre paredes se comporta como una compliancia acústica.
- Resonancia en frecuencias altas en el espacio entre paredes.

Existen muchos métodos relacionados pero no iguales. La mayoría de ellos consideran que las paredes deben estar aisladas tanto mecánica como acústicamente, mecánica no existiendo ninguna unión entre ellas y acústica mediante la colocación de material absorbente en la cavidad de separación. En la práctica, es muy difícil lograr la aislación mecánica ya que al colocar la pared doble, ésta debe estar unida de alguna manera a listones sujetos a alguna estructura. Un método bastante práctico y muy usado es el método *Sharp* ^[18]. Este considera la caída de la curva de pérdida de transmisión producida por las uniones mecánicas y acústicas. De esta manera, el método define:

Resonancia en frecuencias bajas:

$$f_r = 80 \cdot \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)}{d \cdot m_1 \cdot m_2}} \quad (1.55)$$

donde d es la separación entre las paredes, m_1 y m_2 son la densidad superficial de la masa de la pared uno y dos respectivamente.

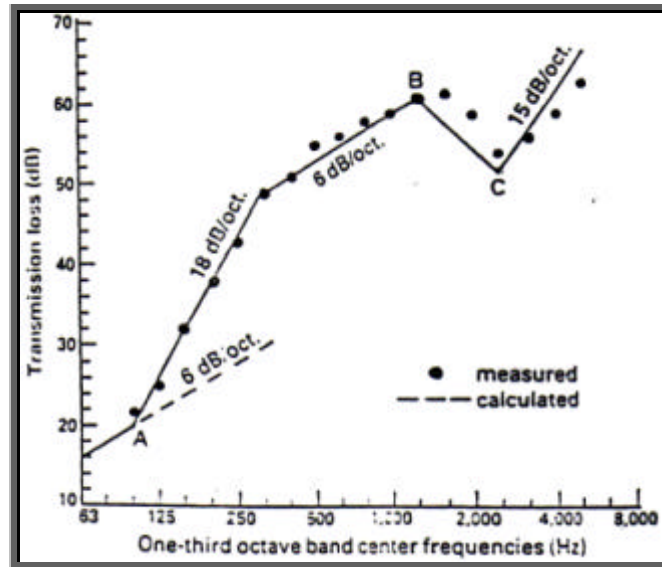


Fig. 1.4. - Curva de pérdida de atenuación de una pared doble según el método Sharp.

En la gráfica: **Punto A:** f_r , **punto B:** $0.5 f_{c2}$ y **punto C:** f_{c1} .

Considerando las frecuencias críticas de las paredes individuales, no necesariamente distintas, f_{c1} es la menor de ellas independientemente de su posición (hacia la sala emisora o receptora).

Para la atenuación en el punto A de la (figura 1.4):

$$TL_A = 20 \cdot \log(m_1 + m_2) + 20 \log(f_r) - 48 \quad (1.56)$$

Para frecuencias bajo f_r , se considera como si fuera una sola pared con la masa igual a la suma de las masas de las dos paredes. Su atenuación esta dada por la ley de la masa.

Para el punto B, la atenuación depende de si existe o no material absorbente en la cavidad. En el caso de que no haya:

$$TL_B = TL_A + 20 \log\left(\frac{f_{c1}}{f_r}\right) - 6 \quad (\text{dB}) \quad (1.57)$$

Si lo hay, se usa el máximo entre el anterior y:

a)line-line: En el caso en que la pared doble tenga en su cavidad listones en forma longitudinal y continua por ambos lados:

$$TL_B = 20 \log(m_1) + 10 \log(b) + 30 \log(f_{c2}) + 20 \log\left(1 + \frac{m_2 \cdot \sqrt{f_{c2}}}{m_1 \cdot \sqrt{f_{c1}}}\right) - 77 \quad (\text{dB}) \quad (1.58)$$

donde b es la separación entre listones.

b)line-point: En el caso en que la pared doble este unida en su cavidad por puntos más discretos alineados por un lado (pueden ser pernos o tacones) y listones por el otro:

$$TL_B = 20 \log(m_1 \cdot e) + 40 \log(f_{c2}) - 99 \quad (\text{dB}) \quad (1.59)$$

donde e es la distancia entre punto y punto.

Por lo visto, existen cuatro combinaciones diferentes para la instalación de la pared doble considerados en el método. Si se tiene la combinación *point – point* se le suman 2 dB más a la pérdida conseguida con la combinación *line – point*, mientras que para la combinación *point – line* sólo se intercambian los índices en la última ecuación. Se recomienda no usar la combinación *point – line*.

Según los investigadores el método *line-point* aísla más que el *line-line* en 2 dB de diferencia. Como se podrá observar la atenuación aumenta en 6 dB por octava entre los puntos A y B.

Para el punto C, es decir para la frecuencia crítica de la segunda pared, la atenuación depende de:

$$\text{Si } f_{c2} \neq f_{c1} \quad \Rightarrow \quad TL_C = TL_B + 6 + 10 \log(h_2) \quad (\text{dB}) \quad (1.60)$$

$$\text{Si } f_{c2} = f_{c1} \quad \Rightarrow \quad TL_C = TL_B + 6 + 5 \log(h_1) + 10 \log(h_2) \quad (\text{dB}) \quad (1.61)$$

De este punto en adelante la curva crece a una razón de 15 dB por octava. Así, se obtiene la curva de atenuación ofrecida por la pared doble al paso de ondas sonoras y se sabe que zonas son las que hay que tener cuidado al diseñar ^[6].

Como se puede ver, el método *Sharp* considera que las frecuencias individuales de resonancia son iguales o no muy distintas; si esto no sucediera la curva de pérdida de transmisión presentaría muchas variaciones. En principio la ley de la masa para una de las paredes podría cambiar ya que no sería posible realizar la aproximación de impedancia realizada antes (ecuación (1.49)). Así, bajo la frecuencia crítica más baja, la atenuación esta dada por la ley de la masa al igual que en el caso anterior. Por sobre la frecuencia crítica más baja y hasta la frecuencia crítica más alta, la pérdida de transmisión estaría dada por:

$$TL = TL_1 - 20 \cdot \log \left(\frac{r_0 \cdot c^2}{d \cdot w^2 \cdot m_2} \right) \quad (\text{dB}) \quad (1.62)$$

Para frecuencias más altas la pérdida de transmisión puede llegar a crecer más que la curva dada. Debido a la complejidad del cálculo, también se considera a la ecuación anterior como la curva de pérdida de transmisión por sobre la frecuencia crítica mayor.

1.6.7. - Atenuación debida a zonas con vegetación ($A_{vegetación}$)

Las arboledas y arbustos no son buenas barreras contra el sonido. De alguna manera, esto depende de la densidad y ancho del área de la zona de vegetación. Se han realizado estudios profundos acerca del comportamiento del sonido y la difracción de las ondas sonoras en todo tipo de plantas ⁱⁱⁱ.

La atenuación debida a la vegetación, es causada por la difracción de las ondas sonoras en troncos, ramas (frecuencias medias) y hojas (frecuencias muy altas). Así mismo, al mantenerse el suelo poroso, debido a las raíces pueden verse atenuadas las frecuencias bajas. La atenuación puede ser cuantificada mediante la siguiente ecuación ^[7]:

$$A_{vegetación} = (6...10) \cdot \left(\frac{f}{1000\text{Hz}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{r}{100\text{m}} \right) \leq 10 \quad (1.63)$$

donde el primer término de la ecuación queda a criterio, dependiendo la densidad de la zona de vegetación, f es la frecuencia del sonido o la frecuencia central de la banda de interés y r es la distancia que pasa por la zona de vegetación entre fuente y receptor.

1.6.8. - Atenuación de zonas edificadas (A_{casas})

Consideremos la propagación del sonido a través de una zona edificada con casas individuales. El sonido que llega al receptor tiene dos principales caminos: 1) a través de las casas y 2) el sonido que logra esquivar las construcciones y viaja libre por los espacios. Por esta razón, una hilera de casas produce menos atenuación que la que produciría una barrera sólida de las mismas características. Una aproximación de la atenuación lograda por una hilera de casas es [7]:

$$A_{casas} = -10 \cdot \log \left[1 - \min (F_l, F_q) + 10^{-IL_{barrera}/10} \right] \leq 10 \tag{1.64}$$

donde F_l es el porcentaje de longitud obstruida por las construcciones de acuerdo a una longitud total tomada en cuenta, F_q es el mismo porcentaje pero hablando en términos de ángulo de cobertura (figura 1.5). El mínimo entre estos dos es el que se toma en cuenta en la ecuación. Por otro lado, $IL_{barrera}$ es la pérdida de inserción de una barrera con características similares a las casas.

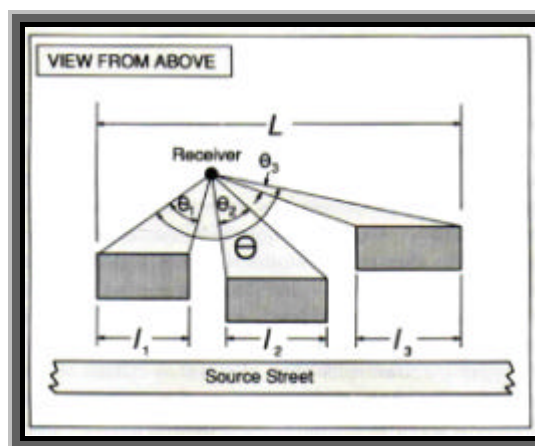


Figura 1.5. – Porcentajes de longitud F_l y de ángulo F_q usados para el cálculo de la atenuación sonora en zonas edificadas.

Observando estudios y revisando la bibliografía, la experiencia de campo muestra que ésta atenuación no debe sobrepasar 10 dB.

Esta ecuación, es solo aplicable a la primera hilera de casas con la que interacciona el frente de onda. Las siguientes hileras producen una atenuación estimada de 1.5 dB por cada hilera de casas adicional, no sobrepasándose de los 10-15 dB ^[7].

En áreas industriales, donde las construcciones no necesariamente están ordenadas en hileras, se habla de una atenuación de 0.05 dB/m.

Con el objetivo de facilitar el uso de este tipo de ecuaciones, la ISO 9613 parte 2^ª utiliza un método en función de la densidad de edificaciones. Esto será analizado más adelante.

Capítulo 2: Fuentes sonoras en la industria

2.1. - Características generales del ruido de maquinarias industriales

Las máquinas industriales, en su mayoría, son hechas principalmente de dos materiales: hierro y acero. Una de las más importantes características de los metales es su gran *resistencia*. Cualquier estructura de metal soporta grandes cantidades de peso sin llegar a colapsar. Cuando se quita éste, de acuerdo a la cantidad de carga suministrada, el material puede llegar a volver a su posición original, este fenómeno se conoce como *elasticidad*. Estos dos factores interactúan, caracterizando cada tipo de metal mediante lo que se conoce como *módulo de elasticidad* o *módulo de Young (E)*, es decir la relación entre la flexión producida en el material y la cantidad de carga necesaria para producir dicha flexión. En otras palabras, cuanta fuerza es necesaria para deformar el material en una misma dirección ^[10].

En el caso en particular de la generación de energía sonora, las características elásticas del material juegan un papel importante. Cuando un metal es sometido a disturbios mecánicos, los movimientos elásticos producen ondas que son escuchadas como sonido. El movimiento de circular o lineal de maquinarias con propiedades elásticas y fuertes cambios de velocidad relativa entre dos objetos conocidos como golpes de impacto, constituyen algunas de las más comunes fuerzas perturbadoras de los metales.

El movimiento de cualquier objeto, se puede caracterizar por la rapidez de su cambio de posición (velocidad). Si la rapidez de su cambio de posición aumenta a medida de que pasa el tiempo, se dice que el cuerpo está acelerando. Si se toma el ejemplo de un péndulo oscilante, por la fuerza de gravedad el péndulo adquiere más velocidad en la parte central y disminuye al acercarse a los extremos. Existe un trasvasije entre energía cinética y energía potencial. Los componentes de las maquinarias, al tener características elásticas, pueden también oscilar e intercambiar energía al igual que el péndulo. Si la velocidad de oscilación está dentro del rango de perturbaciones audibles por los humanos, los componentes producirán sonido.

Tomando como ejemplo el golpe aplicado por un martillo a un clavo que se encuentra en una madera: el martillo, debido a la fuerza de gravedad, se encuentra cargado de energía potencial. En el momento que empieza el movimiento, dicha energía pasa a ser energía cinética. Por su lado, el clavo se encontraba estático y al momento del impacto, toda la energía que llevaba el martillo fue transmitida a él.

Todos los componentes son elásticos y están insertos en un medio elástico como es el aire. Los disturbios mecánicos causados por el impacto y la transferencia de energía deforman el martillo, el clavo y la madera. Cada uno de ellos al oscilar dentro del medio elástico producen sonido.

Cuando el martillo impacta sobre el clavo y él sobre la madera, las ondas formadas se alejan del punto de impacto a una velocidad constante produciendo la oscilación de la madera y el correspondiente sonido audible.

Cada material o estructura presenta modos de vibración o frecuencias naturales con las cuales ellos responden a una excitación. La base para determinar el comportamiento dinámico de una estructura después de ser excitada de alguna manera, es conocer dichas frecuencias.

Se dice que una estructura entra en *resonancia* cuando la excitación coincide con un modo natural. Si la excitación es continua, producirá un aumento de la amplitud de vibración, es decir una amplificación del sonido.

Existen maquinarias en la industria que además de producir ruido mediante lo ya explicado, producen ruido por movimiento de fluidos. Es el caso de ventiladores, extractores, torres de enfriamiento, etc.

El movimiento de fluidos puede considerarse como fuerza perturbadora de medios, produciendo oscilaciones en el aire exterior o en cualquier medio en el que esté inserto.

2.2. - Predicción de niveles de potencia emitidos por maquinaria industrial

En momentos donde se trata describir el campo sonoro emitido por una industria que aún no está instalada físicamente, el primer paso es conocer el tipo de fuentes sonoras que ella tendrá para su funcionamiento. Muchas veces las fábricas o manufactureras de las máquinas suministran información acerca de la potencia sonora emitida por sus productos o el nivel de presión sonora a 1 metro de la fuente; caso contrario, es posible realizar mediciones, las que bien realizadas entregarían datos fidedignos de la situación, u obtener los niveles por métodos de predicción basados en estudios empíricos estadísticos medidos en terreno, los que muchas veces pueden presentar fallas. A pesar de esto, éstos métodos se han convertido en una gran herramienta para aquel ingeniero que de alguna manera conoce las precauciones a tomar en una predicción ^{[6][7]}.

Otra de las alternativas es buscar datos de niveles de potencia sonora de fuentes que se asemejan a las que se encuentran en estudio. Por esto, se presenta una base de datos de niveles de presión a una distancia determinada y potencia sonora de distintas máquinas usadas en industrias (*anexo 1*). Se recomienda además revisar la Norma Inglesa BS 5228^v.

En el presente capítulo, se dará una breve descripción de métodos de predicción del nivel de potencia sonora producido por máquinas que se encuentran comúnmente en industrias. Si es necesario obtener los niveles por bandas de octava o con ponderación A, se debe sustraer los valores entregados en la *tabla 2.1* a los resultados de las ecuaciones, en los casos en los que no se hable del espectro del ruido.

2.2.1. - Transformadores

El ruido proveniente de transformadores tiene tres principales orígenes:

- Fuerzas electroestáticas que producen que el núcleo de las bobinas vibre a las frecuencias de trabajo de la red eléctrica y sus armónicos superiores; es decir que si la red funciona a 50 Hz, el ruido se presentará en esta frecuencia y en 100 Hz, 200 Hz, 300 Hz, etc.

- Cuando el transformador es de grandes dimensiones, capaz de manejar grandes cantidades de energía, es necesario que el mismo tenga alguna forma de refrigeración o ventilación. Para esto, se ocupan ventiladores que producen ruido en un ancho de banda bastante amplio. De cualquier manera, este ruido es usualmente de mucho menos nivel que el producido por la vibración del núcleo, además de no estar presente en todo el funcionamiento del transformador. Sucede lo mismo con las bombas de aceite que muchas veces son usadas en transformadores.
- Corrientes parásitas inducidas por el paso de corriente alterna en bobinas.

De acuerdo a la Asociación de Fabricantes de Equipos Electrónicos EUA (National Electrical Manufacturers Association - NEMA), el nivel de presión sonora ponderado A, a un pie de distancia del transformador (0.35 mts.) puede ser estimado de la siguiente manera ^[11]:

$$\text{Para transformador común:} \quad L_n = 55 + 12 \cdot \log(MVA) \quad (\text{dBA}) \quad (2.1)$$

$$\text{Para transformador con silenciador:} \quad L_n = 45 + 12 \cdot \log(MVA) \quad (\text{dBA}) \quad (2.2)$$

donde MVA es la máxima tasa de transformación medida en volts-ampere * 10^6 . En la mayoría de los casos este dato viene especificado por la manufacturera. Esta ecuación es válida para transformadores entre 20 a 450 (MVA). El nivel de potencia sonora ponderado A está dado por:

$$L_w = L_n + 10 \cdot \log S \quad (\text{dBA}) \quad (2.3)$$

donde S es la superficie total de las cuatro paredes del transformador medido en metros cuadrados. El último término de la ecuación (2.3) puede ser calculado de la siguiente manera:

$$10 \cdot \log S = 14 + 2.5 \cdot \log(MVA) \quad (\text{dBA}) \quad (2.4)$$

Se considera en la práctica, que el ruido emitido por los transformadores es omnidireccional y continuo mientras este se encuentra en funcionamiento. Los resultados de varios estudios usando este método, han presentado una variación de ± 7 dB el nivel real del ruido.

2.2.2. – Calderas ^{[7] [11]}

Calderas de vapor maestras

El nivel de potencia sonora de una caldera de vapor maestra (entre 100 y 1000 *MWe*) puede ser calculado usando la siguiente ecuación:

$$L_w = 84 + 15 \cdot \log(MWe) \quad (\text{dB}) \quad (2.5)$$

donde *MWe* es la tasa de generación de energía de la caldera, medida en mega-watts.

Este tipo de calderas es muy usada en plantas generadoras de electricidad. Su ruido es generalmente irradiado omnidireccionalmente y en un ancho de banda bastante amplio. Cualquiera sea la forma de producir la combustión: aire, ventiladores, gas, motores, etc., muchas veces se producen ruidos tonales que pueden incrementar el nivel de ruido equivalente.

Calderas de vapor Auxiliares

El nivel de potencia sonora de una caldera auxiliar (50 a 2000 bhp), puede ser calculado de la siguiente manera:

$$L_w = 95 + 4 \cdot \log(bhp) \quad (\text{dB}) \quad (2.6)$$

donde 1 caballo de fuerza (bhp) equivale a 15 Kg. de vapor por hora.

2.2.3. - Turbinas

Turbinas de gas

“Una turbina de gas de un tamaño moderado, en funcionamiento puede llegar a producir un nivel de potencia sonora entre 150 a 160 dB”.

El ruido producido por turbinas de gas es producido por cuatro principales fuentes: La entrada de aire al compresor, la salida de potencia de la turbina o escape de gas, la envoltura y/o encierro

de los componentes rotatorios y el conjunto de equipamiento auxiliar que incluye ventiladores o refrigerantes, transformadores eléctricos, etc., este último tiene poca importancia debido a su poco aporte al nivel equivalente en condiciones de buen funcionamiento.

Los niveles de potencia sonora de los componentes de una turbina de gas pueden ser obtenidos mediante las siguientes ecuaciones [6]:

$$L_w = 127 + 15 \cdot \log(MW) \quad (\text{dB}) \quad \text{toma de aire} \quad (2.7)$$

$$L_w = 133 + 10 \cdot \log(MW) \quad (\text{dB}) \quad \text{escape de gas} \quad (2.8)$$

$$L_w = 120 + 5 \cdot \log(MW) \quad (\text{dB}) \quad \text{envoltura o cubierta} \quad (2.9)$$

donde *MW* es la potencia producida por la turbina en mega-watts.

Fuente	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Transformadores	3	-3	-5	0	0	6	11	16	23	0
Calderas maestras	4	5	10	16	17	19	21	21	21	12
Calderas Auxiliares	6	6	7	9	12	15	18	21	24	9
Turbina de gas (escape)	12	8	6	6	7	9	11	15	21	4
Turbina de gas (entrada)	19	18	17	17	14	8	3	3	6	0
Turbina de gas (envoltura)	10	7	5	4	4	4	4	4	4	2
Turbina de vapor pequeña	11	7	6	9	10	10	12	13	17	5
Turbina de vapor grande	9	3	5	10	14	18	21	29	35	12
Compresor recíproco y rotatorio	11	15	10	11	13	10	5	8	15	2
Compresor centrífugo : envoltura	10	10	11	13	13	11	7	8	12	2
Compresor centrífugo : toma de aire	18	16	14	10	8	6	5	10	16	0
Refrigerador: compresor recíproco	-	19	11	7	1	4	9	14	--	0
Refrigerador: compresor centrífugo	-	8	5	6	7	8	5	8	--	0
Refrigerador: compresor rotatorio	25	19	15	3	6	10	15	20	22	5
Torres de enfriamiento	-	--	19.4	19.8	13	7.8	6.3	4.3	7.2	0
Torres de enfriamiento: f. forzado (max.vel)	9	6	6	9	12	16	19	22	30	10
Torres de enfriamiento: f. forzado (Med. Vel)	9	6	6	10	10	11	11	14	20	5
Mt. eléctricos TEFC (bajo 750kW)	14	14	11	9	6	6	7	12	20	1
Mt. Eléctricos drip-proof (bajo 750kW)	9	9	7	7	6	9	12	18	27	4
Bombas	13	12	11	9	9	6	9	13	19	4
Generadores	11	8	7	7	7	9	11	14	19	4
Mt. diesel y gas – escape	5	9	3	7	15	19	25	35	43	12
Mt. diesel y gas – envoltura (<600 rpm)	12	12	6	5	7	9	12	18	28	4
Mt. diesel y gas – envoltura (600-1500 rpm)	14	9	7	8	7	7	9	13	19	3
Mt. diesel y gas – envoltura (600-1500 rpm) con filtro incluido.	22	16	18	14	3	4	10	15	26	1
Mt. diesel y gas – envoltura (>1500 rpm)	22	14	7	7	8	6	7	13	20	2
Mt. diesel y gas – toma de aire (turbo)	4	11	13	13	12	9	8	9	17	3

Tabla 2.1. – Corrección sobre el nivel de potencia sonora estimado para obtener los niveles de potencia en bandas de octava y con ponderación A [7], [11].

Generalmente, el ruido emitido por el escape de gas es el de mayor nivel, mientras que muchas veces el ruido emitido por la envoltura es mitigado con el uso de materiales termo-acústicos. El ruido del escape incluye altos niveles sonoros en un amplio ancho de banda con algunas frecuencias discretas que muchas veces son casi imposibles de controlar.

Turbinas a vapor

Cuando se habla de predecir los niveles sonoros producidos por turbinas a vapor, se diferencian dos procedimientos: uno para turbinas relativamente pequeñas con un rango de potencia entre los 400 a los 8000 kW, operando a velocidades entre 3600 a 6000 revoluciones por minuto (rpm). El otro procedimiento, pronostica los niveles sonoros de turbinas de grandes dimensiones con potencias entre 200 a 1100 MWe usadas en centrales eléctricas ^[11].

La mayoría de las turbinas de este tipo, sobre todo las pequeñas, tienen instaladas envolturas termo-acústicas para lograr disminuir los niveles de emisión.

Los niveles de potencia sonora para las turbinas relativamente pequeñas, pueden ser estimados mediante la siguiente ecuación:

$$L_w = 93 + 4 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.10)$$

Este ruido es considerado omnidireccional, de banda ancha y continuo.

Contrariamente, el ruido de turbinas grandes incluye generalmente frecuencias discretas que varían dependiendo la velocidad de funcionamiento. Su nivel de potencia sonora está dado por:

$$L_w = 113 + 4 \cdot \log(MW) \quad (\text{dB}) \quad (2.11)$$

2.2.4. – Compresores

Los compresores constituyen una fuente de ruido en muchas industrias debido a su requerimiento en diversos procesos. El ruido emitido por ellos es distinto para cada tipo de tecnología usada para su fabricación; esto se acentúa mientras más grande es el compresor; para pequeños

compresores el ruido es similar. Los más usados son los compresores recíprocos, los compresores centrífugos y los compresores axiales o rotatorios.

El ruido generado por un compresor lo constituye principalmente la toma de aire y la cañería de salida donde se produce turbulencia de flujo debido al paso no suave del fluido^[12]. Existen otros ruidos producidos por la interacción del fluido en las partes rotativas (rotores) y en las partes fijas (estatores), o a través de otras partes estructurales. Generalmente, se considera su emisión como omnidireccional y con un espectro de gran ancho de banda sin tonos discretos prominentes.

Por otra parte, para el funcionamiento del compresor es necesario un motor, el cual no siempre es tomado en cuenta en métodos de predicción (no es el caso de las ecuaciones presentadas).

Los procedimientos de predicción presentados en esta sección son aplicables a compresores comunes y convencionales, que no presentan medidas de aislamiento.

La *tabla 2.2* presenta los niveles de presión sonora a un metro de distancia de compresores de pequeñas dimensiones^[6]. En la mayoría de los casos, estos datos no deberían ser sobrepasados.

Para compresores de mayor dimensión, *Heitner* en 1978 desarrolló métodos para obtener los niveles de potencia sonora generados dentro de la cañería del compresor. Más adelante, tomando en cuenta la pérdida de transmisión del material de la tubería se podrá conocer los niveles de potencia externos. De esta manera:

Compresor Centrífugo: nivel de ruido interno^[6]

El nivel de potencia sonora producido por este tipo de compresor en el interior de la cañería de salida puede ser calculado mediante la siguiente ecuación:

$$L_w = 20 \cdot \log(kW) + 50 \cdot \log(U) - 45 \quad (\text{dB}) \quad (2.12)$$

donde U es la velocidad máxima del impulsor del fluido, medido en metros por segundo ($30 < U < 230$) y kW es la potencia del motor.

Niveles de presión sonora estimados a un metro de distancia para compresores de aire de poca potencia			
Bandas de octava	Rango de potencia del compresor de aire (kW)		
	Sobre 1.5	2 – 6	7 – 75
31.5	82	87	92
63	81	84	87
125	81	84	87
250	80	83	86
500	83	86	89
1000	86	89	92
2000	86	89	92
4000	84	87	90
8000	81	84	87

Tabla 2.2. – Niveles de presión sonora estimados, a un metro de distancia. Compresores de pequeñas dimensiones y poca potencia.

La frecuencia a la que se presenta el mayor nivel de ruido esta dada por:

$$f_p = 4.1 \cdot U \quad (\text{Hz}) \quad (2.13)$$

Para la banda que contenga a esta frecuencia, el nivel esta dado por el valor obtenido en la ecuación (2.12) menos 4.5 dB. Las otras bandas por sobre y por debajo de f_p disminuirán a partir de ésta en 3 dB por octava.

Compresor axial o rotatorio: nivel de ruido interno ^[6]

La siguiente ecuación puede ser usada para calcular el nivel de potencia acústica producido por un compresor axial en el interior de la cañería de salida:

$$L_w = 68.5 + 20 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.14)$$

La frecuencia donde se presenta el mayor ruido esta dada por:

$$f_p = \frac{B \cdot (\text{RPM})}{30} \quad (\text{Hz}) \quad (2.15)$$

donde B es el número de paletas o aspas en el compresor y (RPM) son las revoluciones por minuto. El espectro puede ser obtenido usando las siguientes ecuaciones: para la banda que contiene f_p , el nivel esta dado por:

$$L_w = 66.5 + 20 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.16)$$

para otras bandas:

$$L_w = 76.5 + 10 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad \text{banda de 63 Hz} \quad (2.17)$$

$$L_w = 72 + 13.5 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad \text{Banda 500 Hz.} \quad (2.18)$$

para la banda que contenga a f_h , el nivel esta dado por:

$$L_w = 72 + 13.5 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.19)$$

donde f_h esta dado por:

$$f_h = f_p^2 / 400 \quad (\text{Hz}) \quad (2.20)$$

De esta manera al graficar el espectro, se traza una línea recta entre los niveles de potencia de las bandas de 63 Hz. y 500 Hz. Luego una curva suave hasta llegar a la banda que contiene f_p y la que contiene f_h .

Compresor recíproco: nivel de ruido interno^[6]

El nivel de potencia sonora producido en el interior de la cañería de salida esta dado por:

$$L_w = 106.5 + 10 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.21)$$

Para determinar los valores en el espectro, se define f_p como:

$$f_p = B \cdot (RPM) / 60 \quad (\text{Hz}) \quad (2.22)$$

donde B es el número de cilindros. Al igual que en el compresor centrífugo, el nivel de potencia sonora de la banda que incluye f_p esta dado por la ecuación (2.21) menos 4.5 dB. Para las bandas adjuntas, tanto por abajo como por arriba de f_p , el nivel disminuye en 3 dB/octava.

Calculo de los niveles emitidos por los compresores al ambiente^[6]

La potencia sonora radiada por un compresor al ambiente esta dada por el nivel de potencia acústica en el interior de la cañería de salida, descrito anteriormente para distintos tipos de compresor, menos la pérdida de transmisión ofrecida por el material de la cañería, calculado mediante la siguiente ecuación:

$$TL = 17 \cdot \log(mf) - 48 \quad (\text{dB}) \quad (2.23)$$

donde m es la densidad superficial (Kg/m^2) del material de la cañería, y f es la frecuencia central de la banda de octava considerada. La ecuación (2.23) es una simplificación de un caso complicado, en el cual el diámetro de la cañería, material de poco grosor, inadecuados soportes, etc., pueden ser razón de una disminución en alguna banda de la pérdida obtenida de dicha ecuación.

Alternativamente, el *Instituto Eléctrico Edison* en 1978, presentó ecuaciones que pueden servir para calcular el nivel de potencia sonora emitido directamente. De esta manera^[11]:

Compresores recíprocos o axiales con silenciadores parciales internos:

$$L_w = 90 + 10 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.24)$$

Compresores centrífugos: envoltura

$$L_w = 79 + 10 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.25)$$

Compresores centrífugos: entrada de aire

$$L_w = 80 + 10 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.26)$$

donde kW en las últimas tres ecuaciones es la potencia media del compresor.

Para obtener el espectro o ponderación A , sustraer los valores presentados en la *tabla 2.1*.

2.2.5. -Compresores para Unidades de Refrigeración

En una unidad de refrigeración el compresor es usualmente la fuente dominante de ruido. Se utilizan los tres tipos de compresores más comerciales nombrados anteriormente. En la *tabla 2.3*, se presentan los niveles de presión sonora a un metro de distancia de las máquinas clasificadas por el tipo de compresor usado y por su capacidad de refrigeración; estos valores no deberían ser excedidos en un 95 % de los casos. Las variaciones en la velocidad de funcionamiento no repercuten de gran manera en los niveles sonoros.

Cuando se quiere conocer el nivel de potencia emitido por el compresor, no tomando en cuenta el ruido del motor, es posible predecirlo mediante las siguientes ecuaciones ^[11]:

$$L_w = 71 + 9 \cdot \log(T) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \text{Compresor recíproco} \quad (2.27)$$

Niveles estimados de presión sonora a un metro de distancia producidos por compresores usados en unidades refrigeradoras										
tipo	Capacidad de la máquina	Bandas de octava (Hz)								
		31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Recíproco	35 – 175 kW	79	83	84	85	86	84	82	78	72
	175 – 615 kW	81	86	87	90	91	90	87	83	78
Rotatorio	350 – 1050 kW	70	76	80	92	89	85	80	75	73
Centrífugo	Bajo 1750 kW	92	93	94	95	91	91	87	80	--
	1750 kW y más	92	93	94	95	93	98	98	93	87

Tabla 2.3. – Niveles de presión sonora estimados, a un metro de distancia producidos por compresores usados en unidades de refrigeración [7].

$$L_w = 95 + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \text{Compresor axial} \quad (2.28)$$

$$L_w = 60 + 11 \cdot \log(T) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \text{Compresor centrífugo} \quad (2.29)$$

donde T es la capacidad de refrigeración medida en toneladas (1 tonelada de capacidad de refrigeración es equivalente a 3.52 kW de calor removido). A es la superficie total de una superficie hipotética localizada a d metros del punto más cercano de una caja envolvente de referencia. Puede ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$A = 4 \cdot (a \cdot b + b \cdot c + c \cdot a) \cdot \frac{a + b + c}{a + b + c + 2 \cdot d} \quad (2.30)$$

donde $a = 0.5L + d$; $b = 0.5W + d$ y $c = H + d$, con L , W y H : la longitud, ancho y altura de la caja de referencia respectivamente. Para las ecuaciones (2.27), (2.28) y (2.29) $d = 1$.

La ecuación (2.27), a entregado resultados con ± 5 dB de error, mientras que las últimas dos presentan ± 4 dB de falla.

Los espectros pueden ser calculados restando los valores entregados en la *tabla 2.1*.

2.2.6. -Torres de enfriamiento

Uno de los más novedosos métodos de predicción de ruido producido por torres de refrigeración mostrando buenos resultados, es el desarrollado por *Ellis R.M.*. Este método calcula el nivel de presión sonora ponderado A , a nivel de la base y a cualquier distancia de una torre de refrigeración de convección natural. De esta manera, la presión sonora ponderado A en el borde de estanque (ver *figura 2.1*) esta dada por ^[12]:

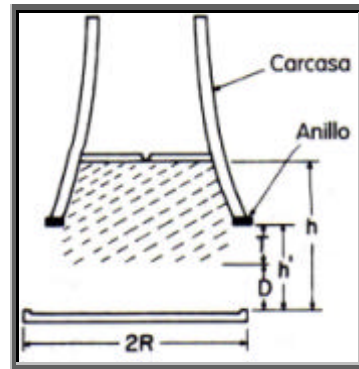


Figura 2.1. – Torre de refrigeración de convección natural [12].

$$P_{borde} = \sqrt{W_{ac}} \cdot \frac{rc}{(2pRh')} \quad (\text{Pa}) \quad (2.31)$$

donde:

$$W_{ac} = Mh \cdot \left[0.95 \left(\frac{T}{h} \right)^2 + 1.8 \left(\frac{D}{h} \right)^2 \right] \cdot 10^{-5} \quad (\text{Watts}) \quad (2.32)$$

M: flujo de masa de agua de refrigeración (Kg/s)

h: altura de la caída del agua medida del drenaje hasta el estanque (m)

T: profundidad de la masa confinada debajo de la viga-anillo (m)

D: altura de la superficie del estanque hasta la base de la masa confinada (m)

h': profundidad del área abierta debajo de la cáscara de la torre (m)

R: radio del estanque (m)

rc: impedancia característica del aire (rayl)

La presión sonora ponderado A, a una distancia de X (m) del borde del estanque esta dada por:

$$P_{estaque} = \sqrt{W_{ac} \cdot \frac{r \cdot c}{pX^2 \left(1 + \frac{2R}{X} \right)} \cdot tg^{-1} \sqrt{1 + \frac{2R}{X}}} \quad (\text{Pa}) \quad (2.33)$$

Correcciones para obtener los niveles por bandas, se presentan en la *tabla 2.1*.

Otro método señala que los niveles de potencia sonora de una torre de enfriamiento de flujo forzado pueden ser calculado de la siguiente manera ^[11]:

$$L_w = 96 + 10 \cdot \log(kW) \quad \text{Máxima velocidad de operación} \quad (2.34)$$

$$L_w = 88 + 10 \cdot \log(kW) \quad \text{Mediana velocidad de operación} \quad (2.35)$$

donde kW es la potencia de máxima velocidad del ventilador.

Cuando se calculan niveles de presión sonora a distancias mayores de 10 mts. de la torre, se añaden las siguientes correcciones por efecto de la direccionalidad:

Tipo de torre de enfriamiento	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Flujo forzado, lugar aireado	0	0	0	1	2	2	2	3	3	2
Flujo forzado, lugar encerrado	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-4	-5	-6	-4
Flujo forzado, cubrera	3	3	3	3	3	4	4	3	3	3
Flujo natural, cubrera	8	8	8	8	9	9	10	10	10	10
Flujo natural, horizontal	-2	-3	-4	-6	-8	-10	-12	-14	-16	11
Flujo natural, 30° de inclinación	-3	-4	-5	-7	-9	-10	-14	-16	-18	13

Tabla 2.4. – Corrección sobre el nivel de presión sonora obtenido del nivel de potencia sonora predecido, para puntos de inmisión a distancias mayores de 10 metros de la torre de enfriamiento [11].

Para una torre de enfriamiento con flujo natural, el nivel de potencia sonora en el anillo (base) y en la descarga (cumbre) es dependiente de la velocidad de operación. Los niveles pueden ser obtenidos de la *tabla 2.5* ^[12].

Cuando el flujo es horizontal o con 30° de inclinación, se puede asumir que el ruido del anillo se irradia uniformemente, mientras que el ruido de la descarga es ascendente. Cuando se calcula el nivel de presión de la descarga, se debe añadir las correcciones de la *tabla 2.4*.

Torre de enfriamiento de flujo natural	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	A
Ruido en el anillo (base)	--	--	105	104	106	108	110	112	110	117
Ruido en la descarga (descarga)	--	--	100	99	101	103	105	107	105	112

Tabla 2.5. – Niveles de potencia sonora de torres de enfriamiento de flujo natural.

2.2.7. - Ruido de ventiladores y extractores

Son sistemas de movimiento de fluido muy usados en industrias. Básicamente, para cumplir su función todos los tipos procedentes de distintas manufactureras, tienen un elemento principal: un rotor con aspas. Desde el punto de vista de la dirección del flujo, los ventiladores industriales pueden ser clasificados en: los de flujo axial y los de flujo centrífugo (ver figura 2.2).

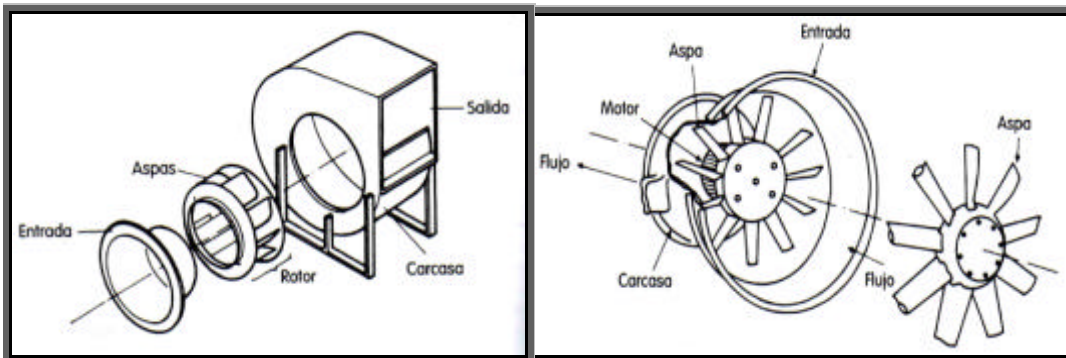


Figura 2.2. – Ventilador centrífugo y ventilador axial [12].

La principal fuente sonora es el ruido aerodinámico de tipo banda ancha que se produce en regiones de flujo turbulento y vórtices. Por otro lado, el paso de las aspas próximo a elementos fijos puede causar ruido en la frecuencia de paso f_p y sus dos primeros armónicos superiores.

La frecuencia de paso está dada por ^[12]:

$$f_p = \frac{(n^\circ \text{ aspas}) \cdot (\text{RPM})}{60} \quad (\text{Hz}) \quad (2.36)$$

Existen varios métodos para la predicción del ruido producido por este tipo de maquinaria industrial, entre ellos los publicados por *Beranek*, *Kamperman* y *Allen* en 1955. Todos estos, no incluyen la contribución de la componente discreta en la frecuencia de paso de las aspas. En 1972, *Graham* desarrolló un método que sí incluye el ruido en la frecuencia de paso. De esta manera, el nivel de potencia sonora emitido para ventiladores centrífugos está dado por ^[6]:

$$L_w = K + 10 \cdot \log Q + 20 \cdot \log P_s + \frac{E}{3} + C - 48 \quad (\text{dB}) \quad (2.37)$$

donde Q es el flujo de volumen (m^3/s), P_s es la presión estática (Pa), E es el porcentaje de eficiencia (si no se conoce usar $E = 99$), C es el aumento del Nivel de potencia en la frecuencia de paso (f_p) y K es un factor empírico para cada banda de octava; estos últimos dos factores se encuentran en la *tabla 2.6*.

Por otro lado, para ventiladores axiales, la ecuación queda de la siguiente manera [6]:

$$L_w = K + 70 \cdot \log(D) + 50 \cdot \log(RPM) + C - 223 \quad (\text{dB}) \quad (2.38)$$

donde D es el diámetro de la rueda formada por el ventilador en funcionamiento y RPM son las revoluciones por minuto.

Tipo de rotor		Diámetro	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	C
Ventiladores centrífugos	Airfoil, curvado o Inclinado hacia atrás	Sobre 0.9 m.	32	32	31	29	28	23	15	7	3
		Bajo 0.9 m.	36	38	36	34	33	28	20	12	3
	Curvado hacia adelante	todos	47	43	39	33	28	25	23	20	3
	Radial de presión Con distintos tipos de aspa	Sobre 1 m.	45	39	42	39	37	32	30	29	8
		Entre 1 y 0.5 m.	55	48	48	45	45	40	38	37	8
		Bajo 0.5 m.	63	57	58	50	44	39	38	37	8
	Axial con guías	Sobre 1 m.	39	36	38	39	37	34	32	22	6
		Bajo 1 m.	37	39	43	43	43	41	38	32	6
	Turbo axial	Sobre 1 m.	41	39	43	41	39	37	34	27	7
Bajo 1 m.		40	41	47	46	44	43	37	35	7	
Ventiladores axiales	Hélice (diámetro)	Menor a 3.5 m	48	51	58	56	55	52	46	44	5
		Mayor a 3.5 m	56	57	56	55	55	52	48	46	5

Tabla 2.6. – Factor K y C para la predicción de niveles de potencia emitidos por distintos tipos de ventiladores [6].

2.2.8. - Motores eléctricos

Las principales fuentes de ruido de un motor eléctrico son las vibraciones de sus componentes y el flujo turbulento del aire de refrigeración; se divide en tres tipos: magnético, mecánico y aerodinámico.

El ruido magnético se origina principalmente por las fuerzas magnéticas que actúan en el estator y en el rotor, a través del espacio de aire; es función de la densidad de flujo magnético, del número y forma de las ranuras y de la geometría del espacio de aire.

El ruido aerodinámico es generado principalmente por flujo turbulento y vórtices, que son producidos por las aspas del rotor en movimiento, relativo a los elementos estacionarios.

En general, la emisión se presenta en banda ancha con algunas componentes discretas producidas en la frecuencia de paso de las aspas del ventilador. Para la predicción, los motores se dividen en:

Motores bajo los 750 kW

Para motores eléctricos TEFC (totally enclosed fan-cooled), el nivel de potencia sonora puede ser calculado usando la siguiente ecuación ^[11]:

$$L_w = 17 + 17 \cdot \log(kW) + 15 \cdot \log(RPM) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Bajo 40 kW.}} \quad (2.39)$$

$$L_w = 28 + 10 \cdot \log(kW) + 15 \cdot \log(RPM) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Sobre 40 kW.}} \quad (2.40)$$

donde kW es la potencia nominal, RPM es la velocidad de operación del motor y A está dado por la ecuación (2.30) con $d = 1$.

Para motores DRPR (Drip-proof), el nivel de potencia sonora puede ser calculado por:

$$L_w = 12 + 17 \cdot \log(kW) + 15 \cdot \log(RPM) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Bajo 40 kW.}} \quad (2.41)$$

$$L_w = 23 + 10 \cdot \log(kW) + 15 \cdot \log(RPM) + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Sobre 40 kW.}} \quad (2.42)$$

Motores entre los 750 kW y 4000 kW

Para motores que se encuentran en este rango de potencia nominal, la siguiente tabla puede ser usada para conocer los niveles de potencia ^[11].

Motor Eléctrico (750-4000 kW)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A
1800 – 3600 rpm	94	96	98	98	98	98	98	95	88	104
1200 rpm	88	90	92	93	93	93	98	88	81	101
900 rpm	88	90	92	93	93	96	93	88	81	101
< 720 rpm	88	90	92	93	93	98	92	83	75	100
250 y 400 rpm (vertical)	86	87	88	88	88	98	88	78	68	99

Tabla 2.7. – Niveles de potencia por bandas y ponderación A de motores eléctricos entre 750 kW y 4000 kW.

Por otro lado, la Asociación Nacional de Fabricantes de Equipos Electrónicos EUA (National Electrical Manufacturers Association – NEMA) publicó un método para conocer los niveles de potencia producidos por distintos motores eléctricos en función del tipo de carcasa y la potencia nominal. El método señala ^[12]:

$$L_w = m(10 \cdot \log HP) + b \quad (\text{dBA}) \quad (2.43)$$

donde los valores de m y b se presentan en la tabla 2.8.

Además de esto, la NEMA publicó una pequeña base de datos de los niveles de potencia en función del tipo de carcasa. Ésta se la presenta en el anexo 1.

Modelo	Tipo	(rpm)	Potencia (hp)	m	b	Intersección con 1 hp	Nivel mínimo sobre la intersección (dBA)
60 Hz, 3 fase	Abierto	3600	3 a 250	1.35	13.5	67.0	76
60 Hz, 3 fase	Abierto	1800	2 a 200	1.25	12.5	63.0	70
60 Hz, 3 fase	Abierto	1200	1 a 125	1.3	13	63.5	65
60 Hz, 3 fase	Abierto	900	¾ a 100	1.2	12	62.0	67
60 Hz, 3 fase	TEFC	3600	2 a 250	0.9	9	84.0	86
60 Hz, 3 fase	TEFC	1800	2 a 200	1.8	18	61.0	70
60 Hz, 3 fase	TEFC	1200	1 a 125	1.8	18	57.5	64
60 Hz, 3 fase	TEFC	900	¾ a 100	1.4	14	65.0	68
DC	Abierto	2500	1 a 200	1.4	14	74.5	81
DC	Abierto	1750	1 a 200	1.5	15	65.0	72
DC	Abierto	1150	1 a 200	1.6	16	57.0	63
DC	Abierto	850	1 a 40	1.35	13.5	57.0	60

Tabla 2.8. – Constantes m y b usadas en la ecuación (2.43).

2.2.9. - Motores diesel o gasolina

Las tres principales fuentes que por vibraciones pueden producir altos niveles de ruido en un motor de este tipo, al igual que en las turbinas de gas, son: escape, la toma de aire y de alguna manera la envoltura o cubierta. De esta manera [6]:

Ruido de escape

El nivel de potencia sonora producido por un escape sin ningún silenciador esta dado por:

$$L_w = 120 + 10 \cdot \log(kW) - K - \frac{i_{ex}}{1.2} \quad (\text{dB}) \quad (2.44)$$

donde $K = 6$ para un motor turbo, $K = 0$ para un motor no turbo, kW es la potencia máxima del motor e i_{ex} es la longitud del caño de escape. En la siguiente tabla se presentan los efectos producidos por silenciadores comerciales [6].

Banda de octava Frecuencia central (Hz)	Silenciador con bajas caídas de presión			Silenciador con altos cambios de presión		
	Pequeño	Mediano	Grande	Pequeño	Mediano	Grande
63	10	15	20	16	20	25
125	15	20	25	21	25	29
250	13	18	23	21	24	29
500	11	16	21	19	22	27
1000	10	15	20	17	20	25
2000	9	14	19	15	19	24
4000	8	13	18	14	18	23
8000	8	13	18	14	17	23

Tabla 2.9. – Pérdida de inserción aproximada de típicos silenciadores reactivos usados en motores.

Ruido de envoltura o cubierta

El nivel de potencia sonora producido por la envoltura de un motor puede ser calculado mediante la siguiente ecuación:

$$L_w = 94 + 10 \cdot \log(kW) + A + B + C + D \quad (\text{dB}) \quad (2.45)$$

donde los factores de corrección vienen especificados y justificados en la *tabla 2.10*.

Los niveles de potencia por bandas dependen de las revoluciones por minuto realizadas por el motor. En la *tabla 2.1* se encuentran clasificados los valores a sustraer del resultado de la ecuación (2.45).

Término de corrección	Tipo de corrección	condición	dB
A	Velocidad	Menos de 600 <i>RPM</i>	-5
		Entre 600 y 1500 <i>RPM</i>	-2
		Sobre 1500 <i>RPM</i>	0
B	Tipo de combustible	Solo diesel	0
		Diesel y/o gas natural	0
		Solo gas natural (con poca cantidad de aceite)	-3
C	Arreglo de cilindros	En línea	0
		En V	-1
		Radial	-1
D	Toma de aire	Sin conducto y sin silenciador	+3
		Con conducto y con silenciador	0
		Con conducto hacia fuera	0
		Otro tipo de toma de aire (con y sin turbo)	0

Tabla 2.10. – Factores de corrección de la ecuación (2.45) [11].

Ruido de la toma de aire

Para los motores que tienen sistema turbo, el nivel de potencia producido por la toma de aire puede ser calculado con:

$$L_w = 95 + 5 \cdot \log(kW) - \frac{i_{in}}{1.8} \quad (\text{dB}) \quad (2.46)$$

donde i_{in} es el largo del conducto de respiración medido en metros. Para motores de potencia menor a 340 kW, el cálculo del nivel producido por la envoltura incluye el ruido producido por la toma de aire, siendo motor con turbo o con aspiración natural. Por lo general, para motores sin turbo, el nivel de la envoltura incluye el de la toma de aire.

Existe una pequeña corrección producto del tipo de combustible sobre el nivel de potencia emitido por la envoltura del motor. El ruido producido por un motor diesel es generalmente mucho más alto en nivel que el producido por un motor a gasolina. Por esto después de varios

estudios, *Rentz y Waters* publicaron algunas relaciones para estimar los niveles de presión sonora ponderado *A* para tres tipos de motores diesel ^[12]. Los resultados de las ecuaciones siguientes son validos a una distancia de 15 m. de la fuente.

$$L_p = 30 \cdot \log N + 50 \cdot \log B - 70.7 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor con aspiración natural de 4 tiempos} \quad (2.47)$$

$$L_p = 40 \cdot \log N + 50 \cdot \log B - 105.7 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor turbo de 4 tiempos} \quad (2.48)$$

$$L_p = 40 \cdot \log N + 50 \cdot \log B - 96.7 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor de 2 tiempos} \quad (2.49)$$

donde *N* es la velocidad del motor en *RPM* y *B* es el diámetro del cilindro del motor (cm).

Para un motor diesel con silenciador, el nivel de presión a 15 metros puede estar dado por:

$$L_w = 10 \cdot \log(bhp) + 74.5 \cdot C_o \quad (\text{dBA}) \quad (2.50)$$

donde *bhp* es la potencia al freno del motor y *C_o* tiene los siguientes valores: 15 dB para 2 tiempos; 17,2 dB para 4 tiempos con aspiración natural y 16,7 dB para 4 tiempos turbo.

El ruido de los ventiladores de refrigeración de un motor a diesel puede ser estimado con:

$$L_w = 10 \cdot \log(b_f \cdot n_f) + 30 \cdot \log \left[(a_1 \cdot N \cdot d_f)^2 + (5.305 \cdot V)^2 \right] - 108.6 \quad (\text{dBA}) \quad (2.51)$$

donde *b_f* es el ancho de las aspas del ventilador (m), *n_f* es el número de aspas, *N* es la velocidad del motor (RPM), *V* es la velocidad del vehículo (Km/h), *d_f* es el diámetro del ventilador (m) y *a₁* es igual a 1.0 para motores con cilindrada menor a 9800 cm³ y 1.2 para motores con cilindrada mayor o igual a 9000 cm³.

Para el ruido en la admisión de motores diesel, los niveles de presión sonora ponderado *A* para los tres tipos de motores descritos anteriormente, se obtienen de las siguientes ecuaciones:

$$L_p = 63 + 5 \cdot \log(bhp) - C_1 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor turbo de 4 tiempos} \quad (2.52)$$

$$L_p = 81 - C_1 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor con aspiración natural de 4 tiempos} \quad (2.53)$$

$$L_p = 83 - C_2 \quad (\text{dBA}) \quad \text{Motor de 2 tiempos} \quad (2.54)$$

donde bhp es la potencia al freno del motor y $C_1 = C_2 = 0$ para motor sin filtro de aire. Con el filtro instalado $C_2 = C_1 + 7$ dB y $C_1 = 13 - 5d_s$ dB, donde $d_s = 1$ con respirador en el filtro de aire y $d_s = 0$ caso contrario.

2.2.10. - Bombas

En la siguiente tabla se presenta una metodología para obtener el nivel de presión sonora a un metro de distancia de una bomba de agua, en función de su potencia nominal. Se incluye en estos niveles la contribución de las mangueras o cañerías succionadora y descargadora. Para situaciones en las que se presentan altos niveles de presión es posible que aumente en 5 a 10 dB la banda en la que se encuentre la frecuencia de paso de las aspás.

Rango de velocidad (RPM)	Potencia nominal de la bomba	
	Bajo 75 kW	Sobre 75 kW
3000 – 3600	$72 + 10 \log kW$	$86 + 3 \log kW$
1600 – 1800	$75 + 10 \log kW$	$89 + 3 \log kW$
1000 – 1500	$70 + 10 \log kW$	$84 + 3 \log kW$
450 – 900	$68 + 10 \log kW$	$82 + 3 \log kW$

Tabla 2.11. – Metodología para calcular el nivel de presión sonora a un metro de distancia de una bomba en función de su potencia nominal [11].

2.2.11. - Generadores

El nivel de potencia sonora de un generador puede ser predecido mediante la siguiente ecuación^[6]:

$$L_w = 84 + 10 \cdot \log(MW) + 6.6 \cdot \log(RPM) \quad (\text{dB}) \quad (2.55)$$

donde MW es la potencia producida por el generador y RPM es la velocidad de trabajo del generador. Revisar la *tabla 2.1* en el caso de que se quiera obtener los niveles por bandas y ponderado A.

2.2.12. - Ruido de engranajes

La siguiente ecuación entrega el nivel de presión sonora a un metro de distancia de una caja de engranajes ^[6]. Los niveles por bandas serán obtenidos mediante la siguiente ecuación y aplicando posteriormente correcciones a algunas bandas.

$$L_p = 78 + 3 \cdot \log(RPM) + 4 \cdot \log(kW) \quad (\text{dB}) \quad (2.56)$$

donde kW es la potencia que transmiten los engranajes y RPM es la velocidad rotacional del más lento engranaje. Para la banda de 63 Hz., sustraer 3 dB al nivel entregado por (2.56) y para la banda de 31.5 Hz. sustraer 6 dB.

2.2.13. - Ruido de válvulas ^[12]

Las válvulas reguladoras de presión constituyen una fuente sonora muy usada en plantas industriales. Estas, son elementos de descarga de fluidos o gases hacia la atmósfera o hacia un medio de menor presión.

El ruido se genera por los cambios bruscos de las condiciones del fluido en el orificio de la válvula. En la salida existe baja presión con alta velocidad de flujo. Por esto, el flujo laminar se torna turbulento al pasar por la válvula. La frecuencia fundamental de tal ruido se determina mediante el número de *Strouhal*, según la ecuación:

$$f_0 = \frac{K \cdot V}{d} \quad (\text{Hz}) \quad (2.57)$$

donde V es la velocidad de la componente principal del flujo, d es el ancho de la abertura de la válvula y K es el número de *Strouhal*, $K = 0,13$.

Varias relaciones empíricas para el cálculo del nivel de potencia sonora o de la presión sonora producido por válvulas han sido publicadas principalmente por fabricantes. La mayoría de éstas son muy específicas. *Nakano* en 1978, desarrolló el siguiente método para el cálculo del nivel de potencia sonora emitido por válvulas de gas:

$$L_w = A + B \cdot \log(G \cdot T \cdot F) \quad (\text{dB}) \quad (2.58)$$

donde T es la temperatura del gas en el tubo medida en grados Kelvin, G es la velocidad de la masa del flujo en la válvula en (Kg/s) y F es el factor dado por:

$$F = 1 - \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.59)$$

donde P_1 es la presión en la entrada, P_2 es la presión en la salida y γ es la razón calorífica del gas. Las constantes A y B dependen del tipo de válvula. De esta manera:

Tipo de válvula	A	B
Globo	90	10.0
Gaveta	100	15.6
Diafragma	101	19.7
Esfera	105	12.8
Aguja	91.5	13.1

Tabla 2.12. – Factores A y B de la ecuación (2.58).

En la siguiente gráfica se ilustran los distintos tipos de válvulas:

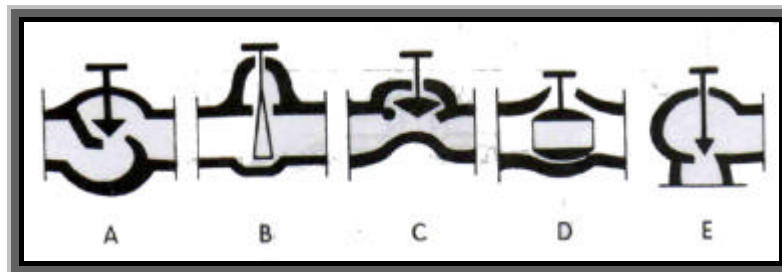


Figura 2.3. – Tipos de válvulas. (A) Globo, (B) Gaveta, (C) Diafragma, (D) Esfera y (E) Aguja.

La banda de frecuencia donde el espectro muestra su mayor nivel, es la banda que incluye la frecuencia f_o de la ecuación (2.57).

El espectro de potencia sonora se consigue restando la atenuación mostrada en la figura 2.4, del valor entregado por la ecuación (2.58).

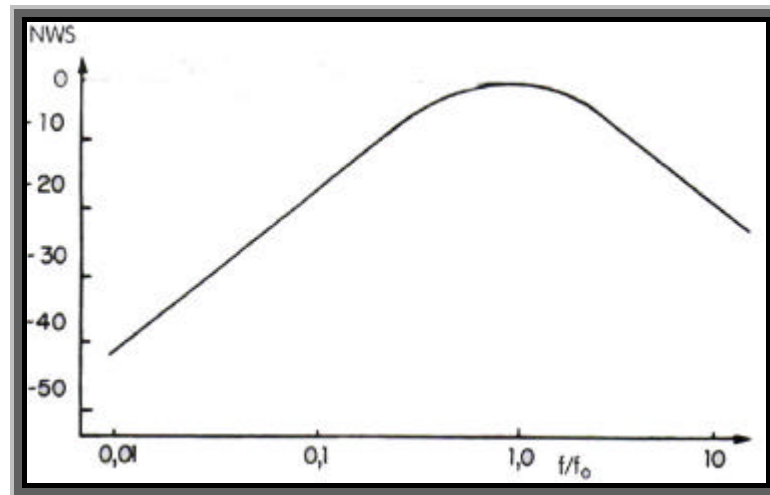


Figura 2.4. – Atenuación para el cálculo del espectro sonoro de válvulas.

2.2.14. - Ruidos de hornos^[6]

El ruido producido por los hornos tiene origen en dos principales procesos: el ingreso del gas y el aire que producen un ruido de reacción y la combustión que se produce en el interior. Para calcular el nivel de presión sonora a 1 metro de distancia y la potencia sonora emitida por el primero de estos procesos, *Heitner* en 1968 propuso:

$$L_p = 44 \cdot \log V + 17 \cdot \log m - 146 \quad (\text{dB}) \quad (2.60)$$

$$L_w = 44 \cdot \log V + 17 \cdot \log m - 135 \quad (\text{dB}) \quad (2.61)$$

donde V es la velocidad del aire (m/s) y m es la tasa de flujo de masa de aire (kg/s).

La banda de frecuencia con mas alto nivel esta dada por (número de *Strouhal* igual a 1):

$$f_o = \frac{V}{d} \quad (\text{Hz}) \quad (2.62)$$

donde d es la más pequeña dimensión de la toma de aire.

Para el cálculo del espectro de este tipo de ruido, la banda que incluya a f_o tendrá 3 dB menos que el valor entregado por la ecuación (2.61). Por sobre y por de bajo de esta banda, el nivel decaerá en 5 dB por octava.

El ruido producido por la combustión generalmente no es tan significativo como el ruido producido por el ingreso de aire. De cualquier manera, puede ser estimado de la siguiente manera:

$$W_a = 1.3 \cdot h \cdot m \cdot H \quad (\text{Watts}) \quad (2.63)$$

donde W_a es la potencia acústica, h es la eficiencia acústica (del orden de 10^{-6}), m es la tasa de flujo (Kg/s) y H es la calefacción producida por el combustible (Calorías/Kg).

El máximo nivel de ruido ocurre en la banda de 500 Hz. Por bajo y por sobre ésta, el nivel disminuye en 6 dB por octava.

Además de estos dos procesos, el tipo de combustible que usa el horno también produce ruido al paso por las cañerías. A pesar de que es poco, si es necesario debería ser calculado mediante el método presentado antes para el cálculo de ruido de válvulas. Éste deberá ser añadido al nivel producido por el ingreso del aire.

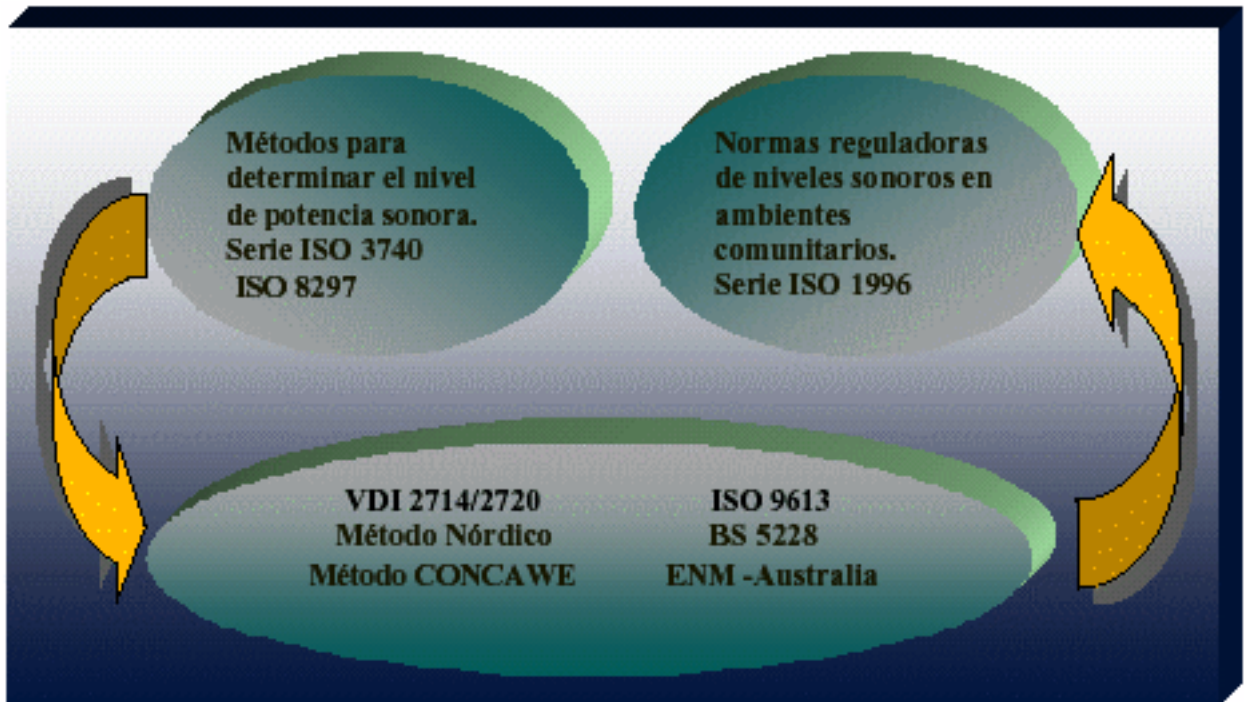
Capítulo 3: Métodos y normas relacionadas con la materia

Hasta este capítulo, se ha tratado de describir la generación del ruido producido por máquinas industriales. Se dieron métodos de predicción de niveles sonoros de distintas máquinas y una base de datos con niveles sonoros medidos en terreno, en función de sus principales características (*anexo 1*). Además de esto, conocemos los distintos fenómenos que ocurren en la propagación de ondas sonoras en un medio elástico y su atenuación sobre el nivel emitido por la fuente.

Estas herramientas ayudan a cumplir el principal objetivo de un método de predicción de niveles sonoros producidos por industrias, es decir, entregar resultados lo más cercano posibles a los reales a partir del conocimiento de la potencia emitida por las fuentes y su comportamiento direccional, considerando atenuaciones que el sonido podría tener durante su propagación.

Otras herramientas que pueden ser confiables, distintas por necesitar la presencia física de la fuente sonora, son las normativas que especifican métodos para determinar el nivel de potencia sonora emitido por varias fuentes de ruido. Es el caso de la serie ISO 3740 o la ISO 8297.

Saliendo un poco del tema principal pero tratando de ubicar a los lectores adecuadamente en el área que se está estudiando de la acústica ambiental, se hace necesario comentar que existen una serie de normativas en distintos países que tienen como objetivo describir y controlar los niveles de inmisión en ambientes comunitarios; la norma ISO 1996^{vi} es una de ellas. Los métodos de predicción de ruido ambiental tratan de servir de puente entre las normativas que permiten calcular el nivel de potencia sonora de la fuente y las normativas que regulan la inmisión de ruido en ambientes comunitarios. Esquematisando lo dicho:



Es muy importante que las fuentes sonoras estén bien representadas con su nivel de potencia y su direccionalidad para lograr una buena predicción. Para el caso de industrias con recintos cerrados o casi cerrados, la obtención de la direccionalidad puede verse menospreciada pasando a ser más importante el conocimiento de las características del recinto; es decir, el tiempo de reverberación o la absorción media del mismo.

En virtud de que la complejidad de representar las fuentes sonoras de industria y en general de todas las fuentes es alta, los métodos de cálculo consideran a todas las fuentes como puntuales, con el nivel y patrón direccional que caracterice a su origen. Otro de los factores de gran importancia a la hora de realizar una predicción de niveles de ruido generados por industrias, es el conocimiento de la pérdida de transmisión que producen las paredes del recinto.

Si especulamos acerca de una industria, lo primero que se imagina son grandes construcciones llenas en el interior de maquinaria y trabajadores. Muchas veces ambientes pesados con altos niveles de ruido e inclusive altas variaciones de temperatura. Sin caracterizar a las industrias, sucede muchas veces que el campo sonoro formado en el interior tiene poca variación en el nivel de presión sonora interno y podrían acercarse a la realidad los cálculos asumiendo irradiación omnidireccional de una fuente en el centro del recinto o de muchas fuentes en la fachada del

mismo; esto puede ser tomado en cuenta por alguno de los métodos de cálculo. Por otro lado, también es posible tomar en cuenta cada fuente sonora individualmente y realizar los cálculos por separado.

En los últimos veinte años, la mayoría de los países del primer mundo han desarrollado esquemas o metodologías para la predicción de ruido ambiental basadas, como se dijo anteriormente, parte en consideraciones teóricas y parte en la interpretación de datos obtenidos en terreno. Algunos de estos métodos son específicos para áreas industriales, en cambio otros incluyen entre sus aplicabilidades la predicción de los niveles de presión sonora en áreas adyacentes a instalaciones industriales, éstos últimos son tomados en cuenta en esta sección.

Así mismo, las distintas metodologías se han visto influenciadas por los primeros trabajos en el tema. La que más mostró su influencia sobre los demás métodos, es la Norma Alemana VDI 2714/2720. Aportando al objetivo general de este trabajo, a continuación se describen algunos de los métodos más importantes.

3.1. – Método Nórdico ^{[4] [19]}

Este método, es el resultado de un trabajo conjunto que involucra a las agencias de protección ambiental de Dinamarca, Noruega y Suecia, bajo la coordinación de la Nordforsk. Está descrito en el report n ° 32 del *Danish Acoustical Institute*, de Dinamarca, publicado en 1982 con el título “*Environmental noise from industrial plants. General prediction method*”, cuyos autores son *Kragh, Anderson y Jakobson*.

Se basa en el método Holandés de Bachenhoff, el cual presenta un avance sobre la anterior propuesta alemana VDI 2714/2720. El método es aceptado por los países Escandinavos y ha sido adoptado por el método Austriaco ÖAL 28.

Se trata de un método en bandas de octava (63 Hz – 8000 Hz). Asume que cada ruido existente y relevante en la planta industrial, puede ser representado por una fuente monopolo equivalente. Utiliza como entrada los datos relativos a las fuentes sonoras y datos topográficos. Basados en estos datos, se calculan las contribuciones para el nivel de presión sonora en el punto receptor para cada camino de transmisión, para cada fuente sonora y para cada banda de octava. Aplicando la corrección de la curva A y sumando energéticamente los niveles de todas las bandas se obtiene el nivel de inmisión en cada punto, en dBA.

De esta manera, el nivel de presión sonora en el punto receptor esta dado por:

$$L_p = L_w + \Delta L_j - \sum \Delta L \quad (3.1)$$

donde:

L_w = Nivel potencia sonora de la fuente, en dB re 10^{-12} watts.

DL_j = Corrección direccional en el plano horizontal.

$\Delta DL = DL_d + DL_a + DL_r + DL_s + DL_v + DL_i + DL_E$

DL_d = Divergencia geométrica.

DL_a = Absorción del aire.

DL_r = Reflexión en obstáculos.

DL_s = Apantallamiento.

DL_v = Atenuación por vegetación.

DL_i = Dispersión en construcciones, plantas industriales, etc.

DL_E = Efectos del suelo.

Divergencia Geométrica

$$\Delta L_d = 10 \cdot \log(4\pi \cdot r^2) \quad (3.2)$$

donde d es la distancia de fuente a receptor. Este término considera propagación esférica. Para el caso de fuentes lineales, éstas se deben tomar como arreglos de fuentes puntuales.

Absorción del aire

El término DL_a según esta normativa, debe ser calculado mediante el procedimiento descrito en la norma americana ANSI S1.26-1978 ^{vii}. Este procedimiento indica:

$$\Delta L_a = \frac{r}{1000 \text{ m}} \left[0.6 + 1.6 \cdot \left(\frac{f}{1\text{kHz}} \right) + 1.34 \cdot \left(\frac{f}{1\text{kHz}} \right)^2 \right] \quad (3.3)$$

donde f es la frecuencia central de la banda en observación. La ecuación (3.3) considera una presión estática de 1 atm., 15 ° C y 70 % de humedad relativa. En la normativa publicada se presentan tablas para el cálculo de la atenuación por absorción del aire para diferentes condiciones ambientales. Hay que decir que este método también es aplicable a situaciones en las cuales estamos en presencia de tonos puros.

La norma Austriaca ÖAL 28 prefiere el uso de la norma ISO 3891, la cual indica que la atenuación por absorción del aire esta dada por:

$$\Delta L_a = \frac{r}{1000 m} \cdot \left[0.2 + 3.6 \cdot \left(\frac{f}{1kHz} \right) + 0.36 \left(\frac{f}{1kHz} \right)^2 \right] \quad (3.4)$$

donde r es la distancia entre fuente y punto de inmisión y f es la frecuencia central de la banda en estudio.

Reflexión en obstáculos

Este método considera las reflexiones en obstáculos y son tratadas suponiendo la no existencia de absorción en todas las paredes en las que el sonido puede reflejarse aportando al nivel de presión sonora en el punto de inmisión. En la mayoría de los casos, es suficiente considerar uno o dos caminos de reflexión. En la norma publicada, se entregan tablas para encontrar el coeficiente de reflexión basadas en la localización, tamaño y tipo de obstáculo.

Apantallamiento

Primeramente para el cálculo del factor DL_s , es necesario identificar todas las barreras que el sonido encontrará en su camino. El procedimiento para el cálculo depende del número de pantallas entre fuente y receptor y se considera que éste se irá incrementando si la distancia entre cada una de ellas es a lo menos 0.25 veces la distancia entre fuente y receptor.

Para que una construcción clasifique como barrera, sus longitudes horizontales y verticales deben ser mayores a una longitud de onda. Se considera la transmisión vertical (por arriba) y la transmisión horizontal (izquierda y derecha).

El método toma en cuenta la refracción de las ondas en la atmósfera. Como se dijo anteriormente, debido a que la presión del aire disminuye con la altura, las ondas sonoras tienden a desviarse hacia el suelo, produciendo una variación en el camino que el sonido recorre entre fuente y receptor, y por ende en el camino extra que debe recorrer el sonido por la inserción de la barrera. Esta variación se refleja en (ver figura 3.1):

$$\Delta h = \frac{d_1 \cdot d_2}{16(d_1 + d_2)} \quad (3.5)$$

Se conoce a éste (línea saltada en figura 3.1) como camino de transmisión curvo; Dh es la altura sobre la línea recta que une fuente y receptor por donde pasa el camino curvo; por deducciones empíricas es posible de graficar uniendo los puntos fuente receptor con un segmento de círculo con radio igual a 8 veces la distancia fuente receptor.

El camino de transmisión por arriba esta dado por:

$$d = |ST| + |TI| - |SQ| - |QT| \quad (3.6)$$

Para los caminos laterales δ_{left} y δ_{right} se considera solo líneas rectas como es normal.

La atenuación debida a la inserción de barreras, según el método nórdico, debe ser calculada mediante:

$$\Delta L_s = 10 \cdot C_h \cdot \log \left[\left(\frac{1}{20 \cdot N_v + 3} \right) + \left(\frac{1}{20 \cdot N_L + 3} \right) + \left(\frac{1}{20 \cdot N_r + 3} \right) \right] \quad (\text{dB}) \quad (3.7)$$

donde:

C_h = factor de corrección por tamaño de barrera
 N_v, N_L, N_r = Número de Fresnel de camino vertical, izquierdo y derecho respectivamente.

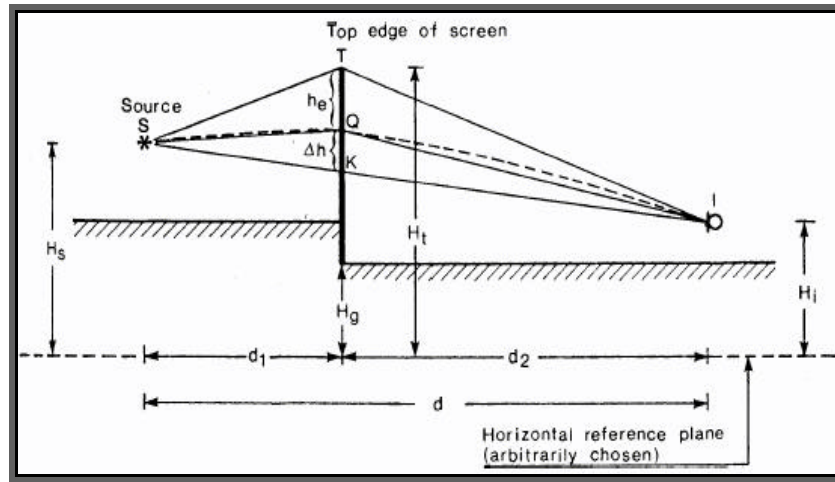


Figura 3.1. – Camino de transmisión circular tomado en cuenta en el apantallamiento. Representación de caminos de transmisión producto de la inserción de una barrera [19].

En caso de tener más de una pantalla y, cumplida la limitación de distancia entre pantallas, será necesario considerar una nueva fuente imaginaria en la cumbre de la primera barrera para poder hacer los cálculos de atenuación de la segunda barrera.

Vegetación

Cuando el sonido pasa a través de una zona de vegetación con árboles y arbustos, se recomienda calcular el DL_v , si la vegetación excede en altura al camino de transmisión circular en al menos un metro. Se toma en cuenta situaciones donde el sonido pasa por zonas de vegetación compuesta de árboles y arbustos que bloquean la visibilidad; cada una de estas zonas forman un grupo. Además, cada 50 metros de flora densa pueden ser tomada en cuenta como otro grupo.

El método considera el mismo camino de transmisión circular tomado en cuenta en el apantallamiento de paredes o barreras. De esta manera:

$$\Delta L_v = n_v \cdot a_v \tag{3.8}$$

donde

n_v = Número de grupos de vegetación (si es mayor que 4, queda 4).

a_v = Coeficiente de atenuación por grupo (ver la *tabla 3.1*)

En tiempo de otoño, los valores entregados en la siguiente tabla deben ser reducidos a la mitad.

Valores del coeficiente de atenuación de zonas de vegetación								
	63 Hz.	125 Hz.	250 Hz.	500 Hz.	1000Hz	2000Hz.	4000Hz.	8000Hz.
a_v	0	0	1	1	1	1	2	3

Tabla 3.1. – Valores del coeficiente de atenuación de zonas de vegetación según el método Nórdico.

Dispersión en construcciones

El método presenta procedimiento para el cálculo de la atenuación producto de construcciones que el sonido puede encontrarse en su viaje. De esta manera:

$$\Delta L_i = a_i \cdot \Delta d_i \tag{3.9}$$

donde:

a_i = Coeficiente de atenuación (dB/m) (ver *tabla 3.2*)

D_i = Longitud de la parte del camino de transmisión que pasa por alguna instalación.

DL_i no puede sobrepasar 10.

Valores del coeficiente de atenuación producto de dispersiones en zonas con construcciones o plantas industriales. (dB/m)								
	63 Hz.	125 Hz.	250 Hz.	500 Hz.	1000Hz	2000Hz.	4000Hz.	8000Hz.
a_I	0.02	0.02	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05

Tabla 3.2. – Coeficiente de atenuación para zonas de construcción medido en dB/m.

Efectos del suelo y condiciones metereológicas

La norma presenta tablas de la atenuación debida a las reflexiones en el suelo para distancias menores a 100 metros, donde los rayos sonoros se pueden considerar como líneas rectas. Para distancias mayores donde las condiciones atmosféricas producen cambios en la propagación del sonido, la norma presenta el siguiente método:

Define tres áreas en el recorrido del sonido entre fuente y receptor dependientes de sus propias alturas: la zona cercana a la fuente ($d_s = 30 \cdot h_Q$), la zona cercana al receptor ($d_r = 30 \cdot h_A$) y la zona media.

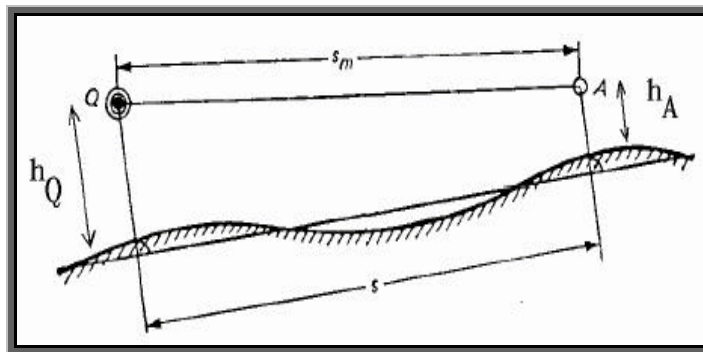


Figura 3.2. – Representación de camino fuente (Q) - receptor (A) y los parámetros de distancia tomados en cuenta en el método nórdico [19].

La atenuación esta dada por:

$$\Delta L_E = -(D_{BQ} + D_{BA} + D_{BS}) \quad (\text{dB}) \quad (3.10)$$

donde D_{BQ} da cuenta de la influencia del suelo en las cercanías a la fuente, D_{BA} en las cercanías al receptor y D_{BS} de la región media entre fuente y receptor. La ecuación (3.10) es aplicable mientras se cumpla (ver figura 3.2):

$$10 \cdot (h_Q + h_A) < s \quad (3.11)$$

La atenuación producida por el suelo, no solo depende de las distancias y alturas de cada caso en particular, si no también del tipo de suelo definido mediante el parámetro G . Si el suelo es duro G es igual a cero, si es blando G es igual a 1, mientras que si es mixto G es igual a la proporción del suelo que es blando; cada área tiene su tipo de suelo. En la siguiente tabla se presenta los factores necesarios para calcular la atenuación ΔL_E .

Banda de frecuencia (Hz)	D_{BQ} (dB)	D_{BA} (dB)	D_{BS} (dB)
63	1.5	1.5	$3*m$
125	$1.5 - (G_Q * a(h))$	$1.5 - (G_A * a(h))$	$3*m(1 - G_S)$
250	$1.5 - (G_Q * b(h))$	$1.5 - (G_A * b(h))$	$3*m(1 - G_S)$
500	$1.5 - (G_Q * c(h))$	$1.5 - (G_A * c(h))$	$3*m(1 - G_S)$
1000	$1.5 - (G_Q * d(h))$	$1.5 - (G_A * d(h))$	$3*m(1 - G_S)$
2000	$1.5*(1 - G_Q)$	$1.5*(1 - G_A)$	$3*m(1 - G_S)$
4000	$1.5*(1 - G_Q)$	$1.5*(1 - G_A)$	$3*m(1 - G_S)$
8000	$1.5*(1 - G_Q)$	$1.5*(1 - G_A)$	$3*m(1 - G_S)$

Tabla 3.3. – Factores que dan cuenta de la influencia de cada una de las áreas definidas para el cálculo de la atenuación producto del suelo según el método nórdico.

donde:

$$m = 1 - \frac{30 * (h_Q + h_A)}{s} \quad \text{para } s > 30 * (h_Q + h_A) \quad (3.12)$$

$$m = 0 \quad \text{para } s \leq 30 * (h_Q + h_A) \quad (3.13)$$

$$a(h) = 1.5 + 3.0 \cdot e^{-0.12(h-5)^2} \left(1 - e^{-s/50}\right) + 5.7 \cdot e^{-0.09h^2} \left(1 - e^{-2.8 \cdot 10^{-6} s^2}\right) \quad (3.14)$$

$$b(h) = 1.5 + 8.6 \cdot e^{-0.09h^2} \left(1 - e^{-s/50}\right) \quad (3.15)$$

$$c(h) = 1.5 + 14.0 \cdot e^{-0.46h^2} \left(1 - e^{-s/50}\right) \quad (3.16)$$

$$d(h) = 1.5 + 5.0 \cdot e^{-0.9h^2} \left(1 - e^{-s/50}\right) \quad (3.17)$$

donde h corresponde a la altura de la fuente o de receptor dependiendo del área donde se esté encontrando la atenuación.

Los resultados obtenidos mediante este método no se diferencian significativamente de las tablas entregadas en la norma , y pueden, por tanto, utilizarse ambos métodos.

En la ecuación (1.32) el término que incluye el ángulo sólido Ω , considera las reflexiones sobre superficies cercanas; el método nórdico no incluye en su ecuación básica este término pero debería ser considerado cuando sea necesario.

Para conseguir buenos resultados, existen algunas consideraciones a tomar a la hora de realizar un estudio usando este método. La precisión del método se ve condicionada por diferentes factores. Entre estos:

- Precisión en el cálculo de la emisión de las fuentes sonoras.
- La fuente real es sustituida por un monopolo equivalente, siendo difícil determinar su ubicación en altura.
- Influencia de las condiciones meteorológicas, difícil de caracterizar por su variabilidad.

La norma entrega niveles de precisión tomando en cuenta los criterios dados a continuación:

- Fuente cercana al suelo emitiendo en banda estrecha entre los 250 hz. y los 500 hz.: 5 a 10 dB. Se obtendrán niveles elevados en receptores cercanos al suelo y alejados de la fuente.
- Grupos de fuentes de banda ancha a distancias inferiores de 500 mts.: 1 a 3 dB. Se obtendrán niveles elevados en puntos de inmisión a 2 mts. aproximadamente sobre el suelo y niveles bajos en los situados a 5 m. sobre el suelo.
- Grupos de varias fuentes de banda ancha ubicadas relativamente elevadas sobre el suelo en puntos de inmisión cercanos a la fuente o situados a más de 5 mts.: menos de 1 dB.
- Poca información para predecir la propagación a grandes distancias.

3.2. - Modelo Alemán VDI 2714 / 2720 (ISO 9613-2)^{[4][19]}

El modelo alemán VDI 2714 es una de las metodologías más antiguas en esta materia (1976) y una de las que más influenció sobre los demás métodos de predicción de ruido ambiental; la norma ISO 9613-parte 2 es una copia idéntica de ella. La versión actual de la VDI 2714 data de 1988^{viii} y es todavía considerada como un borrador. Esta incluye todos los aspectos de la propagación del sonido producido por fuentes industriales exceptuando el apantallamiento, fenómeno para el cual se dedica la VDI 2720, publicada en 1987^{ix}.

Para los cálculos, el modelo asume condiciones atmosféricas que permitan la radiación sonora sin perturbaciones considerables, con vientos entre 1 y 3 (m/s) medidos a cinco metros por encima y por debajo de la fuente.

Se exige el conocimiento de las características del terreno, la geometría de la fuente y del ambiente; presenta algoritmos en bandas de octava (63 Hz. – 8 kHz.).

La ecuación básica propuesta se calcula para cada fuente puntual y en cada banda de octava. De esta manera:

$$L_s = L_w + DI + K_o - D_s - D_L - D_{BM} - D_D - D_G - D_e \quad (3.18)$$

donde:

L_w = Nivel de potencia sonora

DI = Índice de directividad de la fuente

K_o = Índice de reflexión del ángulo sólido

D_s = Divergencia geométrica

D_L = Absorción del aire

D_{BM} = Atenuación del suelo y condiciones meteorológicas

D_D = Atenuación debida a la vegetación

D_G = Atenuación debida a zonas edificadas

D_e = Atenuación de barreras

Se asume que todas las fuentes son puntuales. Para fuentes extensas, éstas se representan por secciones; es decir, fuentes puntuales con una determinada potencia sonora y un patrón direccional. Existen correcciones que se deben tomar en cuenta cuando tenemos fuentes lineales o placas vibrantes.

Por otro lado, un grupo de fuentes puntuales se puede representar por una fuente puntual equivalente situada justo en el medio del grupo, siempre que cumpla:

- Tener la misma potencia, patrón direccional y estar situadas a una altura similar.
- Tener las mismas condiciones de propagación al punto de inmisión.

- La distancia desde el punto donde se sitúa la fuente puntual equivalente al receptor sea superior a dos veces el máximo diámetro D del área relevante de fuentes.

En el caso de que sólo se disponga de los datos de niveles de potencia sonora ponderado A, la atenuación estimada en la banda de 500 Hz. será la que se estime como atenuación resultante.

Existen muy pocas diferencias considerables entre el método nórdico y el método alemán. Como se dijo antes, el método nórdico presenta algunos avances por sobre el modelo alemán a la que le debe sus bases. Las analogías en la predicción del nivel de presión sonora a una distancia x de la fuente son:

- Divergencia geométrica.
- El modelo alemán utiliza la ISO 3891 para el cálculo de la absorción del aire (ecuación (3.4)); presentando pocas diferencias con respecto a la norma ANSI S1.26-1978 usada por los países escandinavos.

Los demás términos presentan pequeños cambios descritos seguidamente:

Atenuación del suelo y condiciones meteorológicas

La única diferencia con el método nórdico es que se presenta un método alternativo simplificado para el cálculo de los niveles globales de presión ponderado A, siempre que se cumplan las condiciones siguientes:

- El espectro de ruido no contiene componentes destacadas de frecuencias discretas. Es un espectro amplio y gradual.
- La propagación se produce sobre terreno poroso, o terreno mixto donde la mayor parte es poroso. También suelos cubiertos de hierba, árboles u otra vegetación.
- Sólo es de interés el nivel sonoro ponderado A en la posición del receptor.

De esta manera, el método general se sustituye por:

$$D_{BM} = 4.8 - \left(\frac{2h_m}{d} \right) \cdot \left(17 + \frac{300}{d} \right) \quad (\text{dB}) \quad (3.19)$$

donde d es la distancia entre la fuente y el receptor en metros y h_m es la altura media del camino de propagación por encima del suelo en metros.

En presencia de obstáculos reflectantes que pueden producir algún efecto sobre el nivel de presión sonora en el punto de inmisión como edificios, paredes, barreras, etc., se acepta usar los mismos métodos usados para la reflexión del sonido en el suelo.

Vegetación

La atenuación producida por zonas con vegetación presentada en la norma alemana es la presentada en la sección (1.5.7). Para distancias mayores de 100 metros, recomienda usar el camino de transmisión curvo producto de las condiciones metereológicas.

Atenuación de zonas edificadas

La atenuación de zonas edificadas esta cuantificada mediante la densidad de edificaciones. Existen situaciones en las que el efecto del suelo (D_{BM}) debe ser eliminado de la ecuación básica en el tramo donde existen edificaciones ya que las construcciones evitan este tipo de atenuación. De cualquier manera, cada caso debe ser analizado cuidadosamente.

Si existe una línea de visión entre fuente y receptor $D_G = 0$. De lo contrario:

$$D_G = (m \cdot B \cdot s_G \cdot D_{BM}) \quad (\text{dB}) \geq 0 \quad (3.20)$$

donde el valor de m depende del tipo de construcciones: para áreas residenciales, m toma su mayor valor ($m = 0.1$); para áreas comerciales e industriales el valor es menor. B es la densidad de edificaciones y s_G es la longitud del camino acústico a través de la zona de viviendas.

El método también entrega ecuaciones para la atenuación de zonas edificadas en las laderas de rutas donde se producen altos niveles de ruido de tráfico.

Atenuación de barreras

El factor de atenuación producido por apantallamiento es el que presenta mayores diferencias respecto al modelo nórdico; la norma alemana aproxima este factor de corrección de forma que engloba la atenuación del terreno y el apantallamiento mediante un único término. Los requerimientos para considerar un objeto como barrera acústica son:

- densidad de la superficie superior a 10 Kg/m²
- La superficie no presenta grandes irregularidades.
- La dimensión horizontal del objeto normal a la línea fuente – receptor es superior a una longitud de onda.
- El objeto es suficientemente alto que bloquea la línea fuente – receptor.

El método define el índice de apantallamiento como:

$$D_z = 10 \cdot \log \left[3 + \left(\frac{C_2}{I} \right) \cdot C_3 \cdot z \cdot K_w \right] \quad (\text{dB}) \quad (3.21)$$

donde:

I : Longitud de onda de la frecuencia central de la banda en análisis.

C_2 : entre 20 y 40. Dependiendo de la cercanía de la fuente y el receptor al suelo y a paredes contiguas. Cuando la fuente o el receptor están cerca de la barrera usar $C_2 = 20$. Cuando la fuente se descompone en su fuente imaginaria (pared contigua) se utilizará el valor $C_2 = 40$.

C_3 : es igual a 1 cuando la difracción es simple y la barrera sea delgada (ver figura 3.3). Para el caso en que la barrera sea gruesa o existan múltiples reflexiones (ver figura 3.4) se indica que:

$$C_3 = \frac{1 + \left(\frac{5I}{e} \right)^2}{\frac{1}{3} + \left(\frac{5I}{e} \right)^2} \quad (3.22)$$

donde

e : Ancho de la barrera (ver figura 3.4).

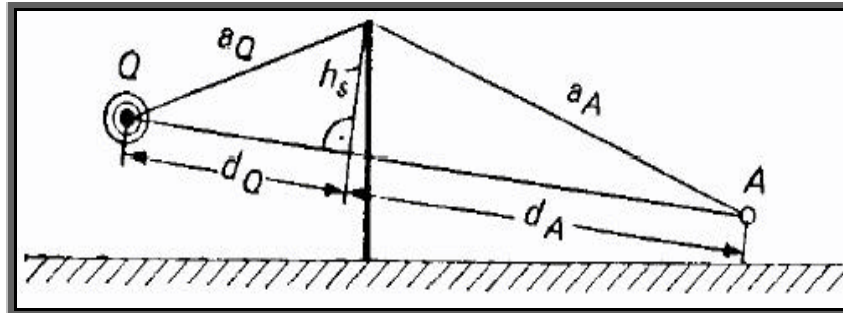


Figura 3.3. – Barrera delgada (difracción simple) [19].

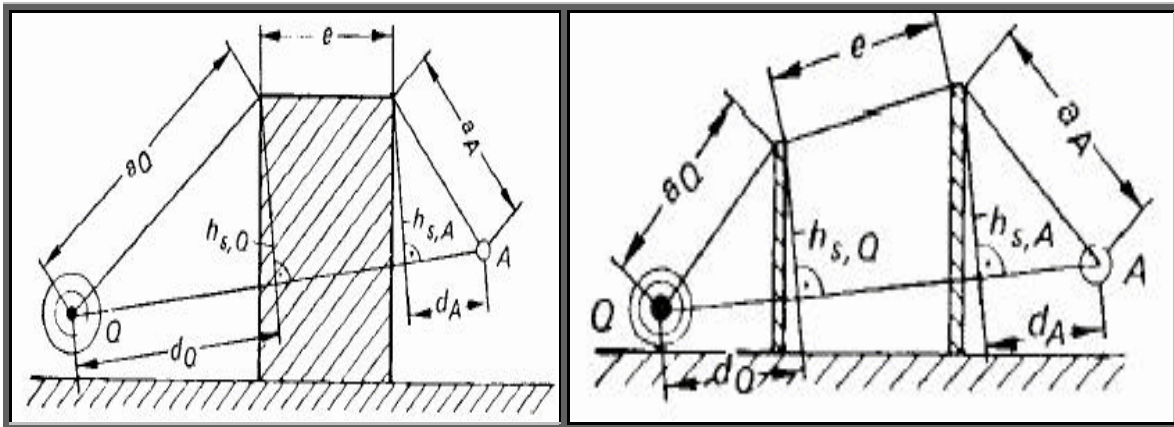


Figura 3.4. – Barrera gruesa y barreras paralelas simples [19].

z : diferencia en el camino de propagación entre la onda directa y la difractada. Para difracción simple:

$$z = a_A + a_Q - (d_A + d_Q) \tag{3.23}$$

Mientras que para una barrera gruesa:

$$z = a_Q + e + a_A - (d_Q + d_A) \tag{3.24}$$

Se define a K_W como factor de corrección meteorológico y está dado (cuando $z > 0$) por:

$$K_w = \exp \left[-\frac{1}{s_w} \cdot \sqrt{a_Q \cdot a_A \cdot \frac{(d_Q + d_A)}{2z}} \right] \quad (3.25)$$

$s_w = 2000$. Cuando $z < 0$, $K_w = 1$. Cuando la distancia fuente – receptor sea menor de 100 metros, los cálculos utilizan $K_w = 1$ con una precisión de 1 dB.

Este método de predicción es el único que hace diferencia entre el índice de apantallamiento D_z y la pérdida de inserción producto de la barrera D_e . EL índice de apantallamiento D_z da cuenta de la reducción del nivel sonoro en el punto de inmisión producto de la barrera sin incluir el efecto del suelo; mientras que la pérdida de inserción D_e incluye el efecto del suelo. De esta manera, se calcula la pérdida de inserción como:

$$D_e = D_z - D_{BM} \geq 0 \text{ dB} \quad (3.26)$$

Para los bordes laterales la pérdida por inserción es igual al índice de apantallamiento.

De esta manera, incluyendo la difracción en el borde superior y en los bordes laterales, la pérdida por inserción total de la barrera esta dada por:

$$D_e = 1 - 10 \cdot \log \left(10^{-0.1 \cdot D_{e,1}} + 10^{-0.1 \cdot D_{e,2}} + 10^{-0.1 \cdot D_{e,3}} \right) \quad (\text{dB}) \quad (3.27)$$

Cuando estamos en presencia de difracción simple, D_z no debe sobrepasar 20 dB; mientras que en difracciones múltiples puede llegar hasta 25 dB.

Considerando la difracción del borde superior, si sustituimos D_e en la ecuación básica del método (ecuación (3.18)), el término D_{BM} va a desaparecer, de forma que este método no considera la absorción del terreno cuando se presenten pantallas en la propagación. Según estudios de campo, el modelo alemán y por ende la norma internacional ISO 9613-2, no consiguen predecir los niveles sonoros en las bajas frecuencias debido a este problema.

3.3. – Método CONCAWE ^[19]

Este método usado en Holanda y el Reino Unido, fue publicado en 1981 con el título “Propagación del ruido producido por complejos petroleros y petroquímicos hacia comunidades vecinas” ^x. Esta metodología es el resultado de estudios que buscaban actualizar los algoritmos usados en el consorcio petrolero OCMA. El modelo permite estimar los niveles de presión sonora por bandas de octava (entre 63 Hz. y 4 kHz.), en cualquier punto del ambiente a cualquier distancia de la fuente. Este es el único modelo desarrollado explícitamente con la influencia del viento y la estabilidad de la atmósfera.

El nivel de presión sonora en el punto de inmisión esta dado por:

$$L_p = \sum_{i=1}^n (L_{W_i} + D_i + K_{1,i} + K_{2,i} + K_{3,i} + K_{4,i} + K_{5,i} + K_{6,i} + K_{7,i}) \quad (\text{dB}) \quad (3.28)$$

donde:

n = Número de fuentes consideradas

L_W = Nivel de potencia sonora en bandas de octava (re. 10^{-12} watts)

D = Índice de directividad de la fuente

K_1 = Atenuación por divergencia geométrica

K_2 = Absorción del aire

K_3 = Atenuación debida a los efectos del suelo

K_4 = Atenuación debida a los efectos metereológicos

K_5 = Corrección por ubicación de la fuente (altura)

K_6 = Atenuación de barreras

K_7 = Apantallamiento de zonas edificadas

La divergencia geométrica es calculada de la misma manera que en los dos anteriores métodos.

La absorción del aire puede ser evaluada con la norma ANSI S1.26-1978 o la norma ISO 3891.

Las diferencias se empiezan a notar desde el factor de corrección producto de los efectos del terreno; los investigadores que desarrollaron este modelo trataron de entregar una metodología basada en los datos experimentales, sin dejar de lado la teoría que existía en esos tiempos. Por esto, los cálculos podrán verse bastante distintos, pero los resultados se aproximan en gran medida a los entregados por los anteriores métodos. De esta manera:

Atenuación debida a los efectos del suelo

El modelo diferencia entre suelo duro y suelo blando. Para el caso de suelo duro, el método indica que la atenuación es inmediatamente 3 dB. Para el otro caso, entrega las siguientes ecuaciones para cada banda:

$$\begin{aligned}
 K_{3,63Hz} &= 33.4 - 35.04(\log d) + 9.159(\log d)^2 - 0.3508(\log d)^3 \\
 K_{3,125Hz} &= 8.96 - 35.8(\log d) + 20.4(\log d)^2 - 2.85(\log d)^3 \\
 K_{3,250Hz} &= -64.2 + 48.6(\log d) - 9.53(\log d)^2 + 0.634(\log d)^3 \\
 K_{3,500Hz} &= -74.9 + 82.23(\log d) - 26.921(\log d)^2 + 2.9258(\log d)^3 \\
 K_{3,1kHz} &= -100.1 + 104.68(\log d) - 34.693(\log d)^2 + 3.8068(\log d)^3 \\
 K_{3,2kHz} &= -7.0 + 3.5(\log d) \\
 K_{3,4kHz} &= -16.9 + 6.7(\log d)
 \end{aligned}
 \tag{3.29}$$

donde d es la distancia entre fuente y receptor. Si durante la propagación existen ambos tipos de suelo, solo las ecuaciones (3.29) son usadas. En la siguiente gráfica se representan las ecuaciones presentadas.

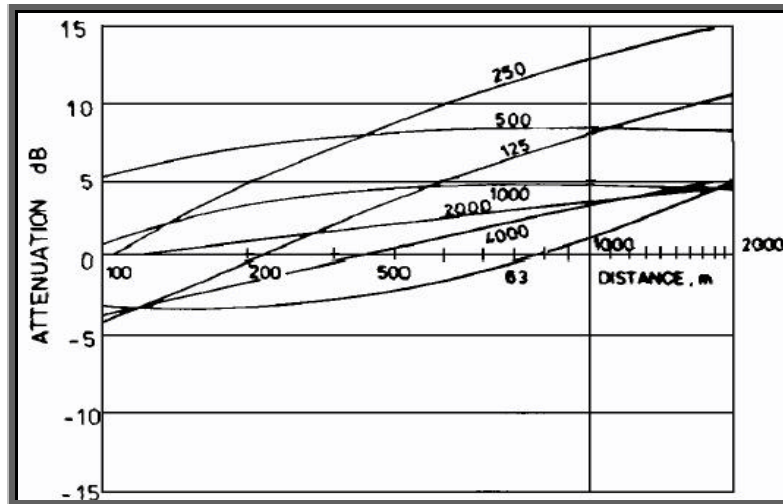


Figura 3.5. – Atenuación debida a los efectos del suelo según el método CONCAWE [19].

Atenuación debida a los efectos metereológicos

Basados en el estudio realizado por *Piercy, Embleton y Sutherland*^{xi}, los que usaron las mediciones realizadas por *Parkin y Scholes*, el modelo CONCAWE divide todas las condiciones climáticas en seis categorías, categorías A – G. La categoría A representa un fuerte gradiente de temperatura (disminución de la temperatura con la altura) , mientras que la categoría G representa inversión de temperatura que puede ser encontrada en una tranquila noche estrellada. De esta manera, de acuerdo a la radiación solar cuando es de día y la nubosidad en la noche, se establece la siguiente tabla:

Clasificación de condiciones metereológicas de acuerdo a la estabilidad de Pasquill								
Velocidad del viento (m/s)	De día (radiación solar mW/cm ²)				1hr. antes de que se esconda el sol o 1hr. después de que salga	De noche (de acuerdo a la nubosidad (octas))		
	> 60	30 - 60	< 30	0		0 - 3	4 - 7	8
≤ 1.5	A	A - B	B	C	D	F o G*	F	D
2.0 - 2.5	A - B	B	C	C	D	F	E	D
3.0 - 4.5	B	C	C	C	D	E	D	D
5.0 - 6.0	C	C - D	D	D	D	D	D	D
> 6.0	D	D	D	D	D	D	D	D

Tabla 3.4. – Clasificación de las condiciones metereológicas de acuerdo a Pasquill y Turner.

* La categoría G es solo para cuando es de noche con menos de 1 octa de nubosidad y una velocidad de viento menor de 0.5 (m/s).

Una vez definida la categoría de la condición climática en análisis, de acuerdo a la magnitud del vector de viento (v) medido al nivel del suelo (componente en dirección fuente receptor), se define la categoría final meteorológica (entre 1 y 6) de acuerdo a la siguiente tabla:

Categorización meteorológica			
Categoría Meteorológica	Categorización de Pasquill		
	A, B	C, D, E	F, G
1	$v < -3.0$	--	--
2	$-3.0 < v < -0.5$	$v < -3.0$	--
3	$-0.5 < v < +0.5$	$-3.0 < v < -0.5$	$v < -3.0$
4	$+0.5 < v < +3.0$	$-0.5 < v < +0.5$	$-3.0 < v < -0.5$
5	$v > +3.0$	$+0.5 < v < +3.0$	$-0.5 < v < +0.5$
6	--	$v > +3.0$	$+0.5 < v < +3.0$

Tabla 3.5. – Categorización de las condiciones climáticas según Pasquill.

Para la categoría 4, todas las correcciones por efectos meteorológicos son cero. Para las de más categorías se definen las siguientes ecuaciones:

63 Hz.

$$K_{4,1} = -38.9 + 26.4(\log d) - 2.84(\log d)^2 - 0.234(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = 16.1 - 28.43(\log d) + 14.4(\log d)^2 - 2.1(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -4 + 2(\log d)$$

$$K_{4,5} = 3.35 - 2.26(\log d) + 0.407(\log d)^2 - 0.0572(\log d)^3$$

$$K_{4,6} = 69.3 - 73.2(\log d) + 24.688(\log d)^2 - 2.7531(\log d)^3$$

125 Hz

$$K_{4,1} = -137 + 142(\log d) - 46.8(\log d)^2 + 5.14(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -23.2 + 19.53(\log d) - 4.646(\log d)^2 + 0.3358(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -3 + 1.5(\log d)$$

$$K_{4,5} = 6.8 - 3.4(\log d)$$

$$K_{4,6} = 29.5 - 25.62(\log d) + 6.286(\log d)^2 - 0.4904(\log d)^3$$

250 Hz

$$K_{4,1} = -104 - 100(\log d) - 30.3(\log d)^2 - 3.03(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -84.9 + 91.93(\log d) - 30.873(\log d)^2 - 3.4295(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -100.6 + 101.23(\log d) - 32.352(\log d)^2 + 3.4306(\log d)^3$$

$$K_{4,5} = 7.4 - 4.2(\log d)$$

$$K_{4,6} = 31.7 - 23.81(\log d) + 4.055(\log d)^2 - 0.1043(\log d)^3$$

500 Hz

$$K_{4,1} = -20.9 + 3.86(\log d) + 6.39(\log d)^2 - 1.43(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -133.7 + 142.63(\log d) - 47.851(\log d)^2 + 3.9016(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -96.8 + 102.98(\log d) - 34.868(\log d)^2 + 3.9016(\log d)^3$$

$$K_{4,5} = 7.4 - 4.2(\log d)$$

$$K_{4,6} = 19.8 - 8.8(\log d) - 2.035(\log d)^2 + 0.6747(\log d)^3$$

1000 Hz

$$K_{4,1} = -54.3 + 39(\log d) - 4.92(\log d)^2 - 0.239(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -148.2 + 164.99(\log d) - 56.287(\log d)^2 + 6.3422(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -150 + 160.95(\log d) - 54.786(\log d)^2 + 6.1604(\log d)^3$$

$$K_{4,5} = 104.6 - 108.03(\log d) + 35.295(\log d)^2 - 3.8227(\log d)^3$$

$$K_{4,6} = 123.4 - 127.6(\log d) + 42.017(\log d)^2 - 4.584(\log d)^3$$

2000 Hz

$$K_{4,1} = -69.9 + 63.6(\log d) - 16.9(\log d)^2 + 1.43(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -143 + 142.18(\log d) - 44.509(\log d)^2 + 4.6195(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -116.3 + 120.85(\log d) - 39.944(\log d)^2 + 4.378(\log d)^3$$

$$K_{4,5} = 60.3 - 64.07(\log d) + 21.458(\log d)^2 - 3.584(\log d)^3$$

$$K_{4,6} = 82.3 - 90.98(\log d) + 31.444(\log d)^2 - 3.584(\log d)^3$$

4000 Hz

$$K_{4,1} = -126 + 128(\log d) - 40.4(\log d)^2 + 4.24(\log d)^3$$

$$K_{4,2} = -125.4 + 124.75(\log d) - 38.807(\log d)^2 + 4.017(\log d)^3$$

$$K_{4,3} = -127.5 + 135.12(\log d) - 45.709(\log d)^2 + 5.1113(\log d)^3$$

$$K_{4,5} = 28.7 - 20.1(\log d) + 2.68(\log d)^2 + 0.0957(\log d)^3$$

$$K_{4,6} = 66.4 - 60.77(\log d) + 16.409(\log d)^2 - 1.4457(\log d)^3$$

En la *figura 3.6*, se representa el factor de corrección debido a las condiciones metereológicas para la banda de 500 hz para todas las categorías.

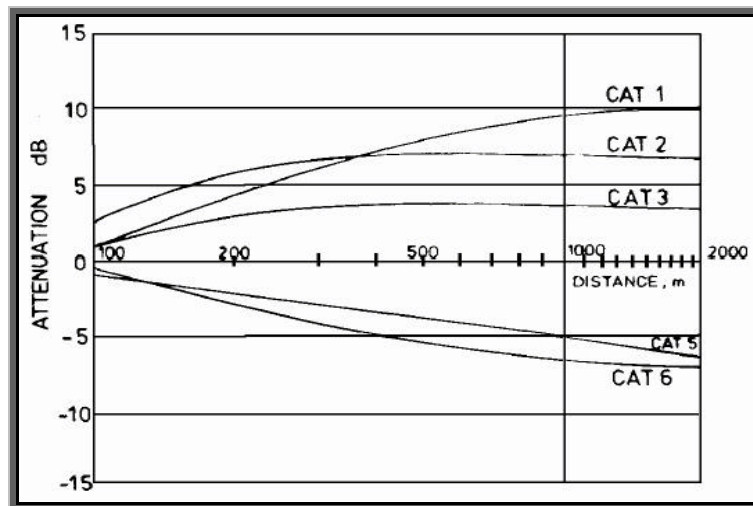


Figura 3.6. – Atenuación debida a las condiciones climáticas para la banda de 500 Hz. según el modelo CONCAWE.

Corrección por ubicación en altura de la fuente

Se toma en cuenta este término bajo dos condiciones:

- La altura del camino fuente – receptor debe ser mayor de dos metros en todo su recorrido.
- Se debe cumplir la siguiente ecuación:

$$(K_3 + K_4) > -3dB \tag{3.30}$$

De esta manera, el factor de corrección por ubicación en altura de la fuente, esta dado por:

$$K_5 = (K_3 + K_4 + 3) \cdot (g - 1) \quad (\text{dB}) \quad (3.31)$$

donde:

$$\gamma = \arctan [(H_s + H_r)/d]$$

H_s = Altura de la fuente desde el suelo

H_r = Altura del receptor desde el suelo

Atenuación de barreras

El modelo utiliza el método de *Maekawa* presentado en la sección 1.5.5 con algunas modificaciones producto del viento y los gradientes de temperatura. A estas modificaciones se conocen como aproximaciones de *DeJong Etal*^{xiii}. Estas modificaciones básicamente toman en cuenta el camino de transmisión curvo producto del gradiente de temperatura que se encuentra el sonido al propagarse. De esta manera, dependiendo del rango en el que se encuentre el número de *Fresnel*, la ecuación va a presentar cambios. Así:

$$K_6 = 5.65 + 66N + 244N^2 + 287N^3 \quad (\text{dB}) \quad \text{para } -0.3 \leq N \leq -0.02 \quad (3.32)$$

$$K_6 = 5.02 + 21.1N + 19.9N^2 + 6.69N^3 \quad (\text{dB}) \quad \text{para } -0.02 \leq N \leq 1.0 \quad (3.33)$$

$$K_6 = 10 \log N + 13 \quad (\text{dB}) \quad \text{para } 1.0 \leq N \leq 18.0 \quad (3.34)$$

$$K_6 = 25 \quad (\text{dB}) \quad \text{para } N \geq 18.0 \quad (3.35)$$

El algoritmo ignora la difracción en los bordes laterales.

Apantallamiento de zonas edificadas

El método no entrega información acerca de este tipo de atenuación ya que considera que en áreas refineras, por mediciones realizadas durante este estudio, las zonas edificadas no obstruyen el paso de las ondas sonoras. De cualquier manera, el uso del método en una zona donde exista mucha construcción, estaría condicionado con la búsqueda de otro método para el cálculo de este tipo de atenuación.

3.4. - Modelo de Ruido ambiental ENM – Australia ^[19]

Este método fue desarrollado por RTA Technology Pty Ltda.^{xiii}. Es un modelo desarrollado en computadora y trabaja en bandas de octava o tercio de octava (desde 25 Hz. Hasta 20 kHz.). La ecuación básica propuesta por esta norma indica:

$$L_p = \sum_{i=1}^n (L_w + D - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5) \text{ (dB)} \quad (3.36)$$

donde:

n = número de fuentes sonoras.

L_w = Nivel de potencia de la fuente. Re. 10^{12} watts.

D = índice de directividad de la fuente

A_1 = Divergencia geométrica

A_2 = Atenuación de barreras

A_3 = Absorción del aire

A_4 = Efectos del viento y temperatura

A_5 = Atenuación del terreno

El método de la ENM sigue las bases del modelo de la CONCAWE. Se diferencian en el uso de la teoría; el modelo ENM, siendo un modelo relativamente nuevo, toma ventaja con los recientes desarrollos en teoría de los efectos del suelo y efectos meteorológicos sobre las ondas sonoras viajeras.

Por otro lado, el programa ENM considera la posibilidad de que la fuente sonora esté encerrada. Para este caso, no basta con conocer la potencia de la fuente, si no también es necesario conocer las características de las superficies del encierro.

Los encierros son definidos como un grupo de superficies que envuelven a la fuente, que presentan una determinada absorción y producen una pérdida de transmisión (TL , sección 1.5.6).

El modelo indica que debe ser calculado en primera instancia el nivel de potencia sonora producido por todas las fuentes en el interior del encierro. Seguidamente, el nivel de presión sonora en el interior del encierro y cerca de las superficies del mismo esta dado por:

$$L_{p,interior} = L_{W,total} + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{4p \cdot r^2} + \frac{4}{Abs} \right) \quad (\text{dB}) \quad (3.37)$$

donde:

r = distancia fuente – punto de inmisi3n interno.

Q = factor de directividad de la fuente.

Abs = Absorci3n total de todo el encierro, obtenido sumando la absorci3n de todas las superficies del mismo.

En la ecuaci3n (3.37), el primer t3rmino de la expresi3n logar3tmica da cuenta del sonido directo, mientras que el segundo t3rmino entrega las caracter3sticas del recinto.

Asumiendo que el encierro proporciona un ambiente bastante reverberante, la potencia sonora emitida por cada superficie del encierro hacia el exterior esta dada por:

$$L_{W,surface} = L_{p,interior} - 6 - TL + 10 \cdot \log A \quad (\text{dB}) \quad (3.38)$$

donde: TL = P3rdida de transmisi3n producto de la superficie

A = 3rea de la superficie

En primera instancia, para el c3lculo de los factores de atenuaci3n, se supone que todas las fuentes se encuentran suspendidas en el aire, es decir que las ondas sonoras no interactúan con el suelo.

La divergencia geom3trica es calculada al igual que en todos los m3todos anteriores. La 3nica diferencia se presenta cuando tenemos una superficie radiante. Para este tipo de fuente, es necesario realizar una correcci3n sobre la ecuaci3n caracter3stica de la divergencia geom3trica. La siguiente gr3fica muestra el factor a restar de la ecuaci3n, en funci3n de la distancia y del 3rea de la superficie.

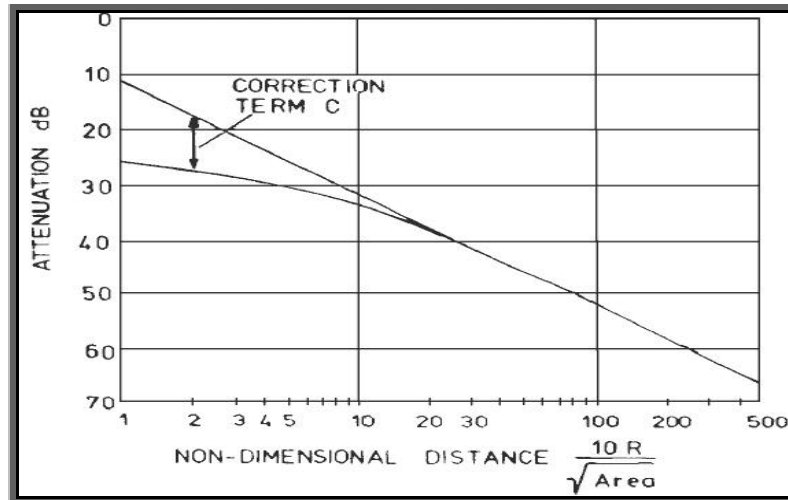


Figura 3.7. – Diferencia entre la divergencia geométrica de una fuente puntual con una superficie vibrante [19].

La absorción del aire es calculada de acuerdo a la norma Americana ANSI S1.26-1978. El programa calcula esta atenuación por tercio de octava y se suma energéticamente las tres componentes cuando es necesario obtener la atenuación en bandas de octava.

Atenuación de barreras

El programa ENM considera barreras delgadas o barreras gruesas. Inclusive, una topografía accidentada puede considerarse como una barrera; el programa construye una hipotética barrera gruesa para este caso (figura 3.8). La variación sólo se produce en el número de Fresnel; para una barrera gruesa:

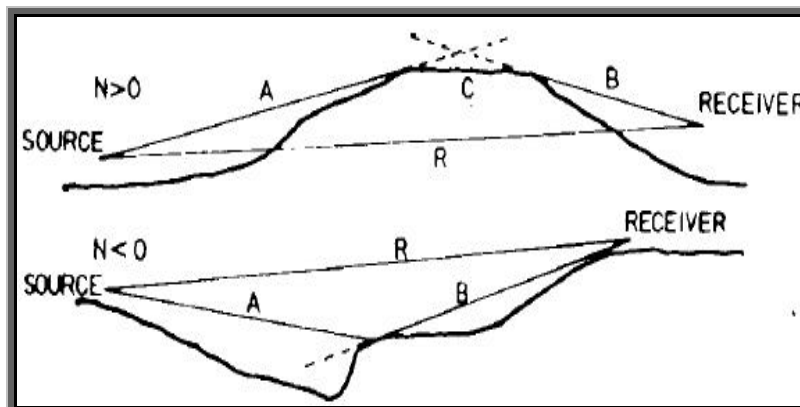


Figura 3.8. – Topografía accidentada [19].

$$N = \frac{2 \cdot (A + B + C - R)}{I} \quad (3.39)$$

Seguidamente, la atenuación se calcula al igual que en el modelo CONCAWE (ecuaciones (3.32), (3.33), (3.34), (3.35)).

Efectos del viento y la temperatura

Partiendo de la teoría entregada por el modelo CONCAWE y asumiendo que el perfil del viento a bajas alturas está determinado por la rugosidad del terreno, el programa ENM define:

$$u(Z) = u_o Z^x \quad (3.40)$$

donde:

$u(Z)$ = velocidad del viento a altura Z .

u_o = constante

x = dependiendo de la categoría del terreno, toma valores entre 0.11 y 0.36

Si calculamos la variación de la velocidad del viento en función de la altura:

$$\frac{du}{dZ} = \frac{u x}{Z} \quad (3.41)$$

Estrictamente, el gradiente de viento es un vector y u es la componente del mismo en la dirección fuente – receptor; u es positivo en esta dirección, mientras que negativo en dirección opuesta.

Por otro lado, la velocidad del sonido está dada por:

$$c = c_o \cdot \sqrt{\frac{T}{273}} \quad (3.42)$$

donde: $c_o = 331,4$ m/s

T = temperatura ambiente en grados Kelvin

Asumiendo que el gradiente de temperatura vertical es constante (la temperatura aumenta o disminuye linealmente), el gradiente de la velocidad del sonido esta dado por:

$$\frac{dc}{dZ} = \frac{dT}{dZ} \cdot \frac{10.59}{\left[10 \frac{dT}{dZ} + T_o + 273\right]^{1/2}} \tag{3.43}$$

donde:

dT/dZ = Gradiente de temperatura vertical (°C/mts.)

T_o = Temperatura ambiente a un metro de altura.

Seguidamente, el radio de curvatura del circulo que une los puntos fuente y receptor esta dado:

$$r = \frac{c_o}{\left[\frac{dc}{dZ} + \frac{du}{dZ}\right]} \tag{3.44}$$

donde, si r es positivo el rayo es curvado hacia abajo y si es negativo es hacia arriba.

La siguiente tabla muestra la atenuación debida al viento y la temperatura para dos distancias :

Atenuación debida a los efectos producidos por el viento y la temperatura										
$\left[\frac{du}{dZ} + \frac{dc}{dZ}\right]$	31.5Hz	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	8kHz	16kHz
	110 metros									
+0.075	-2	-2	-0.5	3	-2	-5	-2	-2	-2	-2
-0.075	1	1	2.5	0	2	6	10	6	6	6
	616 metros									
+0.075	-5	-5	-2	0	-9	-9	-6	-7	-7	-7
-0.075	5	5	6	4	7	7	7	6	6	6

Tabla 3.6. – Efectos del viento y la temperatura usados en el programa ENM [19].

Otros valores de atenuación para otras distancias pueden ser interpolados exceptuando para distancias mayores a 616 metros y gradientes totales del sonido (gradiente de temperatura mas el gradiente de viento) mayores a 0.15.

Tomando en cuenta los efectos del viento y la temperatura para los casos en los que existan barreras, la altura de la fuente y del receptor son modificadas. De esta manera (ver figura 3.9):

$$h_s = H_B - |r| \cdot \sin a \tag{3.45}$$

$$l_s' = |r|q \cos a \tag{3.46}$$

donde:

H_B = Altura de la barrera sobre la fuente.

r = Radio de curvatura

A = Distancia entre cumbre de barrera y fuente

$$a = \frac{(p-q)}{2} - b \qquad b = \cos^{-1}\left(\frac{h_b}{A}\right) \qquad q = \pm \cos^{-1}\left[1 - \frac{A^2}{2r^2}\right] \quad r > A/2$$

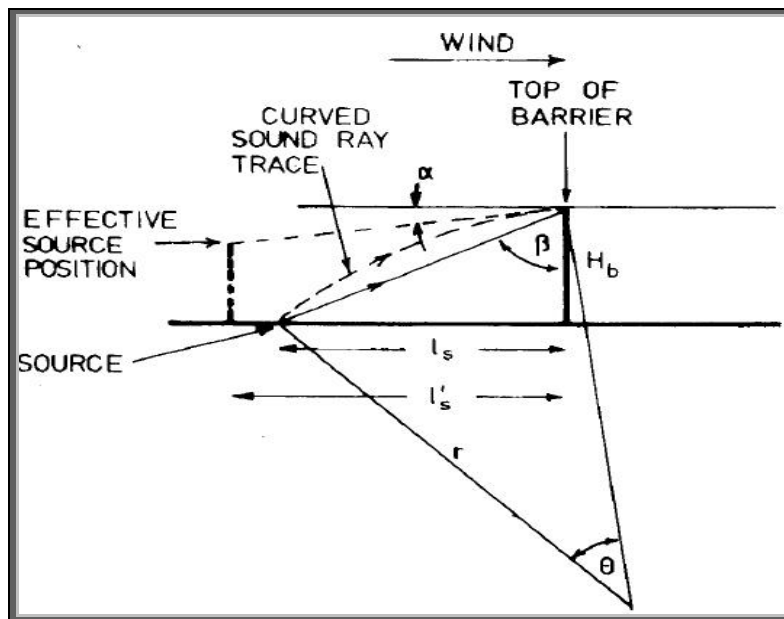


Figura 3.9. – Cambios en el camino de transmisión producto de los efectos del viento y temperatura [19].

Estas ecuaciones también deben aplicarse al lado del receptor. De esta manera, con las nuevas ubicaciones de fuente y receptor, la atenuación de barrera es nuevamente calculada con las ecuaciones (3.32), (3.33), (3.34) y (3.35).

Atenuación del terreno

El programa ENM calcula la atenuación del terreno mediante un método que presenta pocas variaciones sobre el método expresado en la sección 1.5.3. Se entrega una ecuación para el cálculo de la impedancia del suelo:

$$Z = rc \left[1 + 0.0571 \left(\frac{rf}{r} \right)^{-0.754} - i \cdot 0.087 \left(\frac{rf}{r} \right)^{-0.732} \right] \quad (3.47)$$

donde:

r : Resistencia al flujo del suelo [Rayls]

f : Frecuencia [Hz]

rc : impedancia Característica del medio [Rayls]

El modelo calcula la presión sonora en el punto de inmisión a una distancia x de la fuente sonora mediante la siguiente ecuación:

$$p = \frac{e^{-ikx}}{kx} + R \cdot \frac{e^{-ik(x_1+x_2)}}{k(x_1+x_2)} + \left[(1-R \cdot F(w)) \cdot \frac{e^{-ik(x_1+x_2)}}{k(x_1+x_2)} \right] \quad (3.48)$$

donde:

k = número de onda ($k = 2\pi f / c$)

x_1 = distancia entre fuente y punto de reflexión en el suelo

x_2 = Distancia entre punto de reflexión en el suelo y receptor

R = Coeficiente de reflexión

$$F(w) = 1 - i \cdot \sqrt{\rho w g(w)} \quad w = \frac{1}{2}(1-i)[k(x_1+x_2)]^{1/2} \left[\frac{r \cdot c}{Z} + \sin b \right]$$

Para w pequeños (magnitud menor a 3):

$$g(w) = e^{-w^2} - \left[\frac{2iw}{\sqrt{\rho}} \right] \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-2w^2)^n}{1 * 3 * \dots * (2n+1)}$$

Para w grandes (parte imaginaria y parte real mayores a 6):

$$F(w) = -iw \left[\frac{0.5124}{w^2 - 0.2753} + \frac{0.1518}{w^2 - 2.7247} \right]$$

Para valores de w donde la parte real sea mayor que 3 y la parte imaginaria sea mayor a 2:

$$F(w) = -iw \left[\frac{0.4613}{w^2 - 0.1902} + \frac{0.1}{w^2 - 1.7845} + \frac{0.0029}{w^2 - 5.5253} \right]$$

Los primeros dos términos de la ecuación (3.49) dan cuenta de las ondas directas y las ondas reflejadas. Para un terreno duro, estos dos términos predominan entregando una atenuación que actúa en frecuencias discretas del espectro debido a cancelaciones de fase. Para un terreno blando, el tercer término de la ecuación es el que predomina y es el resultado del entreverado de ondas sonoras de la fuente y de la imagen en el suelo de la misma. La atenuación del terreno está dada por:

$$A_s = -20 \log(kx) - 10 \log |p|^2 \tag{3.49}$$

La siguiente gráfica muestra los resultados del cálculo entregados por el programa para dos distintos tipos de suelo.

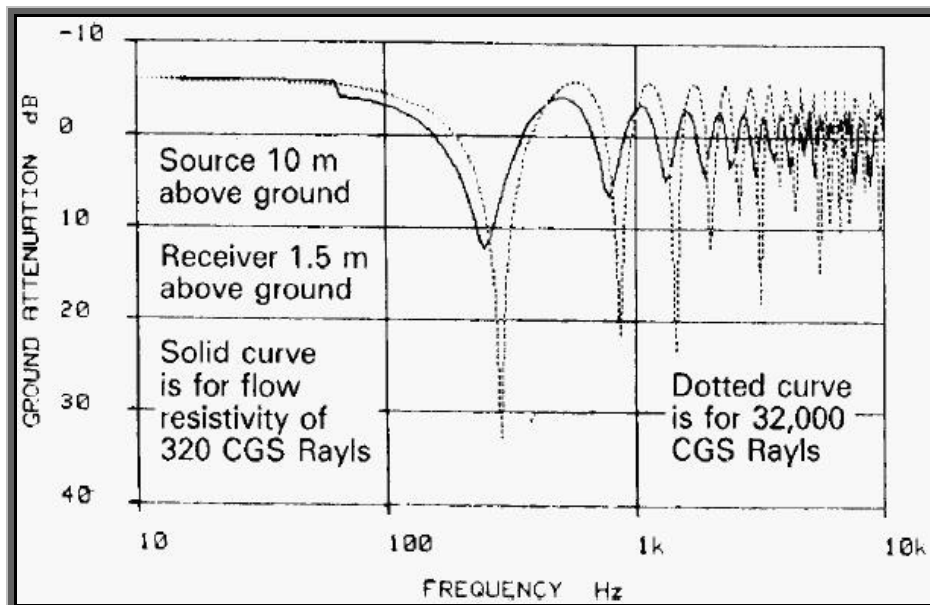


Figura 3.10. – Atenuación del terreno calculada por el programa ENM para dos tipos de terreno con resistencias de flujo de 320 CGS (Rayls) y 3200 CGS (Rayls). Fuente a una altura de 10 metros y receptor a 1.5 metros [19].

Los métodos de predicción revisados en este capítulo constituyen una pequeña parte del total de modelos usados en todo el mundo. De cualquier manera, se han revisado metodologías bases en la materia (VDI 2714/2720, Método Nórdico) y los últimos avances realizados ya en programas computacionales.

Como se ha visto, las diferencias entre métodos se reflejan principalmente en los factores de atenuación tomados en cuenta por cada método y su procedimiento de cálculo. El *Anexo 2* presenta una tabla donde se muestran los distintos factores tomados en cuenta por cada país Europeo en sus modelos de predicción de ruido ambiental, no necesariamente de zonas industriales, además de su forma de cálculo.

Capítulo 4: Método de predicción propuesto por la Asociación Alemana de Ingenieros VDI 2571 ^[20]

4.1. - Descripción

El modelo Alemán VDI 2571^{xiv} entrega una metodología para el cálculo de los niveles de presión sonora en puntos de inmisión ubicados en la periferia de una industria, producidos por las fuentes sonoras que ella demanda, internas o externas al recinto principal. El método utiliza como datos de entrada las características del recinto y el nivel de potencia sonora producido por cada una de las fuentes a tomar en cuenta, entregando niveles de inmisión en bandas de octava o en banda ancha ponderado A.

El modelo se restringe al señalar que la predicción está dentro de un rango aceptable de error (± 5 dB) para puntos que no sobrepasen los 200 metros de distancia entre fuente y receptor.

La metodología supone la existencia de campo difuso en el interior del recinto e indica las siguientes tres formas de obtener el nivel de presión interno L_i :

- Obtención del nivel de presión interno L_i en el local a partir de mediciones en lugares parecidos: El modelo indica que se pueden realizar mediciones en plantas con máquinas similares y realizar los cálculos con estos niveles.
- Cálculo a partir de la potencia sonora de las máquinas:

$$L_i = L_w + 14 + 10 \cdot \log\left(\frac{T}{V}\right) \quad (\text{dB}) \quad (4.1)$$

donde:

L_w : Nivel de potencia sonora de la fuente (s), (re. 10^{-12} watts).

V : Volumen del recinto [m^3].

T : Tiempo de reverberación del local [s].

$$T = 0161 \cdot V/A \quad (4.2)$$

A : Absorción de la sala [m^2 Sabine].

- Utilización de valores típicos establecidos en la literatura para el cálculo del nivel interno L_i . La norma en uno de sus anexos entrega una tabla con niveles sonoros típicos de industrias tipo, ponderado A y por bandas de octava.

Si el tiempo de reverberación T no se conoce, el modelo indica que se use 1 segundo como tiempo de reverberación constante.

Una vez conocido el nivel de presión sonora interno L_i , el modelo se empieza a preocupar de las atenuaciones que el recinto producirá sobre éste. De esta manera, se expone en la normativa la atenuación al ruido aéreo por parte de paredes simples y paredes dobles (ver sección 1.5.6). Para análisis en bandas de octava, la atenuación de la partición es cuantificada mediante el TL (transmission loss); mientras que en banda ancha, basta con conocer el R_w' . Este último es un índice de número único, calculado a partir de las pérdidas de transmisión (TL) del sonido en las 17 bandas de tercio de octava (100 Hz – 4 kHz). Se basa en el ajuste de una curva de referencia de valores de pérdida por transmisión sobre los datos medidos, con la única condición de que el promedio de las desviaciones negativas no sea mayor a dos. De esta manera, el R_w' es el entregado por la curva de referencia en la banda de 500 Hz. ^{xv}.

En teoría, presenta diferencias de condición con el STC (Sound Transmission class ^{xvi}), pero en la práctica los resultados se acercan mucho, siendo una buena aproximación salvo para curvas de TL muy accidentadas.

Se aconseja un STC de aproximadamente 10 a 15 dB para portones comunes; para ventanas y puertas máximo 20 dB; y para construcciones mal selladas, aunque tengan mucha masa, el STC debería estar en el rango de 15 a 30 dB.

Cada superficie de la fachada del recinto tiene características de aislamiento que deben ser tomadas en cuenta para el cálculo del nivel de inmisión en cualquier punto del exterior independientemente de su posición. El método supone la existencia de una fuente puntual imaginaria que irradia toda su energía acústica hacia el exterior (irradiación semiesférica) por cada superficie distinta de la construcción (diferencias de aislamiento), y que aporta al nivel de inmisión con atenuaciones que dependen de la posición del afectado. La energía de cada fuente concentra toda la energía que se irradia por la superficie a la que representa.

De esta manera, el aporte al nivel de presión sonora en cualquier punto del exterior por cada fuente imaginaria está dado por:

$$L_s = L_i - R' - 6 - \Delta L_s - \Delta L_z \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo por bandas de octava}} \quad (4.3)$$

$$L_s = L_i - R_w - 4 - \Delta L_s - \Delta L_z \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo en banda ancha}} \quad (4.4)$$

donde:

L_s = Nivel de presión sonora en un punto a distancia s_m del punto medio de la superficie considerada.

R' = TL

$R_w' \cong \text{STC}$

ΔL_z : Atenuación por apantallamiento; dependiente de la ubicación del afectado con respecto al recinto (ver figura 4.1).

ΔL_s : Atenuación por distancia:

$$\Delta L_s = 10 \cdot \log \left(\frac{2p \cdot s_m^2}{S} \right) \quad (\text{dB}) \quad (4.5)$$

S : Superficie de la superficie considerada [m^2].

s_m : Distancia del punto medio de la superficie considerada al punto de inmisión.

Para las fuentes que representan superficies verticales, el método propone sumar 3 dB a las ecuaciones (4.3) y (4.4); debido a las reflexiones que se producen en el suelo.

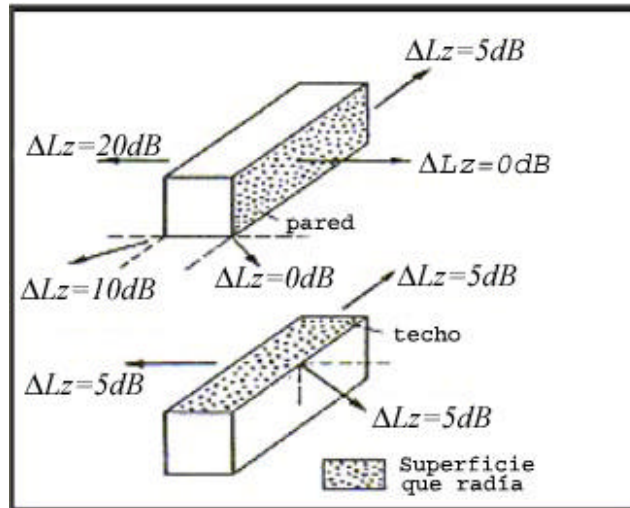


Figura 4.1.- Atenuación por apantallamiento-- según el modelo alemán VDI 2571.

Es posible considerar más fuentes imaginarias, siempre asignándole las atenuaciones que le correspondan. Se entregan otras ecuaciones a utilizar cuando el punto de inmisión este cercano a la fachada (por ejemplo a 10 cm.):

$$L_s = L_i - R' - 3 \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo por bandas de octava}} \quad (4.6)$$

$$L_s = L_i - R_w - 1 \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo en banda ancha}} \quad (4.7)$$

La norma entrega además ecuaciones para el cálculo de la potencia sonora radiada por cada superficie (cada fuente imaginaria), en función del nivel de presión interno L_i . De esta manera:

$$L_w = L_i - R' - 6 + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_o}\right) \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo por bandas de octava}} \quad (4.8)$$

$$L_W = L_i - R_W - 4 + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_o}\right) \quad (\text{dB}) \quad \boxed{\text{Cálculo en banda ancha}} \quad (4.9)$$

Para las fuentes externas al recinto, el método entrega formas de cálculo de su aporte a los niveles de inmisión en la periferia para dos situaciones distintas:

- Conociendo el nivel de potencia de la fuente:

$$L_s = L_W - \Delta L_s - \Delta L_z \quad (4.10)$$

- Calculando el nivel de potencia a partir de un nivel de presión L a una distancia s_o :

$$L_W = L + 20 \cdot \log s_o + 8 \quad (4.11)$$

Para luego usar la ecuación (4.10).

La existencia de otras paredes, barreras o edificios que perturben el camino directo entre las fuentes imaginarias en el recinto y el punto de inmisión, puede ser aproximada a una corrección de -5 dB sobre los niveles ya observados.

Por último, el método indica que el nivel de presión total en cada punto de la periferia, debe estar calculado como la suma energética de todos los aportes realizados por las fuentes imaginarias y las fuentes externas al recinto, es decir:

$$L_T = 10 \log\left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{s,i}/10}\right) \quad (\text{dB}) \quad (4.12)$$

4.2. - Análisis

Quizás uno de los factores que puede traer algún tipo de complicación, es la suposición que el modelo realiza al asumir que en el interior del recinto industrial existe un nivel de presión constante en todo punto, es decir, la existencia de campo difuso. Como sabemos, la intensidad sonora se relaciona con la presión sonora de la siguiente manera:

$$I_{\text{int}} = \frac{P_{RMS}^2}{4r \cdot c} \quad (4.13)$$

donde P_{RMS} es la presión sonora media cuadrática temporal y espacial, del campo reverberante dentro del recinto para este caso.

Analizando la ecuación (4.1), si pensamos en una fuente en el interior de una industria, el nivel de presión en cualquier punto del local esta dado por ^[21]:

$$L_i = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{4p \cdot r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (4.14)$$

El primer término del logaritmo de la ecuación anterior da cuenta del sonido directo, mientras que el segundo muestra las características del recinto; si existe la suposición de que el nivel de presión interno es constante, el primer término pasa a ser menos influyente. De esta manera, el método supone que el primer término del logaritmo es despreciable en comparación al segundo; esto implica que la directividad de la fuente no debería ser muy alta. Así, despreciando el segundo termino y usando la ecuación (4.2):

$$L_i = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{4}{0.161} \cdot \frac{T}{V} \right) = L_w + 14 + 10 \cdot \log \left(\frac{T}{V} \right) \quad (4.15)$$

Esta ecuación muestra que para un mismo local, una duplicación en el tiempo de reverberación produce 3 dB adicionales al nivel de presión interno del local L_i .

Por otro lado, si estamos en presencia de campo sonoro libre fuera de la industria, la intensidad acústica externa está dada por cuatro veces la ecuación (4.13), siendo P_{RMS} la presión fuera del recinto; el coeficiente de transmisión t de la pared para este caso, está dado por:

$$t = \frac{I_{ext}}{I_i} = \frac{4 \cdot P_{RMS}^2(ext)}{P_{RMS}^2(int)} \quad (4.16)$$

Reemplazando en la pérdida de transmisión:

$$TL = 10 \cdot \log \frac{1}{t} = 10 \cdot \log(P_{RMS}^2(int)) - 10 \cdot \log(P_{RMS}^2(ext)) + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{4}\right) \quad (4.17)$$

Así, el nivel externo en las paredes externas:

$$L_s = L_i - TL - 6 \quad (4.18)$$

De esta manera, acorde con la ecuación (4.3), el método supone que en el exterior existe campo libre.

En la ecuación (4.4) la intensidad sonora es L_i menos 4 en vez de ser menos 6; el modelo indica que basados en la experiencia en terreno, para los cálculos en banda ancha se puede asumir un valor de TL igual al STC menos 2 dB; de aquí la variación que presenta dicha ecuación. Por el mismo motivo existen variaciones de las ecuaciones para campo cercano ((4.6) y (4.7)), sobre la ecuación (4.18).

En presencia de una superficie cercana a alguna de las fuentes, como se observó en la ecuación (1.34), la irradiación se ve afectada cambiando el ángulo sólido por donde viaja el sonido sin perturbación; de aquí los +3 dB que propone la norma. Para las fuentes que tengan por superficie cercana el suelo y para puntos de inmisión a distancias mayores de 100 metros, se debería

calcular la atenuación que éste produce; para el rango de trabajo de la norma no debería causar muchos problemas, salvo en un suelo demasiado poroso; este factor debe ser tomado en cuenta.

Por otro lado, buscando explicar de mejor manera las ecuaciones (4.8) y (4.9), sabemos que:

Suponiendo fuente omnidireccional.

Para campo libre

$$L_w = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_o}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{I \cdot S}{I_o \cdot S_o}\right) = L_s + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_o}\right) = L_i - 6 - R' + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_o}\right) \quad (4.19)$$

Se sabe por la explicación de la sección 1.2.4 que la potencia tiene relación con la intensidad sonora cuando se toma en cuenta una superficie imaginaria que envuelve la fuente. Como se dijo antes, el método supone que la irradiación de las fuentes en cada una de las superficies es solamente hacia el exterior y que ésta representa toda la energía que se irradia por la superficie a la que representa. Por esto:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} = \frac{W}{2\pi r^2} \quad (4.20)$$

y a una distancia r :

$$L_s = L_w - 10 \cdot \log(2\pi r^2) = L_i - 6 - R' + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_o}\right) - 10 \cdot \log(2\pi r^2) \quad (4.21)$$

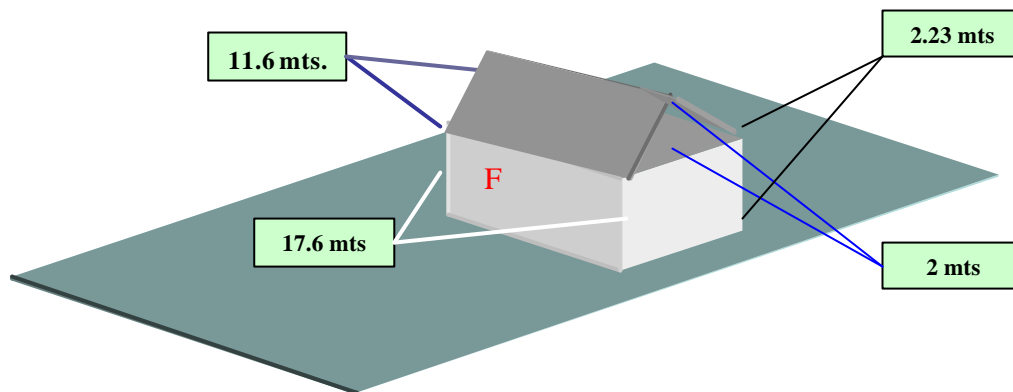


$$L_s = L_i - 6 - R' - \Delta L_s \quad (4.22)$$

Como se ve en esta sección, al suponer que todas las fuentes influyen en los niveles de inmisión independiente de su posición, el método supone de alguna manera la irradiación omnidireccional; esto se corrige asignando la atenuación por apantallamiento DL_z (ver figura 4.1).

4.3. – Mediciones

Con el objetivo de comparar los niveles sonoros entregados por la norma VDI 2571 con los niveles que en realidad existen y poder observar las tendencias que el modelo presenta, se tomaron mediciones de la siguiente situación:



Volumen = 932.82 mts³.
 Superficie frontal (F) = 39.248 mts².
 Superficie techo (*) = 108.8 mts²
 Superficie total = 371.838 mts².
 Superficie lateral = 37.791 mts².
 (*): La superficie del techo se comparte en la suma de dos tapas que se unen en el centro del recinto.

El piso interno del recinto está a 1.3 mts. por debajo del nivel del suelo exterior; y las paredes de este desnivel son de concreto.

Las paredes así como el techo, están formadas de placas de metal onduladas de 0.5 mm. de espesor (placas de zinc); mientras que el suelo interior es de tierra. No existe ninguna fuente sonora en el interior, sólo la que será usada en la prueba. El local está vacío y a simple vista, se ve que el recinto no es muy reverberante.

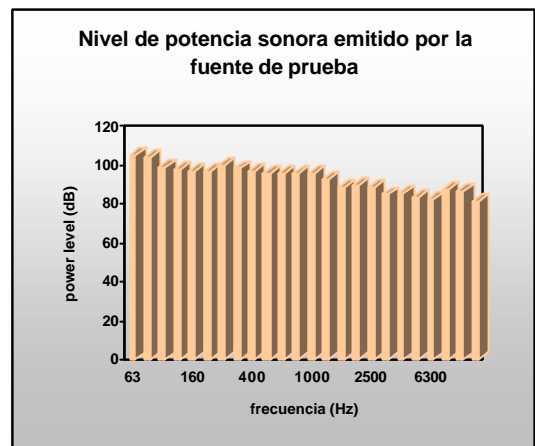
Se utilizaron los siguientes equipos:

- Analizador de sonido Norsonic SA110
- Medidor de distancias RadioShack
- Micrófono de condensador de 0.5" Brüel & Kjaer tipo 4165
- Pistófono calibrador 94 dB/1 kHz tipo 4230
- Pedestal de micrófono
- Consola Yamaha (8*1)
- Reproductor de CD H/K HD 7325

- Amplificador CREST (570 watts por canal a 4 ohm)
- 1 altavoz BOSE serie 302 (600 w.)
- 2 altavoz BOSE serie 802 (240 w.)
- 1 Sistema controlador BOSE 802-C
- Cables de extensión y conexión
- Cinta métrica
- CD con ruido rosa

En principio, debido a la necesidad de conocer la potencia sonora emitida por nuestro arreglo de parlantes, se obtuvo la misma mediante el proceso descrito en la norma ISO 3744. De esta manera, emitiendo ruido rosa se obtuvieron los siguientes resultados:

Frecuencia (hz.)	Nivel de potencia (dB)	Potencia (watts)
63	105,2	0,03294
80	104,0	0,02489
100	99,2	0,00833
125	98,1	0,00648
160	97,2	0,00523
200	97,1	0,00509
250	99,7	0,00943
315	98,6	0,00722
400	97,3	0,00532
500	95,9	0,00387
630	96,2	0,00421
800	95,5	0,00355
1000	95,8	0,00383
1250	93,1	0,00203
1600	88,4	0,00069
2000	89,9	0,00097
2500	88,8	0,00076
3150	85,3	0,00034
4000	85,8	0,00038
5000	83,9	0,00024
6300	82,6	0,00018
8000	87,2	0,00053
10000	86,9	0,00049
12500	81,4	0,00014
Lw (dBA)	103,9	0,02474



Posteriormente, se ingresaron los equipos al recinto en prueba, ubicándose la fuente en el centro del mismo antes de empezar a tomar datos.

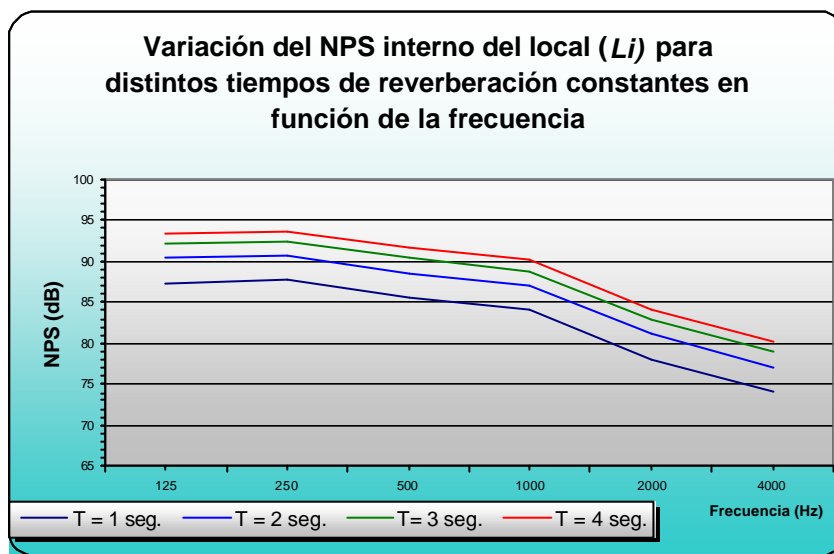
Se obtuvieron niveles de presión sonora en el exterior del recinto a 6 distancias de la fachada: 2, 4, 8, 16, 32 y 64 metros; en

dirección frontal a una altura de 1.5 metros y en el centro de la superficie; las condiciones del terreno y la existencia de un edificio en la zona lateral del recinto no permitieron la toma de datos en otras direcciones.

Los niveles fueron obtenidos en bandas de tercio de octava y en banda ancha ponderado A para comparar con las dos posibilidades que entrega la norma.

4.4. –Resultados

Suponiendo distintos tiempos de reverberación constantes, se muestra en la siguiente gráfica el nivel de presión interno L_i calculado mediante la ecuación (4.1).



Gráfica 4.1. – Espectro del nivel de presión sonora interno L_i , para distintos tiempos de reverberación constantes.

El modelo indica que se tome un tiempo de reverberación de 1 segundo constante para todas las bandas cuando no se tiene el dato y no es posible obtenerlo. De esta manera los niveles de presión sonora internos serían los entregados por la gráfica anterior en la curva de color negro.

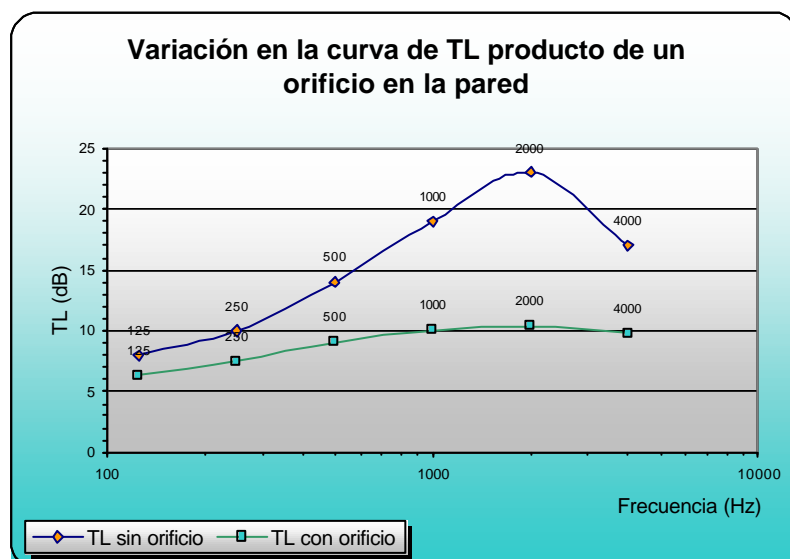
Ya que no se tomaron mediciones del tiempo de reverberación, se podrían realizar cálculos del mismo mediante por ejemplo el modelo de *Sabine*. El problema es la obtención del coeficiente de absorción de las distintas superficies que forman nuestro recinto, indispensable para el cálculo del tiempo de reverberación; esto podría aumentar el nivel de incertidumbre en la predicción. Por esto, se asumirán, de ahora en adelante, los niveles de presión internos calculados con un tiempo de reverberación de 1 segundo como lo indica la normativa.

La incidencia de ondas sonoras sobre placas onduladas puede producir la formación de ondas de pliegue distintas a las que se forman en el caso de una partición plana. Se han realizado pocos estudios que le asocien alguna pérdida de transmisión teórica a este tipo de placas; esto nos lleva a suponer pérdidas de transmisión que puedan estar en el rango acertado. Se incluye en el texto del modelo propuesto por los alemanes una tabla con pérdidas de transmisión de distintos materiales, medidas según la norma DIN 52210.

Entre dichos materiales, se tomaron mediciones de una placa ondulada de metal con una densidad de masa de 11 Kg/m² y de espesor de 1 mm^{xvii}. Las placas del recinto en análisis tienen la mitad de espesor que la mencionada, por ende aproximadamente la mitad de masa. Por ley de la masa (ecuación (1.50)), esta placa debería atenuar 6 dB menos.

Cuando una pared con características de aislamiento bastante altas tiene un hueco, éste produce una gran variación en el coeficiente de transmisión medio (ecuación (1.54)), y por consiguiente en la pérdida de transmisión de la pared. Esto es lo que nos sucede en este caso, la pared frontal presenta un orificio de aproximadamente un 8 % de la superficie total de la misma.

En la siguiente gráfica se presenta los efectos producidos por el hoyo en la pared (coeficiente de transmisión igual a 1), usando la pérdida de transmisión señalada en el anexo del modelo alemán menos 6 dB. La *tabla 4.2* lo muestra más detalladamente:



Gráfica 4.2. – Variación de la pérdida de transmisión de una pared de lata ondulada producto de un orificio de un 8 % de su superficie total.

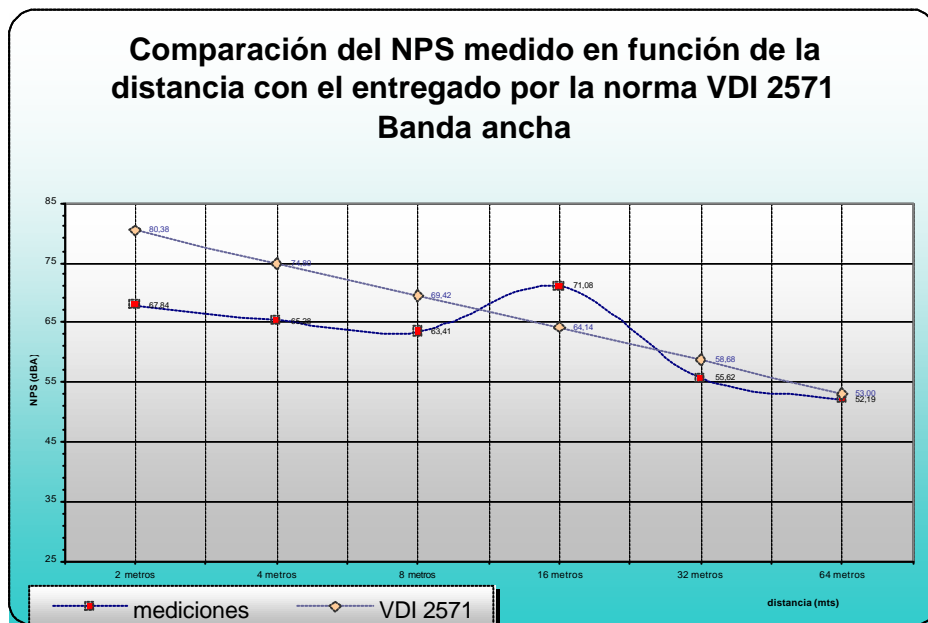
Variación en la pérdida de transmisión de una pared de lata ondulada producto de orificio				
Frecuencia (Hz)	TL sin orificio (dB)	τ (sin orificio)	τ_m	TL' (dB)
125	8	0,158	0,232	6,34
250	10	0,100	0,179	7,48
500	14	0,040	0,124	9,07
1000	19	0,013	0,099	10,04
2000	23	0,005	0,092	10,36
4000	17	0,020	0,106	9,76

Tabla 4.2. – Variación de la pérdida de transmisión de una pared de lata ondulada debido a un orificio de un 8 % de su superficie total.

Sup. total de la pared = 39.248 m² Sup. orificio = 3.43 m² Sup. lata = 35.81 m²

De esta manera, se tomó para los cálculos los valores de pérdida de transmisión presentados en la quinta columna de la tabla anterior (tabla 4.2). Para banda ancha, una buena aproximación para el STC es el valor obtenido en los 500 Hz..

Tomando en cuenta la reflexión en el suelo del sonido irradiado por las fuentes de las paredes verticales del recinto, las siguientes gráficas presentan la comparación de los niveles predichos por el modelo en análisis y su comparación con las mediciones realizadas.

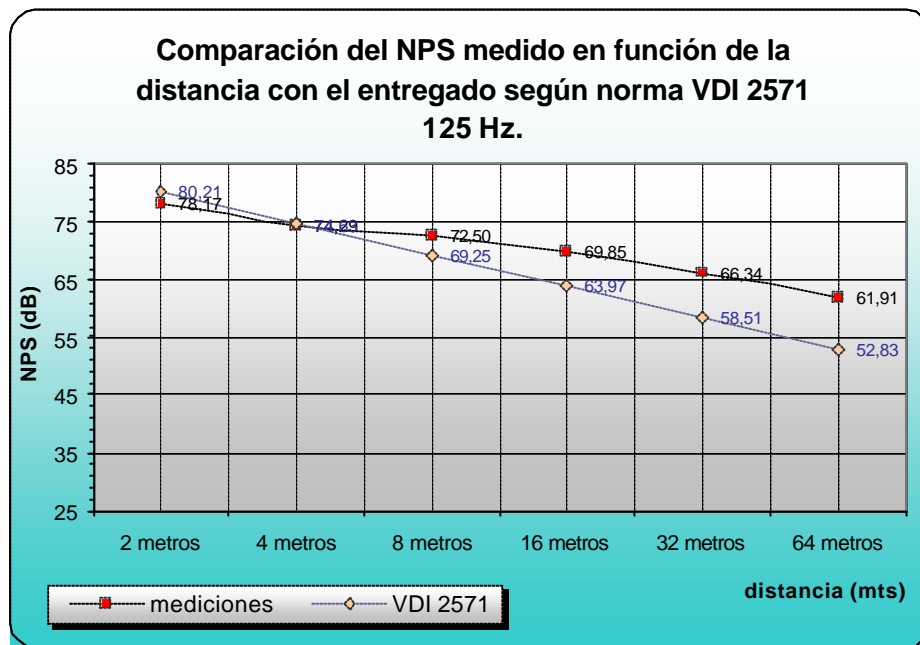


Gráfica 4.3. – comparación entre los datos obtenidos en las mediciones con los datos entregados por el modelo alemán VDI 2571. Datos en banda ancha.

Como se observa, el método presenta variaciones para los puntos cercanos a la fachada, es decir, para los 2 y 4 metros, donde la variación supera los 5 dB. Se dijo ya que el modelo de predicción supone la irradiación hacia el exterior desde fuentes imaginarias que concentran la energía irradiada por toda la superficie; esto se puede traducir en una sobre-estimación de los niveles en las cercanías de alguna de estas fuentes imaginarias. Más adelante se ilustrará este análisis.

A los 16 metros existe un aumento notable en los niveles entregados por las mediciones; el cual podría deberse a reflexiones en superficies cercanas, sin descartar algún posible error de medición.

Considerando los resultados por bandas de octava, se tiene el siguiente gráfico para la banda de 125 Hz.:



Gráfica 4.4. – Comparación entre la predicción del modelo alemán con las mediciones. Banda de 125 Hz.

Para esta banda, los datos entregados por el modelo se acercan mucho más a los medidos a distancias cortas. Acá se refleja la suposición errónea tomada anteriormente al mantener fijo el tiempo de reverberación. Para esta banda es muy probable que se tenga un valor de tiempo de reverberación superior a 1 segundo; por ejemplo si se tuviera un tiempo de 3 segundos, todos los puntos de la curva deberían estar aproximadamente 4.7 dB por arriba de lo que la *gráfica 4.4*

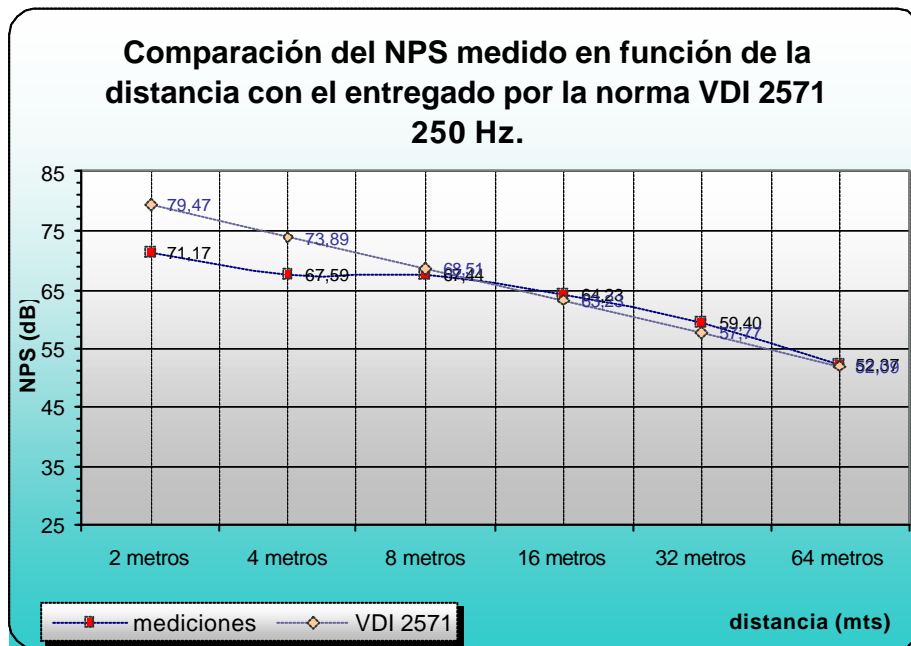
muestra. Realizando ésta corrección, la curva presentaría los mismos problemas que se tiene en banda ancha para distancias cortas de la fachada.

Hay que decir que para todos los cálculos se tomaron 6 fuentes debido a las características del recinto. La atenuación por apantallamiento asignada a cada superficie se presenta en la siguiente tabla (recordemos su independencia de la frecuencia según el modelo, gráfico 4.1):

Superficie	DL _z asignado
Superficie frontal a los puntos de medición	0
Superficies laterales	5
Superficie trasera	20
Superficie del techo más cercana	5
Superficie de techo más lejana	10

Tabla 4.3. – Atenuaciones por apantallamiento para cada una de las superficies de la situación.

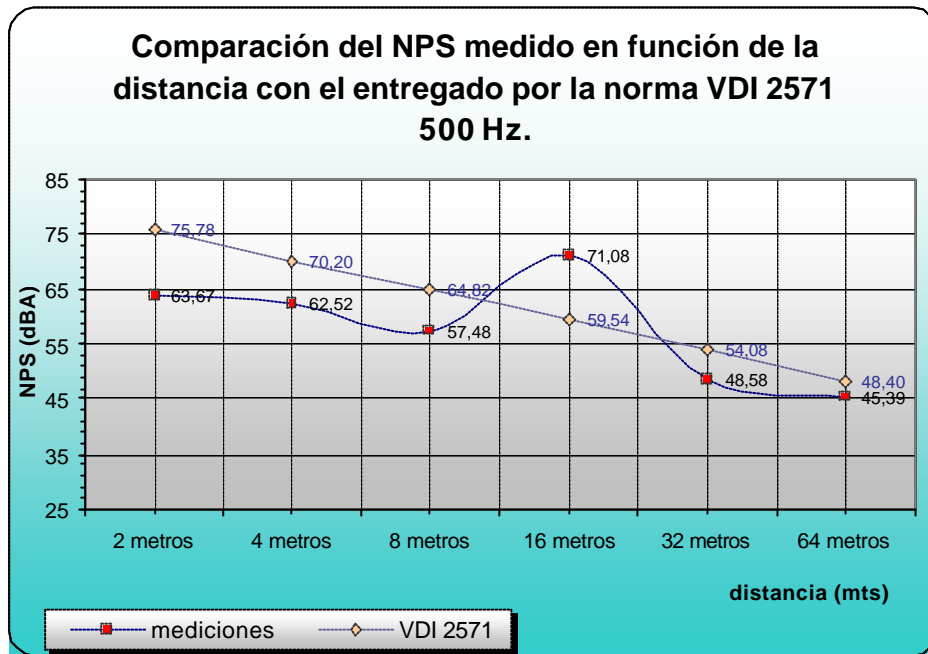
La banda de los 250 Hz. muestra:



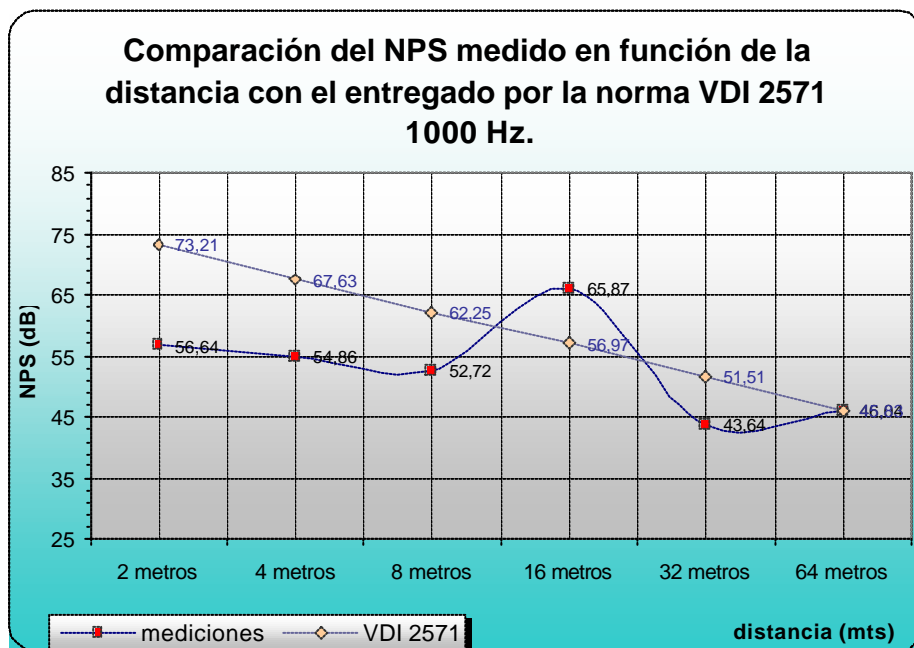
Gráfica 4.5. – Comparación 250 Hz. Datos medidos con los del modelo de predicción.

Para los puntos cercanos a la fachada, la variación de los niveles de predicción respecto a las mediciones son mayores.

En el anexo 3 se presenta una tabla donde están los valores de todas las mediciones y predicciones.



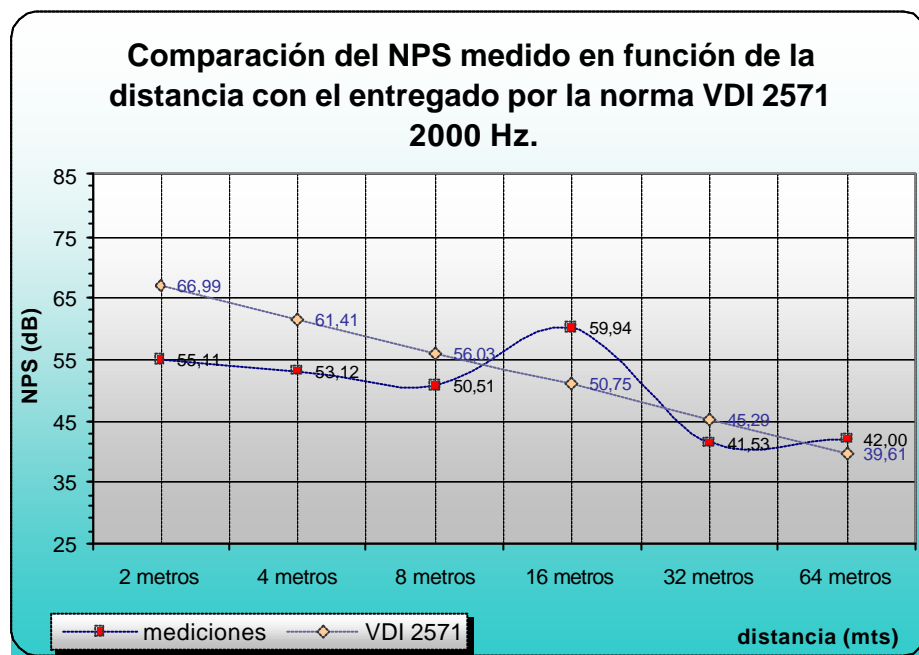
Gráfica 4.6. – Banda de 500 Hz.



Gráfica 4.7. – Banda de 1000 Hz.

Las últimas dos bandas empiezan a presentar problemas; se empieza a notar el incremento observado en la gráfica de banda ancha (gráfica 4.3) para la medición a los 16 metros de la fachada. Por otro lado, la banda de 1000 ciclos presenta puntos de gran variación que para el caso de frecuencias mas bajas no se manifestaban.

La banda de 2000 ciclos presenta el siguiente comportamiento:

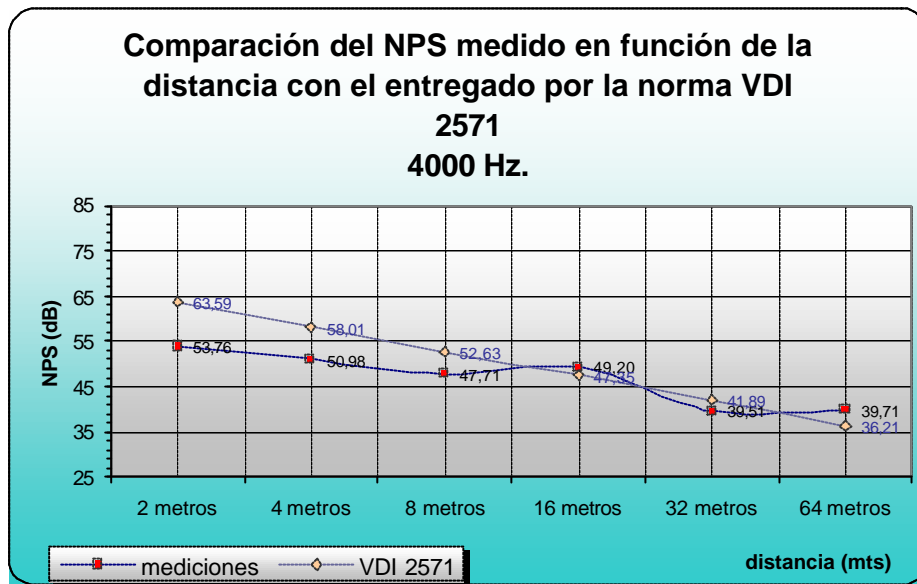


Gráfica 4.8. – Comparación de los datos medidos con los datos de predicción del modelo alemán para una misma situación en particular. Banda de 2000 Hz..

Los problemas se empiezan a aminorar para esta banda de frecuencia. A pesar de seguir el problema a los 16 metros, los demás datos se empiezan a acercar, presentándose variaciones mayores a los 5 dB solo en los puntos cercanos, es decir, 2 y 4 metros.

La gráfica 4.9, muestra lo que sucede para la banda de 4000 Hz. Todos los puntos, exceptuando el de 2 metros de distancia están dentro de un rango de error aceptable.

La irradiación concentrada de la energía total de una superficie es nuestro principal problema; los puntos de predicción cercanos a la fachada del recinto se encuentran a pocos metros de una fuente virtual que está emitiendo energía equivalente a toda la energía que se transmite por la



Gráfica 4.9. - Comparación de predicción con mediciones. Banda de 4000 Hz.

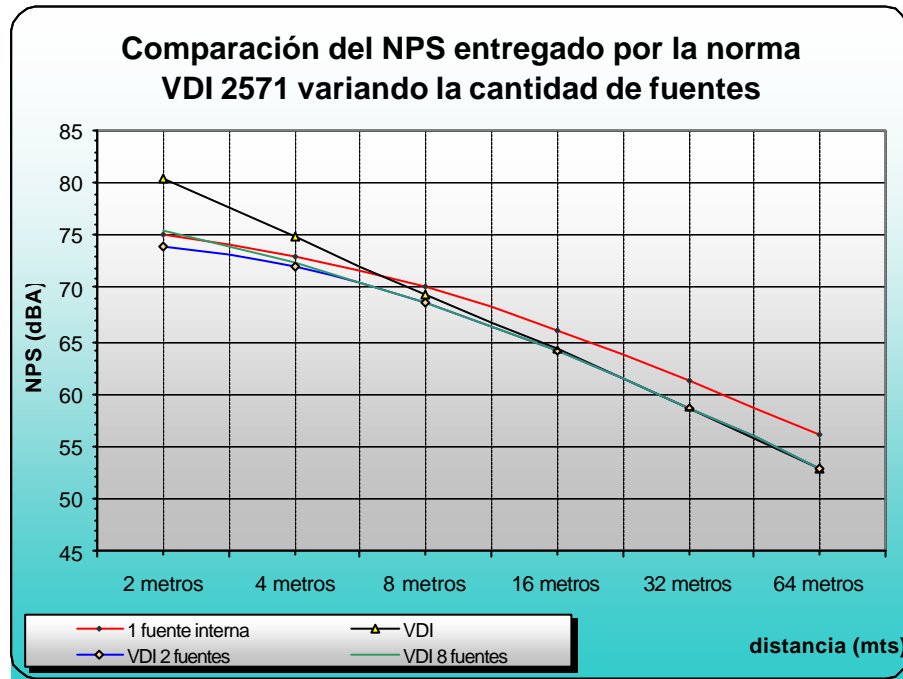
superficie desde el interior del local. Esta cercanía puede verse variada al asumir una mayor cantidad de fuentes en la superficie; de esta manera, si asumimos dos fuentes dividiendo la energía irradiada por cada una de ellas a la mitad, las distancias entre fuente y punto de inmisión provocarán cambios en los niveles predichos por el modelo. Este es principalmente un problema geométrico.

La siguiente tabla presenta la disminución en los niveles entregados por el modelo producto del aumento de la cantidad de fuentes en la superficie frontal del recinto, en función de la distancia fachada – receptor; estos datos son propios de esta situación particular.

Variación negativa de los niveles L_s producto del aumento de fuentes en la pared frontal			
	2 fuentes	4 fuentes	8 fuentes
2 metros	6,39	6,43	5,04
4 metros	2,68	2,71	2,29
8 metros	0,80	0,81	0,83
16 metros	0,19	0,20	0,23
32 metros	0,04	0,04	0,05
64 metros	0,01	0,01	0,01

Tabla 4.4. – Variación de los niveles entregados por el modelo alemán VDI 2571 producto del aumento de fuentes en la superficie frontal.

Las variaciones negativas son constantes para todas las bandas y por ende en banda ancha. La gráfica 4.10 muestra las curvas de predicción del modelo alemán para 1, 2 y 8 fuentes en la superficie frontal; además se incluye la curva resultante de suponer una sola fuente en el centro del recinto.



Gráfica 4.10. – Influencia del aumento de fuentes sonoras en la pared frontal en el modelo de predicción alemán VDI 2571.

Esta última suposición es muy usada para predecir los resultados de atenuación que producen encierros acústicos. Dicha fuente irradia energía de forma omnidireccional por lo que se pueden presentar problemas cuando el encierro tiene materiales con variadas pérdidas de transmisión; para este caso, es necesario obtener un TL medio ^[12]. En otras palabras, se considera el encierro y la fuente en su interior como una nueva fuente que radia energía equitativamente en todas las direcciones. Vemos que en nuestro análisis la curva (roja) se acerca mucho a las curvas de predicción del método alemán.

De esta manera solucionamos el problema para cercanías del local; en casi la mayoría de las gráficas anteriores, existía problemas a 2 y 4 metros. Bajando 6 dB para la predicción de dos

metros y aproximadamente 3 dB para la predicción de cuatro metros, casi la totalidad de los puntos de evaluación entran dentro del rango de error de ± 5 dB. En el caso analizado, el aumento de fuentes, a lo menos en la superficie principal produce que los niveles calculados cerca de la fachada sean más reales.

Es evidente que existen problemas en las mediciones a 16 metros del local. Los datos obtenidos a esta distancia escapan en gran medida a la tendencia de los demás, para las bandas sobre los 500 Hz.. Las condiciones de campo libre en nuestro caso no satisfacen adecuadamente, existen más de una superficie en las cercanías a la industria que podrían haber alterado las mediciones en este punto.

Conclusiones

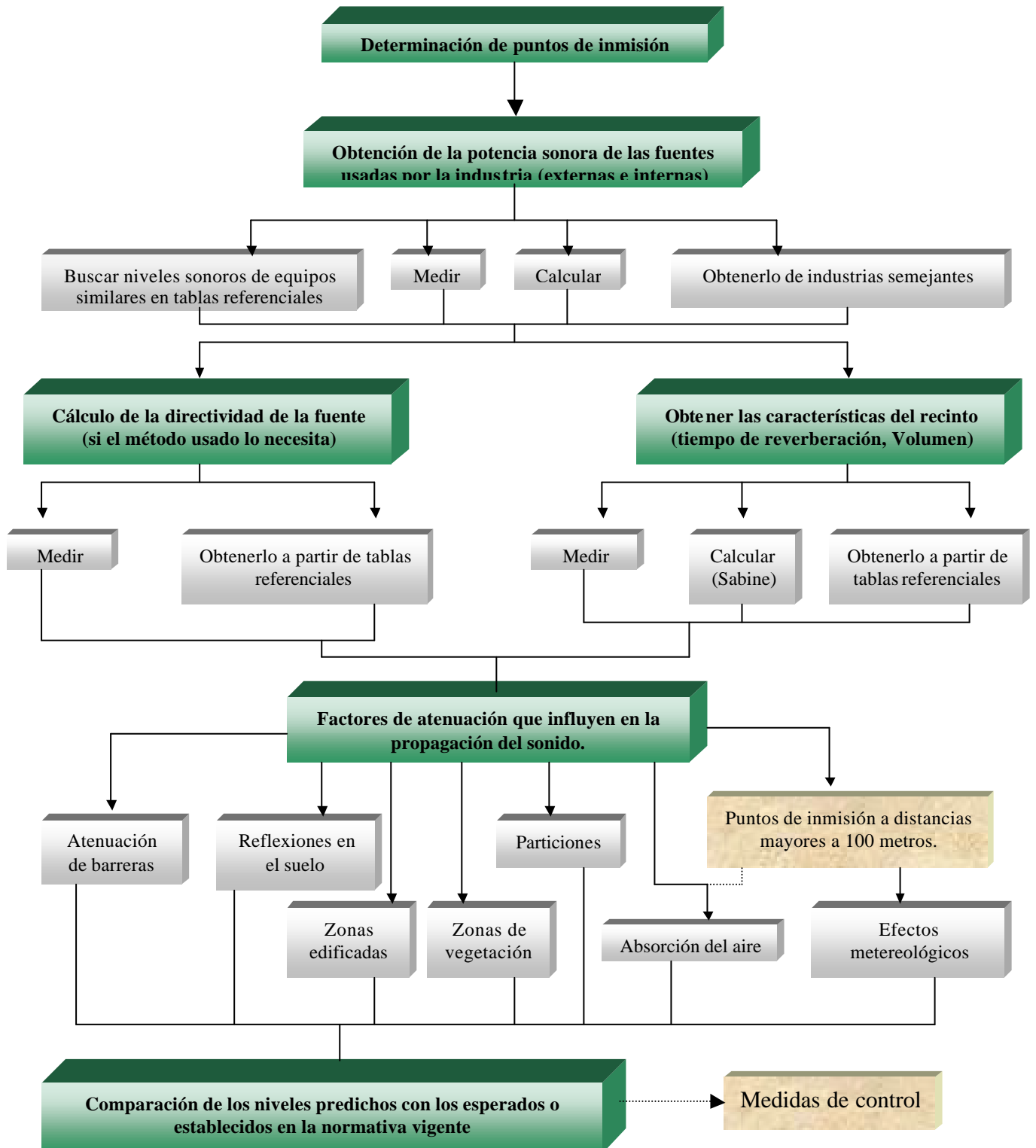
- Las pequeñas fallas de nuestra toma de datos muestran que es difícil entregar un testimonio certero de las predicciones entregadas por el modelo alemán VDI 2571; lamentablemente, por problemas de tiempo y material disponible no se tomaron más mediciones. Estamos conscientes de que una evaluación de un método de predicción de este tipo demandaría la toma de datos de más de una situación particular; niveles que deberían ser obtenidos para distintos tipos de industria, que inclusive presenten variaciones en su espectro de emisión o por lo menos tengan más de un tipo de superficie en su fachada. Si bien algunos de los puntos de predicción se acercaron en gran medida a los niveles que en realidad existen, la situación de incertidumbre mostrada en algunos momentos, no nos permite concluir respecto a la certeza de las predicciones. Sin embargo, el estudio realizado entrega precauciones a tomar a la hora de trabajar con el modelo VDI 2571; se explica cada una de las suposiciones y los motivos de posibles errores.

- Es necesario tener precauciones cuando se realizan predicciones a distancias pequeñas entre fachada y receptor mediante el modelo alemán VDI 2571; concentraciones de energía no existentes podrían influir bastante en los niveles entregados.

- Es importante tener en mente que la no existencia de campo libre puede producir variaciones que alejarán los resultados de lo que en realidad existe o existirá en un futuro. De otra manera, se podrían obtener aproximaciones de los efectos que las reflexiones producen sobre los niveles predichos.

- Para casos donde el TL de una industria no varía demasiado, la suposición de una fuente sonora en el centro de la misma, irradiando el total de la energía acústica de las fuentes internas al local de forma omnidireccional, podría acercarse en gran medida a los datos entregados por el modelo alemán, manteniendo un rango de error aceptable. Esta suposición no entregaría resultados tan cercanos para otro tipo de industrias.

- Una predicción de ruido industrial puede desarrollarse de acuerdo al siguiente diagrama:



- En una predicción de niveles sonoros en la periferia de una industria que tiene recintos cerrados o casi cerrados, es necesario conocer las características acústicas del local.
- La cantidad de información recopilada, la presentación y análisis de una metodología práctica y relativamente sencilla, permiten concluir que se ha cumplido con el objetivo planteado para el presente trabajo.

ANEXO 1

Niveles de Ruido de Maquinaria Industrial



1. COMPRESORES

MARCA	TIPO	Potencia nominal en Kilowatts	Flujo de aire en litros / seg	Nivel de Potencia (LWA)	LWA= 95+2logP (Permite ver si la máquina es ruidosa en función de su potencia)
AIRMAN	PDS50S-BOX	11.4	23.3	91.9	97.1
COMPAIR	ZITAIR85	19.8	40.1	94.3	97.6
PEUGEOT	R493	34.6	75.0	95.0	98.1
AIRMAN	PDS175S-BOX	36.6	83.3	95.1	98.1
AIRMAN	PDS125S-BOX	25.7	58.3	95.4	97.8
ATLAS COPCO	XASS120DD	54.5	119.0	95.4	98.5
AIRMAN	PDS90S-BOX	19.1	41.6	95.8	97.6
BAUER	B20-7SS	12.5	31.7	96.0	97.2
ATLAS COPCO	XAS75	36.0	75.0	96.2	98.1
IRMER & ELZE	S501SLS	39.5	83.5	96.5	98.2
MATTEI	DRS120LB	34.5	66.7	96.6	98.1
AIRMAN	PDS70S-BOX	15.4	33.3	96.6	97.4
CP	CPS130	26.0	60.0	96.7	97.8
IRMER & ELZE	S281SLS	21.7	46.7	96.7	97.7
ATLAS COPCO	XASS80DD	38.3	81.7	96.7	98.2
AIRMAN	PDS175S	36.6	85.0	96.9	98.1
DEMAG	SD28AFP	21.0	45.0	97.0	97.6
BAUER	B30-7SS	24.0	50.0	97.0	97.8
MACO MEUDON	MV43	23.0	40.0	97.0	97.7
MACO MEUDON	MV50	24.0	50.0	97.0	97.8
MACO MEUDON	MV21	14.5	33.0	97.0	97.3
AIRMAN	PDS90S	18.4	40.0	97.0	97.5
IRMER & ELZE	S201SLS	12.5	31.7	97.0	97.2
MACO MEUDON	MAP16	12.7	25.0	97.1	97.2
DEMAG	SC30DS	23.7	48.3	97.2	97.7
AIRMAN	PDS125S	26.1	58.3	97.3	97.8
GRASSO	DRS66LB	20.5	40.0	97.4	97.6
AIRMAN	PDS125S	30.5	58.3	97.4	98.0

COMPAIR	ZITAIR100	21.6	47.0	97.4	97.7
AIRMAN	PDS175S-BOX	38.2	83.3	97.5	98.2
AIRMAN	PDS265S-BOX	56.9	125.0	97.8	98.5
ATLAS COPCO	XAS40DD	19.5	40.0	97.9	97.6
IRMER & ELZE	S371SLS	25.0	61.7	97.9	97.8
MATTEI	DRS140VM	42.5	78.0	97.9	98.3
MACO MEUDON	MV41	18.0	40.0	98.0	97.5
IRMER & ELZE	S701SLS	51.0	120.0	98.0	98.4
DEMAG	SC30DSAFP	23.7	48.3	98.0	97.7
BAUER	B40-7SS	25.7	61.7	98.0	97.8
MACO MEUDON	MV51	23.0	50.0	98.0	97.7
DEMAG	SC50DSAFP	40.0	86.6	98.0	98.2
MACO MEUDON	MV250	51.0	117.0	98.0	98.4
ATLAS COPCO	XASS160DD	82.4	158.3	98.1	98.8
COMPAIR	R075-100S	207.0	354.0	98.1	99.6
DEMAG	SC38DS	25.0	63.3	98.2	97.8
ATLAS COPCO	XAS90	39.5	87.0	98.3	98.2
DEMAG	SC28DS	23.0	46.7	98.4	97.7
INGERSOLL-RAND	P140WD	33.2	66.0	98.5	98.0
SULLAIR	F28D	19.3	47.5	98.6	97.6
SULLAIR	F180DN	110.0	300.0	98.6	99.1
ATLAS COPCO	XAS50DD	21.0	50.0	98.7	97.6
MACO MEUDON	MV50	23.0	50.0	98.7	97.7
AIRMAN	PDS90S	18.8	40.0	98.7	97.5
AIRMAN	PDS175S	38.3	85.0	98.8	98.2
SULLAIR	F28D	19.3	47.8	98.8	97.6
BAUER	B50-7SS	40.0	90.0	99.0	98.2
ATLAS COPCO	XAS85DD	38.0	85.0	99.0	98.2
ATLAS COPCO	XAS175DD	84.0	175.0	99.0	98.8
ATLAS COPCO	XAS125DD	56.0	125.0	99.0	98.5
AIRMAN	PDS125S	26.1	58.3	99.0	97.8
DEMAG	SC40DSAFP	25.7	63.3	99.0	97.8
INGERSOLL-RAND	P250WD	54.0	120.0	99.0	98.5
MACO MEUDON	MV61	25.0	58.0	99.0	97.8
MACO MEUDON	MV360	78.0	170.0	99.0	98.8
INGERSOLL-RAND	P175WD	40.3	80.0	99.0	98.2
MACO MEUDON	MV61	25.0	58.0	99.0	97.8
AIRMAN	PDS175S	36.6	83.0	99.1	98.1
SULLAIR	F70D	51.5	125.0	99.2	98.4
IRMER & ELZE	STS1050SLS	82.0	175.0	99.4	98.8

DEMAG	SC7D	54.4	115.0	99.4	98.5
COMPAIR	ZITAIR175	40.0	82.0	99.4	98.2
SULLAIR	F40D	24.8	61.7	99.5	97.8
AIRMAN	PDS265S	58.9	125.0	99.5	98.5
INGERSOLL-RAND	P100ADW	23.0	47.0	99.7	97.7
AIRMAN	PDS175S	36.8	83.3	99.7	98.1
AIRMAN	PDS655S	135.1	308.3	99.7	99.3
COMPAIR	UV2	29.0	47.0	99.8	97.9
MACO MEUDON	MV90	40.0	85.0	100.0	98.2
MACO MEUDON	MV360	78.0	166.7	100.0	98.8
MACO MEUDON	MV60	25.0	58.0	100.0	97.8
CP	CP185S	52.5	86.7	100.1	98.4
ATLAS COPCO	XAS30DD	12.5	28.6	100.1	97.2
DEMAG	SC5DS	38.2	81.7	100.2	98.2
SULLAIR	F21D	12.5	35.0	100.2	97.2
INGERSOLL-RAND	P175WD	40.0	83.0	100.2	98.2
MATTEI	DRS400	106.0	200.0	100.3	99.1
AIRMAN	PDS390S	77.2	183.3	100.4	98.8
CP	CP140S	56.0	66.7	100.4	98.5
DEMAG	SSD15	11.0	25.0	100.5	97.1
SULLAIR	F40D	24.8	61.7	100.5	97.8
ATLAS COPCO	XAS60DD	25.0	59.0	100.5	97.8
SULLAIR	F21D	12.5	35.0	100.8	97.2
SULLAIR	F100DN	78.0	177.0	100.8	98.8
SULLAIR	F50D	38.2	83.0	100.9	98.2
IRMER & ELZE	D241SL	20.2	40.0	100.9	97.6
DEMAG	SC20DSAFP	12.5	30.0	101.0	97.2
COMPAIR	ZITAIR125	25.0	59.0	101.0	97.8
COMPAIR	750S	201.0	339.8	101.0	99.6
INGERSOLL-RAND	P100AWD	23.0	47.0	101.0	97.7
ATLAS COPCO	XAS80DD	38.5	81.0	101.0	98.2
INGERSOLL-RAND	P375WD	83.0	177.0	101.0	98.8
AIRMAN	PDS265S	60.3	0.0	101.0	98.6
ATLAS COPCO	XAS350DD	165.0	350.0	101.1	99.4
DEMAG	SD25F	19.0	45.0	101.2	97.6
COMPAIR	CR175S	51.0	80.0	101.2	98.4
DEMAG	SD35	25.2	56.7	101.4	97.8
MACO MEUDON	MV250	51.0	116.7	101.4	98.4
INGERSOLL-RAND	P250WD	55.0	120.0	101.5	98.5
MACO MEUDON	MV185	38.0	83.0	101.6	98.2

COMPAIR	ZITAIR250	54.0	118.0	101.6	98.5
AIRMAN	PDS655S	135.1	308.3	101.7	99.3
COMPAIR	CR275S	67.0	130.0	101.8	98.7
CP	CP250S	59.0	118.0	101.8	98.5
FLOTTMANN	FLOTTAIR6.48	38.0	83.3	101.8	98.2
BAUER	B70	55.5	116.0	101.9	98.5
AIRMAN	PDS265S-BOX	60.3	125.0	101.9	98.6
SULLAIR	F230DN	147.0	383.0	101.9	99.3
AIRMAN	PDS175S	37.9	83.3	102.0	98.2
INGERSOLL-RAND	P125WD	25.0	60.0	102.0	97.8
INGERSOLL-RAND	P85WD	21.0	40.0	102.0	97.6
SKODA	SKD201	33.0	55.5	102.1	98.0
SULLAIR	F280D12	201.0	350.0	102.2	99.6
AIRMAN	PDS750S	145.8	353.3	102.4	99.3
FLOTTMANN	FLOTTAIR6.18	12.8	33.3	102.5	97.2
SULLAIR	F70P	53.0	116.7	102.8	98.4
DEMAG	SC10D	82.3	170.0	102.9	98.8
BAUER	B70	55.5	122.0	102.9	98.5
ATLAS COPCO	XAS120DD	54.4	119.0	102.9	98.5
FLOTTMANN	FLOTTAIR6.28	21.0	46.0	103.0	97.6
DEMAG	SC10	82.3	170.0	103.0	98.8
COMPAIR	ZITAIR150	36.5	70.8	103.0	98.1
ATLAS COPCO	PTS1200DD	257.0	567.0	103.2	99.8
AIRMAN	PDS750S	150.8	353.3	103.2	99.4
SULLAIR	F94DN	38.0	93.3	103.4	98.2
SULLAIR	F70P	53.0	116.7	103.5	98.4
DEMAG	SC10DS	82.3	170.0	103.6	98.8
FLOTTMANN	FLOTTAIR6.38	25.0	61.7	103.9	97.8
CP	CPS600	123.0	283.0	104.0	99.2
MACO MEUDON	MV700N	157.0	310.0	104.5	99.4
SULLAIR	H1050DPQ4W	227.0	495.0	104.7	99.7
SULLAIR	750DPQ	173.0	350.0	104.8	99.5
INGERSOLL-RAND	HP750WCU	216.0	355.0	105.0	99.7
DEMAG	SD25AFP	17.7	40.0	105.3	97.5
COMPAIR	ZITAIR250	55.0	118.0	105.4	98.5
INGERSOLL-RAND	XP900WCU	216.0	425.0	106.0	99.7
CP	CP85R01S	24.4	40.0	106.1	97.8
SULLAIR	1250PD4WQ	300.0	591.0	107.5	100.0
INGERSOLL-RAND	VHP700WCU	216.0	330.0	108.0	99.7
SULLAIR	750DPQ	173.0	350.0	110.4	99.5



2. BOMBAS DE AGUA

Fabricante	Tipo	operación	Potencia en kW	Presión en operación en kPa	Expulsión de líquido l/s	LWA
BBA	DSD140BR(DTM+GL.HA)	PISTÓN ROTATORIO	4.9	40	12.5	82.4
BBA	B100TWG/MP2/DEF2M1011	CENTRÍFUGO	11.0	80	33.0	83.2
BAT	GGZ03D80	PISTÓN	5.6	100	16.7	83.3
BBA	DDZP	MEMBRANA	3.2	59	7.0	84.1
BBA	B100TWG-MP2	CENTRÍFUGO	11.1	80	33.0	84.6
BBA	PT160/GLLO	PISTÓN	6.2	100	18.0	84.7
BBA-LOMBARDINI	SKW150.4-270GL+MP2	CENTRÍFUGO	19.0	2	76.0	85.1
BBA	PT130DTM-HA	PISTÓN	2.6	10	9.7	85.4
BBA	B156/(DTM+GL.LI)	CENTRÍFUGO	12.7	50	67.0	85.6
BAT	GGTS2GR3	CENTRÍFUGO	9.5	120	19.1	85.8
EEKELS	HDZ100H-GG	CENTRÍFUGO	4.9	80	28.0	86.0
GEHO	ZD600MX		5.5	200	18.1	86.1
BAT	GGAD1SPATE	CENTRIFUGO	2.5	300	8.8	86.2
SMITS	SLNA1501	CENTRÍFUGO	115.0	460	66.6	86.4
BAT	GGTR3GR4	CENTRÍFUGO	16.8	140	33.3	86.6
BAT	GGVARJ100F2L	CENTRÍFUGO	14.0	150	27.7	86.7
BAT	GGVARJ100F2L	CENTRÍFUGO	14.0	150	27.7	86.7
BAT	GGZOLPA2	BRONNERING	4.7	200	16.7	86.7
GEHO	ZD900MX		7.5	200	26.4	86.7
BBA	B100/(DTM+GL.LI)	CENTRÍFUGO	7.5	50	33.0	86.8
BAT	GGZ0E89	BRONNERING	4.7	200	16.6	86.9
BBA	B100MP2GLD-HA	CENTRÍFUGO	14.6	12	27.7	87.2
BAT	GGZOTR1	BRONNERING	5.5	200	16.7	87.6
BAT	GGRITZ38008F2L	CENTRÍFUGO	14.0	160	27.0	87.6
BAT	GGSVARJ156	CENTRÍFUGO	15.0	120	33.0	87.6
BAT	DWS4GR6	CENTRÍFUGO	30.2	100	83.3	87.8
SMITS	SLNA803	CENTRÍFUGO	89.0	1150	18.0	87.9
BBA	PT160/GLLI	PISTÓN	6.6	100	18.0	87.9
BBA	B100TWGMP2GL-DE	CENTRÍFUGO	11.0	12	30.0	88.0
BAT	GGZE1D80	BRONNERING	5.0	200	19.3	88.5
BBA	PT160-175DTM+GLH80	PISTÓN	4.9	100	14.6	88.5
BBA	RT2030TWG/MP1	CENTRÍFUGO	5.5	60	33.0	88.6

HIDROSTAL	F10K	CENTRÍFUGO	14.0	600	139.0	88.6
BBA	B85TWG/MP1/LI/M	CENTRÍFUGO	5.5	90	20.0	88.6
SMITS	SLNA8034	CENTRIFUGO	59.0	1140	16.7	88.8
EEKELS	GGZETR1	.	5.5	200	19.4	88.9
BBA	NB100TWG/MP2DEF2L1011	CENTRÍFUGO	11.0	80	41.6	89.2
WEBRO (GEHO)	WBMT1D80Z-HATZ	PISTÓN	5.4	200	26.0	89.3
BBA	GE160/175DTM+GLH89	PISTÓN	5.0	100	6.6	89.3
BBA	F10K-SS-TW-MP2DE-GL-SP	CONICO	56.0	16	196.0	89.5
BAT	DWS4SELT6	CENTRÍFUGO	27.0	80	84.0	90.0
BBA	B70TWG/MP30/HA/S	CENTRÍFUGO	4.5	70	20.0	90.0
BBA	B85TWG/MP1/HA/M	CENTRÍFUGO	5.5	90	20.0	90.1
HOELSCHER	SGDP65	PISTÓN	7.9	200	16.6	90.2
BBA	NB180TWGMP2	CENTRÍFUGO	51.0	80	137.0	90.2
BBA	PT160-175CO+GL-HA	PISTÓN	6.0	100	25.0	90.3
BAT	T6-100-2NAJADE	CENTRÍFUGO	95.6	900	31.6	90.4
BBA	PT160-175DTM+GLLI	PISTÓN	6.5	100	18.3	90.4
BAT	TA80-3NAJADE	CENTRÍFUGO	69.9	800	30.0	90.6
BBA	B50TWG/MP30/HA/S	CENTRÍFUGO	5.3	100	8.8	90.6
BAT	GGP4GR6	.	40.0	200	16.7	91.0
AVEHA	GEHO-ZD600	.	3.8	200	16.7	91.0
BAT	CLASALTR1	PISTÓN	5.5	100	16.6	91.1
BBA	NB140TWGGS	CENTRIFUGO	29.4	11	66.6	91.4
BBA	B100/4TWG/MP1/DEF2	CENTRÍFUGO	21.0	200	20.8	91.6
EEKELS	HDZ125H-GG	CENTRÍFUGO	16.5	120	60.0	91.8
BBA	NB100TWGMP2GL-DE	CENTRÍFUGO	17.2	10	63.8	91.9
BAT	GGVARJ70H1D40	CENTRÍFUGO	5.2	120	20.8	92.1
COGEM	MP	CENTRÍFUGO	36.0	1200	16.6	92.7
GEHO	ZD600MS	.	5.5	200	18.1	92.7
BAT	GGTR3SELT4	CENTRIFUGO	17.4	100	44.0	92.8
BAT	GGVARJ156F3L	.	19.0	60	0.1	93.0
GEHO	ZD900MS	.	7.5	200	26.4	93.3
EEKELS	HDZ150S-GG	CENTRÍFUGO	48.0	220	140.0	93.7
BBA	B300TWGR/DZG	CENTRÍFUGO	59.0	110	158.3	93.9
FABER	MPU	CENTRÍFUGO	63.0	1130	20.0	94.1
FERBO	AC085.50OR	CENTRÍFUGO	41.0	1100	0.3	94.3
BAT	GGSPERK4RITZ4910	CENTRÍFUGO	53.0	1200	22.2	94.4
SCOVA	26-16-120	CENTRÍFUGO	71.0	118	30.0	94.6
COGEM	IVECO-MP	CENTRÍFUGO	39.6	1000	25.0	94.7
WAVO	T10A60CD6	CENTRÍFUGO	66.6	150	125.0	95.3
BAT	GGSPERK4RITZ4910	CENTRÍFUGO	53.0	1200	22.2	95.8

IGEA	804RF52	CENTRÍFUGO	50.0	14500	33.3	96.5
IGEA	804RF52	CENTRÍFUGO	60.5	11200	33.3	96.5
COENDERS	.	CENTRIFUGO	44.0	126	24.0	96.7
BBA	NB180TWG-MP2	CENTRÍFUGO	51.0	80	137.0	96.7
SCOVA	26-16-120	CENTRÍFUGO	71.0	118	30.0	96.9
KAMAT-LIGTHART	K13000D-DHTD825A	PISTÓN	130.0	35000	3.1	96.9
COENDERS	DIESELPOMP-NR8040	CENTRÍFUGO	44.0	126	24.0	96.9
IGEA	804RT52	CENTRÍFUGO	60.5	11200	33.3	97.6
IGEA	806RF73	CENTRÍFUGO	90.0	11200	33.3	97.8
FABER	MPD	CENTRÍFUGO	63.0	1130	20.0	98.2
SCOVA	26-16-120	CENTRÍFUGO	71.0	120	30.0	98.5
SCOVA	26-16-120	CENTRÍFUGO	71.0	120	30.0	98.9
EEKELS	GRHT6G	CENTRÍFUGO	18.7	200	80.0	99.1
IGEA	806RF73	CENTRÍFUGO	75.0	12300	43.3	99.5
WAVO	T10A60CD6	CENTRÍFUGO	75.0	100	684.0	99.8
COGEM	IVECO/AIFO8041L05	CENTRIFUGO	36.0	1200	.	100.0
KAMAT-LIGTHART	K13000D-DHTD825A	PISTÓN	13.0	35000	3.1	102.7
FERBO	AC085.50OR	CENTRÍFUGO	41.0	1100	0.3	102.7
COGEM	IVECO/AIFO8061L25	CENTRÍFUGO	69.0	1200	1000.0	103.5
NETTUNO	8041.4.4	CENTRÍFUGO	59.0	1000	41.6	103.6
ROWO	AQUAJET70-140	PISTÓN	.	1400	1.2	106.5
EEKELS	GRHT4	CENTRIFUGO	19.1	180	34.0	107.0
NETTUNO	8061.3.4	CENTRÍFUGO	89.0	1000	41.6	107.1
IDROFOGLIA	AC70	CENTRÍFUGO	88.0	1160	36.6	107.2
EEKELS	UVC4	CENTRÍFUGO	16.0	130	33.0	107.3
EEKELS	GRHT6	CENTRÍFUGO	26.0	2		



3. CAMIONES BARREDORES

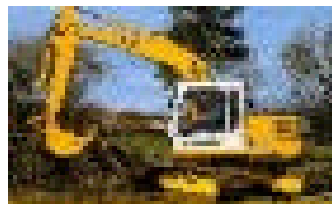
CHASIS	TIPO	Potencia en kW	MANUFACTURERA	TIPO 1	Potencia Auxiliar	LIT_SEC	L_WA
SCHOERLING	M-TTV	36.2	SCHOERLING	M-TTV	23.4	1333	101.2
MAN	890FR	66.0	SCHOERLING	TAZ-II-SILENT	0.0	1505	101.5
MERCEDES	1414	102.0	KLIKO-FAUN	AK435L	35.0	2333	102.1
MERCEDES	1414K	100.0	SCHOERLING	TSZ	0.0	1505	102.1
SCHOERLING	M-TTV	36.4	SCHOERLING	M-TTV	23.4	1333	102.4
DAF	FA1700DNTD	116.0	KLIKO-FAUN	AK435L	30.0	2333	102.5
DAF	FA1900DNT365	132.0	SCHOERLING	TAZ-SIL	34.0	2500	102.6
MERCEDES	1922K360	159.0	SCHOERLING	TSZ-TS	33.0	2500	102.6
RENAL	S130-13	98.0	SCHOERLING	TAZ-SILENT	0.0	1800	102.7
MAN	14170	125.0	SCHOERLING	TSZ	66.0	2500	103.2
DAF	FA1700DNTD	116.0	BEHAM	MK600	46.5	1360	103.9
FORD	CARGO1213	94.0	BEHAM	MK600	46.5	1360	103.9
VOLVO	FL614	128.0	SCHOERLING	TAZ-TA	33.0	2500	104.5
SCHOERLING	M-TTV	36.2	SCHOERLING	M-TTV	0.0	2170	104.5
DAF	FA1700DNTD315	116.0	SCHOERLING	TSZ	34.0	2500	104.6
DAF	FA1600DF300	85.0	SCHOERLING	TAZ-SILENT	0.0	1505	104.6
DAF	FA1600DF320	85.0	KLIKO-FAUN	AK435L	0.0	1600	104.8
MERCEDES	1213KO	96.0	SCHOERLING	TSZ-SILENT	0.0	1750	104.8
MAN	14170	125.0	SCHOERLING	TSZ	66.0	2500	105.0
DAF	FA1600DF300	85.0	SCHOERLING	TAZ	0.0	1680	105.2
DAF	FA1900DNT365	132.0	SCHOERLING	TAZ-SIL	33.0	2500	106.4
FORD	CARGO1213	94.0	BEHAM	MK600	46.5	1360	106.9
DAF	FA1600DF	85.0	BEHAM	MK600	46.5	1360	107.5
DAF	FA1600DF300	85.0	SCHOERLING	TAZ	0.0	1680	108.0
MERCEDES	1213KO	96.0	BEHAM-JOHNSTON	MK400	0.0	2600	109.1
FORD	CARGO1213	98.0	TERBERG	GRIFFON	0.0	2700	109.7
MAN	14170	125.0	KLIKO-MUT	6.0-246	38.0	3695	110.8
DAF	FA1600DF300	85.0	GEESINK	GZV5400-1300	0.0	2600	111.3
MAN	18.232	169.0	BUCHER-SCHOERLING	TSZ7.2-MAN-OM364A	0.0	0	122.3



4. CAMIONETAS BARREDORAS

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	Basura removida promedio en l/s	LWA VAMIL
DULEVO	119-4	2.5	.	87.1
HAKO	JONAS1000E	.	1300	88.0
WAYNE	61E	.	.	88.4
HAKO	JONAS1100E	.	2315	89.0
HAKO	HAMSTER 1000SE	.	2460	89.6
TENNANT	240EH	.	2000	91.9
WAYNE	728B	.	2400	94.4
AMOS	750	.	2500	96.7
TENNANT	6400LPG	12.3	781	97.0
WAYNE	67B	.	2000	97.1
TENNANT	235BENZINE	9.6	90	97.5
HAKO	JONAS1100S	.	2400	97.8
TENNANT	275	.	6270	98.6
SCHMIDT-BEHAM	SK152SI	35.4	1306	99.3
TENNANT	235DIESEL	8.2	90	99.4
HAKO	JONAS1500D	.	2500	99.4
ROLBA	K1500CITY-CAT	31.0	1460	100.1
SCHOERLING	BKF	26.6	1670	101.0
TENNANT	92	21.0	.	101.2
HMF	350	.	2300	101.3
TENNANT	815-2	45.0	4667	101.5
SCHOERLING	BKF	28.0	1167	102.2
ROLBA	K1500CITY-CAT	31.0	1460	102.4
TENNANT	240	.	2450	102.5
TENNANT	95DSE	.	2000	102.7
HOFMANS	HMF350	34.0	1900	103.3
SCHMIDT	SK150	.	2900	103.6
POWER-BOSS	SW88HD	29.1	.	104.0
HAKO	JONAS1800D	.	2750	104.2
TENNANT	275D	.	6270	104.3
ROLBA	K1500CITY-CAT	.	2400	104.5
RAVO	4000COMPACT	.	3200	105.8
TENNANT	240D	.	2400	106.2
DULEVO	200AM	52.0	.	106.9

ROLBA	VERRO-CITY	.	2900	108.3
TENNANT	815	.	6271	108.9
ROLBA	K3000	.	3200	110.6
RAVO	4000COMPACT	.	3000	112.2
HMF	350	.	2500	114.1



5. ESCABADORAS

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	LWA	LpA: dinámico
AIRMAN	AX36UE	20.9	95.8	80.9
AIRMAN	AX29UE	16.5	94.5	83.3
AKERMAN	EC230B-KUIKEN	122.0	101.8	74.3
AKERMAN	EC230B-KUIKEN	122.0	100.9	72.0
AKERMAN	EC450	227.0	107.2	73.3
AMMANN YANMAR	B50W	32.4	95.8	
AMMANN YANMAR	VIO50CABIN	27.5	93.0	
AMMANN YANMAR	VIO70CABIN	42.0	95.0	
AMMANN YANMAR	VIO40CABIN	23.9	92.0	
AMMANN YANMAR	VIO30CABIN	16.4	91.0	
AMMANN YANMAR	B37-2A	20.6	90.0	
AMMANN YANMAR	B27-2A	16.2	90.0	
AMMANN YANMAR	B50-2A	27.2	91.0	
ATLAS	1604R	90.0	101.0	
ATLAS	1804R	152.0	104.0	
ATLAS	1804M	161.0	103.0	75.0
ATLAS	1302M	59.0	99.0	
ATLAS	1204M	59.0	99.0	
ATLAS	1404M	75.0	101.0	
ATLAS	1504R	90.0	101.0	
ATLAS	1304M	59.0	99.0	
ATLAS	1504M	90.0	101.0	
ATLAS	1704M	125.0	103.0	
ATLAS	804M	31.0	97.0	

ATLAS	1604M	90.0	101.0	
ATLAS	1004M	44.0	98.0	
ATLAS	804R	26.0	98.0	
ATLAS	1304R	59.0	99.0	
ATLAS	1704R	125.0	102.0	
ATLAS	1804M	152.0	104.0	
ATLAS	1804LC	161.0	103.0	75.0
ATLAS	1604M	110.0	100.0	75.0
ATLAS	1104M	44.0	98.0	
CAESAR	3512D	104.0	103.9	78.5
CAESAR	3510D	82.0	100.2	77.1
CASE	588CK-MOD-G&T	65.0	101.3	76.2
CASE	788P	68.0	100.9	79.2
CASE	CX210	105.0	102.0	71.6
CASE	788P-TROOST	76.0	97.2	80.2
CASE	788P	65.0	101.0	
CASE POCLAIN	988P2ALPLUS-HANSAN	86.0	101.3	80.1
CASE POCLAIN	788P	76.0	102.0	80.8
CASE POCLAIN	788P2ALPLUS-HANSAN	65.0	100.1	78.1
CASE POCLAIN	788P2AL	65.0	101.4	82.2
CASE POCLAIN	988P2ALPLUS	86.0	101.7	80.9
CATERPILLAR	M312	81.0	99.0	
CATERPILLAR	M315	81.0	99.0	
CATERPILLAR	322B-HA	114.0	104.7	73.9
CATERPILLAR	325B	125.0	104.4	74.0
CATERPILLAR	325B-HA	125.0	105.2	74.1
CATERPILLAR	322B	114.0	103.7	73.8
CATERPILLAR	320B	95.5	104.1	75.1
CATERPILLAR	M312B	62.0	100.0	
CATERPILLAR	320B-HA	95.5	104.2	73.9
CATERPILLAR	318BL-GEVEKE	86.0	99.1	75.1
CATERPILLAR	M318	100.0	100.0	
CATERPILLAR	M320	100.0	102.0	
CATERPILLAR	M320MH-STEENBERGEN	98.0	100.9	74.5
CATERPILLAR	330BL-GEVEKE	166.0	104.4	
CATERPILLAR	M312BL	66.0	100.0	
CATERPILLAR	330BL-HA	165.0	106.5	75.7
CATERPILLAR	320BL-GEVEKE	95.5	100.5	71.7
CATERPILLAR	375ME	319.0	107.6	72.8
CATERPILLAR	5080LN	319.0	107.6	69.7

CATERPILLAR	350LME	213.0	106.8	72.9
CATERPILLAR	330B-HA	165.0	108.6	74.0
CATERPILLAR	325B-GEVEKE	125.0	102.0	73.3
CATERPILLAR	320BL-GEVEKE	95.5	101.0	
CATERPILLAR	325B-GEVEKE	125.0	103.8	73.2
CATERPILLAR	325B-GEVEKE	125.0	104.0	72.0
DAEWOO	SOLAR450III	220.5	110.9	79.8
DAEWOO	SOLAR035	18.0	93.4	79.5
DAEWOO	EXCA-SL330III	180.0	108.8	82.3
DAEWOO	SOLAR70-3ROAD	37.9	100.1	77.3
DAEWOO	SOLAR130LC-V-ROAD	81.0	100.0	73.1
DAEWOO	EXCA-S200W-III	105.0	105.9	82.8
ETEC	813	64.0	100.0	
ETEC	825BLC	99.0	103.0	78.6
ETEC	825BLC-VLIET	99.0	102.1	78.7
ETEC	815BLC	85.0	98.9	76.1
ETEC	815	86.8	100.0	
FIAT-HITACHI	EX135W	76.0	98.0	76.0
FIAT-HITACHI	EX165W	113.0	100.0	75.0
FIAT-HITACHI	FH130W3	76.0	99.0	76.0
FIAT-HITACHI	FH150W3	113.0	103.0	75.0
FIAT-HITACHI	FH220LC3	114.0	110.8	79.0
FIAT-HITACHI	595A	86.8	100.0	
FIAT-HITACHI	395A	64.0	100.0	
FIAT-HITACHI	EX135	63.0	99.2	74.6
FKI	PC75-1	51.0	96.0	
FKI	PC75-1	51.0	100.6	85.4
FKI	PC75-1	51.0	95.5	76.5
FUCHS	MHL340A-SPEK	103.0	100.3	70.3
FUCHS	RHL350SPEK	122.0	99.7	72.0
FUCHS	MHL320SPEK	76.0	100.2	70.6
FUCHS	MHL331SPEK	93.0	102.5	70.0
FUCHS	MHL331SPEK	93.0	100.1	70.3
FUCHS	MHL350A-SPEK	120.0	103.6	
FUCHS	MHL350A-SPEK	120.0	102.9	78.2
FUCHS	MHL331SPEK	93.0	102.5	71.5
FUCHS	MHL350SPEK	103.0		
FUCHS	MHL350SPEK	103.0	102.4	71.1
FUCHS	MHL320SPEK	74.6	96.7	73.7
FURUKAWA	W725LS-TRONIC-LN	61.0	98.0	74.0

FURUKAWA	725LS-TRONIC-LN	61.0	98.0	74.0
HALLA	HE280LC	134.0	102.0	77.2
HITACHI	EX45-2CABIN	26.5	94.1	82.3
HITACHI	KH125-3	110.0	101.3	76.2
HITACHI	KH125-3	110.0	103.1	77.6
HITACHI	EX35-2HERMANS	19.1	92.8	82.5
HITACHI	EX215	99.0	103.7	73.1
HITACHI	KH125-3	110.0	104.3	80.4
HITACHI	EX17-2B-CABINE	12.9	94.2	81.6
HITACHI	EX800H5	324.0	110.2	80.5
HITACHI	EX40-2CANOPY	26.5	93.0	79.4
HITACHI	EX15KD2CABIN	12.9	94.6	84.8
HITACHI	EX15KD2CANOPY	12.9	94.8	78.4
HITACHI	EX75UR3HERMANS	40.5	95.9	80.2
HITACHI	EX215LOMMERS	99.0	101.7	76.3
HITACHI	EX30-2CABIN	17.3	93.3	82.4
HITACHI	EX35-2CABIN-HERMANS	19.1	92.7	81.9
HITACHI	EX40U-CANOPY	25.0	95.2	79.0
HITACHI	EXLCH5	272.0	109.9	78.2
HITACHI	EX40-2CABIN	26.5	93.9	82.2
HITACHI	EX16-2B-CABINE	12.9	94.4	81.2
HITACHI	EX215LOMMERS	99.0	100.9	73.2
HITACHI	KH150-3NL	110.0	102.6	79.5
HITACHI	EX215LOMMERS	99.0	102.2	73.3
HITACHI	EX17-2B-CANOPY	12.9	94.3	76.5
HITACHI	EX17-2CANOPY	12.9	93.3	78.1
HITACHI	EX17-2B-CABINE	12.9	94.4	81.2
HITACHI	EX35-2CABIN	19.1	95.2	81.7
HITACHI	EX60-5M	40.5	100.3	75.9
HITACHI	EX200-5	98	103,1	75.8
HITACHI	EX16-2B-CANOPY	12.9	93.6	77.2
HITACHI	EX29UE-CABIN	16.5	94.8	80.2
HITACHI	EX50U-CANOPY	27.9	95.4	78.4
HITACHI	EX17-2CABIN	12.9	94.2	83.4
HITACHI	EX32UE	18.8	93.4	77.9
HITACHI	EX45-2CANOPY	26.5	93.0	79.2
HITACHI	EX22-2CABIN	13.6	94.5	84.2
HITACHI	EX60-5M	40.5	96.9	75.8
HITACHI	EX200-5LOMMERS	98.0	102.0	
HITACHI	EX32UE	18.8	93.3	79.6

HITACHI	EX600LCH3	272.0	112.2	78.9
HITACHI	CX700	132.4	102.3	74.8
HITACHI	CX550	132.4	102.2	79.4
HYUNDAI	180LC3	87.0	98.9	75.3
HYUNDAI	ROBEX320LC3HSB	163.0	104.9	78.7
HYUNDAI	170W -B-ROBEX	94.0	100.3	77.5
HYUNDAI	130LC3	75.0	97.6	78.9
HYUNDAI	ROBEX210LC3KAMPS	97.0	101.5	77.5
HYUNDAI	ROBEX210LC3HSB	97.0	102.1	78.6
HYUNDAI	ROBEX450LC3HSB	228.0	104.8	76.2
HYUNDAI	ROBEX250LC3	120.0	101.7	73.9
IHI	30J	21.3	94.1	78.6
IHI	55J2	36.6	99.3	77.6
IHI	40NX	29.0	98.2	83.6
IHI	45NX	29.0	98.4	84.8
IHI	25J	16.9	91.5	78.5
IHI	35J-KEMP	21.3	91.9	80.1
IHI	35J	21.3	95.3	81.6
IHI	55J2KEMP	36.5	94.7	77.2
IHI	45J2	29.9	95.9	83.2
JCB	JS200L-NL	95.0	99.7	78.4
JCB	JS160W-NL	72.0	99.2	76.9
JCB	JS130W-NL	63.0	100.2	76.4
JCB	JS160W-NL	72.0	100.3	77.2
JCB	JS240-NL	115.0	101.5	78.2
JCB	JS130W-NL	63.0	99.3	77.6
JCB	JS200L-NL	95.0	102.8	77.1
JCB - HYDRAPOWER	802.4CANOPY	21.8	96.3	
JCB - HYDRAPOWER	804CAB	19.2	96.4	
JCB - HYDRAPOWER	802.4CAB	21.8	96.4	
JCB - HYDRAPOWER	803CAB	20.1	96.6	
JCB - HYDRAPOWER	803CANOPY	20.1	96.4	
JCB - HYDRAPOWER	804CANOPY	19.2	97.0	
JCB-SCM	JS130W	62.0	99.9	
JCB-SCM	JS330LC	169.0	105.4	
JCB-SCM	JS160W	70.0	101.0	
JCB-SCM	JS160LC	71.0	100.1	
JCB-SCM	JS260LC	115.0	103.2	
JCB-SCM	JS240LC	115.0	103.2	
JCB-SCM	JS220LC	95.0	102.1	

JCB-SCM	JS70	40.0	99.7	
JCB-SCM	JS200LC	95.0	102.1	
JCB-SCM	JS130	62.0	99.2	
JCB-SCM	JS160W-NL	72.0	99.6	76.0
JCB-SCM	JS160W-NL	72.0	101.4	76.6
KATO	HD307KEMP	42.0	97.4	79.2
KATO	HD820ELC-KEMP	99.0	101.5	77.5
KATO	HD820ELC-KEMP	99.0	100.4	76.4
KATO	HD512KEMP	65.0	99.6	75.0
KATO	HD823MRLC	103.0	101.3	81.0
KATO	HD307KEMP	41.0	99.7	80.1
KATO	HD512E-KEMP	66.0	99.1	78.6
KOBELCO	SK480LC6	235.0	104.5	74.4
KOBELCO	SK045SR	27.2	93.0	82.8
KOBELCO	SK250LC6SPEK	125.0	97.3	73.3
KOBELCO	SK09SR	6.0	87.5	71.0
KOBELCO	SK250LC-SPEK	138.0	102.1	77.8
KOBELCO	SK330NLC6	177.0	106.8	74.9
KOBELCO	SK210LC-IV	103.0	101.1	74.7
KOBELCO	SK200SR	91.2	103.1	78.7
KOBELCO	SK16MSR	8.9	88.1	78.4
KOBELCO	SK35SR2CANOPY	17.7	93.7	78.3
KOBELCO	SK210LC6	107.0	102.4	73.8
KOBELCO	SK30SR2CANOPY	16.9	93.5	77.2
KOBELCO	SK210LC6SPEK	107.0	100.5	73.9
KOBELCO	SK70SR-SPEK	40.4	96.7	76.5
KOBELCO	SK045SPEK	28.7	95.4	76.7
KOBELCO	SK460LC	221.0	108.3	82.5
KOBELCO	SK035SR	17.7	92.7	81.3
KOBELCO	SK130LC-MARKIV	63.4	99.8	79.1
KOBELCO	SK160LC	76.0	99.5	76.1
KOBELCO	SK30SR2CABIN	16.9	93.8	78.4
KOBELCO	SK130LC-LN	69,4	102,2	78.2
KOBELCO	SK35SR2CABIN	17.7	93.7	78.1
KOBELCO	SK15MSR	8.9	87.6	74.8
KOBELCO	SK030SR	16.9	92.4	80.4
KOBELCO	SK250LC	121.0	102.8	79.4
KOBELCO	SK160SPEK	76.0	103.0	78.3
KOBELCO	SK25SR	15.6	93.0	80.4
KOBELCO	SK210LC1A	103.0	102.6	76.5

KOBELCO	SK135SRLC	62.5	99.9	76.1
KOBELCO	SK235SR	107.0	104.4	79.6
KOBELCO	SK330MARKIV	172.0	104.5	78.1
KOBELCO	SK460LC4NL	228.0	105.9	78.1
KOBELCO	SK160LC	76.0	101.6	76.3
KOBELCO	SK15	11.9	94.2	79.1
KOBELCO	SK70SR	40.4	99.2	77.9
KOBELCO	SK200V	103.0	102.1	75.7
KOMATSU	PC210LC6B&N	99.0	99.0	
KOMATSU	PW130-6K	66.0	97.4	
KOMATSU	PC240LC6B&N	118.0	101.0	
KOMATSU	PC200EL6B&N	88.0	101.0	
KOMATSU	PC340LC6B&N	173.0	101.8	74.8
KOMATSU	PC240-6	118.0	100.3	75.5
KOMATSU	PC340LC6K-B&N	173.0	102.0	
KOMATSU	PC210LC6	99.0	98.9	73.5
KOMATSU	PC240LC6	118.0	102.0	77.5
KOMATSU	PC240LC6	118.0	101.0	76.5
KOMATSU	PC200EL6B&N	88.0	100.6	78.6
KOMATSU	PC160-6K-NL	80.0	97.3	
KOMATSU	PW170ES6K	91.0	102.3	
KOMATSU	PC450LC6K-B&N	228.0	104.7	79.0
KOMATSU	PC290LC6K-B&N	130.0	101.3	73.5
KOMATSU	PC130-6	60.3	99.2	
KOMATSU	PW130-6	62.5	100.0	
KOMATSU	PW130-6K	62.5	100.4	73.3
KOMATSU	PW130-6B&N	62.5	97.6	73.7
KOMATSU	PC200EL6ACTIVE-B&N	95.0	99.8	74.8
KUBOTA	U45	29.0	94.6	86.4
KUBOTA	KX121-2MEERMAN	29.4	94.6	81.1
KUBOTA	KX91-2	18.8	92.5	82.7
KUBOTA	KX161-2MEERMAN	29.4	94.9	81.3
LIEBHERR	R914HD-SL-W&H	99.0	101.6	71.5
LIEBHERR	R914LITRONIC	112.0	99.2	
LIEBHERR	A902	99.0		
LIEBHERR	A316	82.0	99.0	71.0
LIEBHERR	A902LITRONIC	99.0		
LIEBHERR	R900LITRONIC	70.0	99.0	
LIEBHERR	R312	62.0		
LIEBHERR	R924HD-W&H	112.0	102.1	74.2

LIEBHERR	R924HD-MSMN	112.0	100.9	73.2
LIEBHERR	R914HD-SL--LI-W&H	99.0	98.8	71.5
LIEBHERR	R914HD-SL-W&H	99.0	101.4	71.5
LIEBHERR	R904HD-SL-W&H	85.0	101.8	71.5
LIEBHERR	R954B-HD	210.0	105.2	73.5
LIEBHERR	A904Litronic	99.0	99.0	74.0
LIEBHERR	A312	62.0	98.0	70.0
LIEBHERR	A900LITRONIC	82.0	98.0	
LIEBHERR	A312	62.0		
LIEBHERR	R308	52.7		
LIEBHERR	R310B	58.0		
NEUSON	6502WD	47.5	99.0	
O&K	RH25	298.0	109.0	76.0
O&K	RH16	178.0	106.0	
O&K	RH16	178.0	106.0	70.0
O&K	RH25	298.0	109.0	
O&K	RH20	228.0	106.0	
O&K	RH20	228.0	106.0	76.0
O&K	MHS	61.0	99.0	
O&K	MH-PLUS	69.0	100.0	75.0
O&K	MH-CITY	61.0	99.0	
O&K	RH-CITY	61.0	99.0	
O&K	RH4PMS	61.0	100.0	
O&K	MH-PLUS	69.0	100.0	
O&K	MH4PMS	61.0	100.0	
PELJOB	EB706BRUYN	41.2	98.0	
PELJOB	EB706BRUYN	41.2	96.3	90.1
SAMSUNG	SE280LC3KUIKEN	147.0	102.8	75.2
SAMSUNG	SE130LC2	74.0	103.8	75.3
SAMSUNG	SE240LC3NIJHOFF	125.0	104.0	70.0
SAMSUNG	SE240LC3NIJHOFF	125.0	100.0	67.0
SAMSUNG	SE170W3BLUE-ANGEL	107.0	99.4	77.3
SAMSUNG	SE130W3	73.6	98.1	75.5
SAMSUNG	SE280LC2GILST	134.3	101.7	
SAMSUNG	SE130LC2	74.0	101.7	73.7
SAMSUNG	SE210LC3NIJHOFF	107.0	99.7	73.2
SAMSUNG	SE130LC	74.0	102.7	74.7
SCHAEFF	HML41	59.0	98.5	
SCHAEFF	HML22SPEK	44.0	94.4	74.2
SCHAEFF	HML41	59.0	98.5	74.3

SENNEBOGEN	825M	110.0	104.9	77.2
SENNEBOGEN	821M	88.0	101.3	70.9
SENNEBOGEN	640A	177.0	102.0	73.9
TAKEUCHI	TB070	41.0	100.5	77.3
TAKEUCHI	TB045	32.4	96.7	79.5
TAKEUCHI	TB070VERHOEVEN	41.9	98.0	73.0
TAKEUCHI	TB020	15.5	93.0	
TAKEUCHI	TB025	19.1	92.9	79.1
TAKEUCHI	TB070W-VERHOEVEN	41.9	97.0	78.3
TAKEUCHI	TB070W-VERHOEVEN	41.9	97.4	73.8
TAKEUCHI	TB045	32.4	97.0	
TAKEUCHI	TB070VERHOEVEN	41.9	98.0	
TAKEUCHI	TB035VERHOEVEN	24.6	95.0	
TAKEUCHI	TB025	19.1	93.0	
TAKEUCHI	TB070W-VERHOEVEN	41.9	97.7	80.9
TAKEUCHI	TB125VERHOEVEN	16.8	90.9	74.7
TAKEUCHI	TB070VERHOEVEN	41.9	97.7	74.7
TAKEUCHI	TB035VERHOEVEN	24.6	94.5	74.3
TAKEUCHI	TB175VERHOEVEN	43.5	93.8	71.8
TAKEUCHI	TB135VERHOEVEN	20.7	91.9	77.8
TAKEUCHI	TB145VERHOEVEN	27.9	94.9	80.8
TAKEUCHI	TB070VERHOEVEN	41.9	98.6	74.4
TAKEUCHI	TB035	24.6	96.2	76.5
VOLVO	EW130C	67.0	100.5	76.2
VOLVO	EC460KUIKEN	221.0	103.9	77.1
VOLVO	EC360LC-KUIKEN	184.0	102.9	77.4
VOLVO	EC360LC	184.0	104.7	79.2
VOLVO	EC450KUIKEN	227.0	106.6	74.4
VOLVO	EC450	227.0	106.7	74.0
VOLVO	EW150C	78.0	98.9	73.8
VOLVO	EC450V	227.0	105.3	74.3
VOLVO	EC340	182.0	106.9	74.4



6. GRUAS DE CONSTRUCCIÓN MÓVILES

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	LWA in dB	LpA in dB	Masa in kg
COMPACT-TRUCK	CT2	175	103	74.1	24000
COMPACT-TRUCK	CT2	175	105	75.6	24000
COMPACT-TRUCK	CT2	175	106	74.4	24000
DEMAG	AC155	213	109	76.6	36000
DEMAG	AC40-1	205	106	73.1	33000
DEMAG	AC155	180	106	74.7	36000
DEMAG	AC95	171	109	77.5	24000
D-GROVE	GMK3050	180	104	79.0	36000
FAUN	RTF40-3	213	111	78.4	37000
GROVE	GMK3050	238	108	80.6	36000
GROVE	GMK3050	238	106	78.0	36000
GROVE	GMK2035	177	105	79.3	24000
GROVE	AT635E	179	108	75.3	24000
GROVE	AT740C	150	108	75.3	36000
LIEBHERR	LTM1080/1	320	109	79.0	48000
LIEBHERR	LTM1080/1	320	106	77.3	48000
LIEBHERR	LTM104011	230	108	76.6	36000
LIEBHERR	LTM1060/2	270	105	.	47500
LIEBHERR	LTM1030/2NL	170	104	78.6	24000
LIEBHERR	LTM1040-1	182	103	73.3	36000
LUNA	AT35-30	177	105	85.4	.
PPM	ATT390-2CAB	.	104	75.6	24000
PPM	ATT400	171	104	74.2	24000
PPM	ATT600	230	104	72.0	36000
PPM	ATT340	171	103	73.6	24000
PPM	ATT400KUIKEN	171	103	74.2	24000
PPM	ATT390-1CAB	.	105	85.4	24000
PPM	ATT390	174	107	76.9	24000
PPM	ATT390	174	105	73.7	24000
TADANO FAUN	ATF60-4WATERLAND	90	101	.	47801.0
TADANO FAUN	ATF60-4WATERLAND	90	105	.	47800.0
VALLA	110E ELECTRO	12	85	77.0	13000



7. MARTILLOS ESCAVADORES

manufacturerera	Tipo	Drive	LWA
Makita	HM1100C	Electrish	98.0
Makita	HR4000C	Electrish	98.0
Makita	HM1100	Electrish	99.0
duss	PO 32	Electropneumatisch	99.0
atlas copco	RRD37	Pneumatisch	100.0
daap international	SK 35	.	100.0
duss	P 30	.	101.0
bosch	GSH 5 CE	.	101.0
duss	P 36	Electropneumatisch	101.0
duss	P 60	Electropneumatisch	101.0
flottmann	CE 07	.	101.0
froehlich+kluepfel	FK2012.12	.	101.0
froehlich+kluepfel	FK2012.52	.	101.0
froehlich+kluepfel	FK2015.52	.	101.0
froehlich+kluepfel	FK2015.12	.	101.0
makita	8035NB	Electrisc	102.0
lifton	LH20ES	Hydraulisch	102.0
makita	HM0810	Electrisc	102.0
makita	ROTARY 8035NB	Electrisc	102.0
krupp	339S	.	102.0
hitachi	H41SA	Electrisc	102.0
froehlich+kluepfel	FK 7GA.1	Pneumatisch	102.0
hitachi	H45 MA	Electrisc	102.0
duss	P 80	Electropneumatisch	102.0
hitachi	HD40FB	Electrisc	102.0
irmer & elze	KM 4 G	.	102.0
hitachi	DH 38 YB1	Electrisc	102.0
hitachi	DH40FA	Electrisc	102.0
daap international	DK 170 L	.	102.0

hitachi	DH40YB	Electrisc	102.0
duss	P 28 S	Electropneumatisch	102.0
daap international	DK 90 L	.	102.0
jcb hydropower	929/05400	Hydraulisch	103.0
jcb hydropower	929/05500	Hydraulisch	103.0
jcb hydropower	929/05600	Hydraulisch	103.0
jcb hydropower	929/05300 FLEXIHANDLE	Hydraulisch	103.0
hitachi	VR 38	Electrisc	103.0
jcb hydropower	929/05300	Hydraulisch	103.0
kango	637	Electrisc	103.0
jcb hydropower	929/12900	Hydraulisch	103.0
hitachi	H55SA	Electrisc	103.0
wacker	EH 24/115/200	Electrisc	103.0
wacker	EH 24/250/200	Electrisc	103.0
mannesmann	PH 12 UT-S	.	103.0
hitachi	DH 28 Y	Electrisc	103.0
ingersoll rand	95 DIGGER	.	103.0
krupp	HM12B	.	103.0
lifton	LH20E-III	Hydraulisch	103.0
makita	HK1800	Electrisc	103.0
makita	HK1800L	Electrisc	103.0
jcb hydropower	929/12900 'D' HANDLE	Hydraulisch	103.0
flottmann	CJ 10	.	103.0
makita	HK1810	Electrisc	103.0
makita	HM0810B	Electrisc	103.0
beuhler	A140AHG-R25	.	103.0
kango	1400	Electrisc	103.0
beuhler	A140AHG-S26	.	103.0
krupp	327S	.	103.0
duss	PK 40	Electropneumatisch	103.0
makita	HM0810T	Electrisc	103.0

beuhler	A140FHG-R25	.	103.0
makita	HM1303B	Electrisch	103.0
beuhler	A 140 / FHG S26	.	103.0
makita	HM1200	Electrisch	103.0
duss	P 90	.	103.0
beuhler	BMH 119 C15	.	103.0
kango	638	Electrisch	103.0
makita	HM1303	Electrisch	103.0
makita	HM1200B	Electrisch	103.0
beuhler	M55 C20	.	103.0
wacker	EH 24/042/200	Electrisch	103.0
beuhler	A 140 FHG-S22	.	104.0
beuhler	A 140AWG-S26	.	104.0
beuhler	A 140 / FWG R 25	.	104.0
beuhler	A 140AHG-S22	.	104.0
beuhler	A 140AWG-R25	.	104.0
beuhler	A 80 / FHG R 25	.	104.0
beuhler	A 140 / FWG S26	.	104.0
beuhler	BM 119 A15	.	104.0
pacebreaker	2450	Hydraulisch	104.0
ecoair	CVO8E-LWA	.	104.0
pneumatic	CP 220S	Pneumatisch	104.0
hitachi	H45SA	Electrisch	104.0
froehlich+kluepfel	FK 9GA.1	Pneumatisch	104.0
metabowerke	BH 1130 S-automatic	Electropneumatisch	104.0
mannesmann demag	P4 S	.	104.0
kango	501	Electrisch	104.0
daap international	SK 60	.	104.0
ecoair	ECO12S	.	104.0
daap international	DK 200 L	.	104.0
mac	TD8S	Pneumatisch	104.0
mac	CD8S	Pneumatisch	104.0
lifton	LH16III	Hydraulisch	104.0
makita	HM1500B	Electrisch	105.0

makita	HR3850B	Electrisch	105.0
atlas copco	RRD57	Pneumatisch	105.0
makita	HM1500	Electrisch	105.0
pneumatic	CP 222S	Pneumatisch	105.0
makita	HR3850K	Electrisch	105.0
makita	HR3850	Electrisch	105.0
krupp	HM12K	.	105.0
makita	HR5000	Electrisch	105.0
makita	HR5000K	Electrisch	105.0
paratech	PACEPIK 2450	Hydraulisch	105.0
paratech	PACEPIK 2445	Hydraulisch	105.0
hitachi	DH50SB	Electrisch	105.0
froehlich+kluepfel	FK 220.3	Pneumatisch	105.0
froehlich+kluepfel	FK 230.1	Pneumatisch	105.0
liftonr	LH18	Hydraulisch	105.0
beuhler	A100FHG-R26X70	.	105.0
beuhler	A 80 / FHG S22	.	105.0
panther	2018	Hydraulisch	105.0
beuhler	A100FH-R23X70	.	105.0
flottmann	CE 12	.	105.0
froehlich+kluepfel	FK2015.11	.	105.0
panther	3025 PAN	Hydraulisch	105.0
beuhler	A100FHG-R25	.	105.0
wacker	EH 23/110	Electrisch	105.0
wacker	EH 23/220	Electrisch	105.0
hitachi	DH50SA1	Electrisch	105.0
krupp	HM12C	Electrisch	105.0
daap international	SK 80	.	105.0
ecoair	ECO12	.	105.0
froehlich+kluepfel	FK2015.51	.	105.0
korfmann	PK4S-D	Pneumatisch	105.0
lifton	LH16S	Hydraulisch	106.0
krupp	HM25G	.	106.0
makita	HR3520B	Electrisch	106.0
krupp	HM12E	.	106.0
compair holman	ZITEC 20	.	106.0
lifton	LH16II	Hydraulisch	106.0
lifton	LH30	Hydraulisch	106.0

leopard	TAC	Electrisch	106.0
krupp	HM12M	.	106.0
makita	HR3520	Electrisch	106.0
krupp	HM12E	.	106.0
krupp	HM12M	.	106.0
atlas copco	TEX23E	Pneumatisch	106.0
beuhler	M65 C20	.	106.0
atlas copco	TEX22S	Pneumatisch	106.0
krupp	217-1S	.	106.0
beuhler	BM 119 B15	.	106.0
makita	ROTARY HR3520	Electrisch	106.0
ecoair	ECO9	.	106.0
ecoair	ECO9S	.	106.0
atlas copco	TEX8FS	Pneumatisch	106.0
atlas copco	RRC12	Pneumatisch	106.0
bosch	HSH 28	.	106.0
john macdonald	CD8LS	.	106.0
tek	TEK 65	Electrisch	106.0
beuhler	A 140 / FWG S22	.	106.0
wacker	EHB 10/042/200	.	106.0
beuhler	A100FHG -S22	.	106.0
compair holman	VR 20	.	106.0
rocosa	ROCOSA100	Electrisch	106.0
beuhler	A140AWG -S22	.	106.0
atlas copco	TEX32S	Pneumatisch	106.0
atlas copco	TEX33E	Pneumatisch	106.0
froehlich+kluepfel	FK 210.2	Pneumatisch	106.0
icardi	WELTER 110	Electrisch	106.0
froehlich+kluepfel	FK 210.5	Pneumatisch	106.0
atlas copco	8HS	Pneumatisch	106.0
irmer & elze	KA 38 G	.	106.0
froehlich+kluepfel	FK2015.42	.	106.0
froehlich+kluepfel	FK2015.22	.	106.0
froehlich+kluepfel	FK 230.3	Pneumatisch	106.0
john macdonald	TD8LS	.	106.0
makita	ROTARY HR3520B	Electrisch	106.0

atlas copco	8RS	Pneumatisch	106.0
integrated hydraulics	HB 15	Hydraulisch	106.0
hitachi	DH38YD	Electrisch	106.0
hitachi	DH38YA	Electrisch	106.0
atlas copco	8DKS	Pneumatisch	106.0
hitachi	H90SA	Electrisch	106.0
irmer & elze	AH 43 G	.	107.0
froehlich+kluepfel	FK 200.2	Pneumatisch	107.0
froehlich+kluepfel	FK2012.22	.	107.0
froehlich+kluepfel	FK2012.42	.	107.0
froehlich+kluepfel	FK 230.2	Pneumatisch	107.0
flottmann	CB 08	.	107.0
chicago	AH21	Pneumatisch	107.0
froehlich+kluepfel	FK 200.3	Pneumatisch	107.0
froehlich+kluepfel	FK 200.5	Pneumatisch	107.0
froehlich+kluepfel	FK2004	.	107.0
duss	PK 100	Electrop- neumatisch	107.0
daap international	SK 50	.	107.0
daap international	DK 340 L	.	107.0
rocosa	ROCOSA80	Electrisch	107.0
froehlich+kluepfel	FK 210.3	Pneumatisch	107.0
flottmann	CB 17	.	107.0
krupp	237-3	Pneumatisch	107.0
makita	HM1400K	Electrisch	107.0
hilti	EB 20	Electrisch	107.0
makita	HM1400	Electrisch	107.0
makita	HM1302	Electrisch	107.0
krupp	HM12H	.	107.0
krupp	HM12A	.	107.0
krupp	217-S	.	107.0
krupp	237-2	Pneumatisch	107.0
krupp	226-6S	Pneumatisch	107.0
krupp	226-2S	.	107.0
jcb hydropower	929/07400 (V DAMPED)	Hydraulisch	107.0
ingersoll rand	93 DIGGER	.	107.0
kango	2500	Electrisch	107.0
john macdonald	MAC-D90RB	.	107.0
wacker	EH 8/042/200	.	107.0

mannesmann	PH 12 UT	.	107.0
jcb hydropower	929/07200(F. HANDLES)	Hydraulisch	107.0
ingersoll rand	PB 60 AS	.	107.0
maruzen kogyo	2010	Hydraulisch	107.0
makita	HM1800	Electrisch	109.0
paratech	EAGLE 25	Hydraulisch	109.0
stewart-warner	21PB	Pneumatisch	109.0
krupp	255	.	109.0
krupp	250S	.	109.0
krupp	245	Pneumatisch	109.0
pneumatic	CP 1231S	Pneumatisch	109.0
paratech	PF 25	Hydraulisch	109.0
compair holman	RB 777AS	.	109.0
ecoair	ECO20	.	109.0
ingersoll rand	PB 50 AS	.	109.0
compair holman	RB777	.	109.0
ecoair	ECO23	.	109.0
lifton	LH20E	Hydraulisch	109.0
wacker	LH 20	Electrisch	109.0
john macdonald	MAC-D16GS	.	109.0
john macdonald	MAC-D16S	.	109.0
froehlich+kluepfel	FK 230.4	Pneumatisch	109.0
fairmont hydraulics	H4860A	Hydraulisch	112.0
berema	COBRA248	Benzine	112.0
irmer+elze*	AH 48 G	.	112.0
irmer+elze*	AH 52 G	.	112.0
berema	PIONJAR130	Benzine	112.0
berema	COBRA248 ATC	Benzine	112.0
maco meudon	MK16	.	102.0
compac air	ZITEC9P	.	106.0
maco meudon	MK31	.	107.0
compac air	ZITEC12P	.	107.0
compac air	ZITEC14	.	107.0
maco meudon	MK21	.	107.0
maco meudon	MK21+	.	107.0
toku	PC4	.	107.0
compac air	ZITEC27	.	107.6
chicago	CP0222	Pneumatisch	108.0

	CHOTBS		
thor	20-41093T	.	108.0
chicago	CP0220 COB25RS	Pneumatisch	108.0
compac air	ZITEC20	.	108.5
toku	PC19	.	109.0
maco meudon	MK15SS	.	109.0
froehlich+kluepfel	K15DR	.	109.1
atlas copco	TEX11DCS	Pneumatisch	109.4
sig	PLA17B	.	110.0
froehlich+kluepfel	K15ER	.	110.0
thor	1740748T	.	110.0
chicago	CP1210ES	Pneumatisch	110.0
macdo	2040S	.	110.1
bohler	B180	.	110.3
froehlich+kluepfel	KA12C	.	110.3
macdo	2030S	.	110.4
irmer	KA38-4G	.	111.0
thor	21	.	111.7
toku	DHC19	.	112.0
toku	PC5	.	112.0
thor	234-40254T	.	112.0
sig	PLA24	.	112.0
maco meudon	MK20SS	.	112.1
atlas copco	TEX25E	Pneumatisch	112.4
froehlich+kluepfel	K7B	.	112.5
ingersoll rand	BR30S	.	112.6
irmer	AH43-2G	.	113.0
toku	PC17	.	113.0
thor	16D40174T	.	113.0
chicago	CP1231S	Pneumatisch	113.0
sig	PLA10	.	113.0
sig	PLA13	.	113.0
toku	PC124	.	113.9
toku	PC123	.	114.0
toku	DHC12	.	114.0
toku	DHC32	.	114.0
thor	254-40874T	.	114.0
maco meudon	MK30SS	.	114.0
toku	DHC30	.	114.0

irmer	AH48-3	.	114.0
atlas copco	TEX21S	Pneumatisch	114.0
bohler	BA32	.	114.7
thor	24PB09635T	.	115.0
sig	PLA35	.	115.0
ingersoll rand	BR20S	.	115.7
toku	PC12	.	116.0

toku	PC125	.	116.0
irmer	AH52-1	.	116.0
atlas copco	TEX31S	Pneumatisch	116.2
bohler	B280	.	116.3
atlas copco	TEX41S	Pneumatisch	116.4
toku	DHC10	.	117.0
chicago	CP1240S125	Pneumatisch	118.0



8. GENERADORES DE CORRIENTE

Manufacturera	Tipo	Potencia generada en kVA	LWA	LWA 89+logP,el
MASE	E500SILENT	0.5	73.0	88.7
HONDA	EX650G	0.4	79.0	88.6
BREDENOORD	BRDA100S	100.0	80.5	91.0
BREDENOORD	BRDE50S	50.0	81.1	90.7
YANMAR	YSG1501SE-E	1.2	81.3	89.1
ROBIN	R600	0.4	82.0	88.6
HONDA	EM650	0.6	82.0	88.8
HONDA	EX650	0.5	82.2	88.7
LOMBARDINI	LDW903	7.5	82.6	89.9
BREDENOORD	BRDE80	96.0	82.8	91.0
BREDENOORD	BRDE35S	35.0	82.9	90.5
SUZUKI	SE500A	0.3	83.0	88.5
SUZUKI	SX600R	0.5	83.0	88.7
HONDA	EX500	0.3	83.0	88.5
YAMAHA	EF1000	0.7	83.0	88.8
HONDA	ED400	0.3	83.0	88.5
BREDENOORD	BRDE80S	80.0	83.1	90.9
YAMAHA	EF1000	0.7	83.6	88.8
HONDA	EM500	0.3	84.0	88.5
YAMAHA	EF600	0.4	84.0	88.6
HONDA	EX800	0.5	84.0	88.7
VETUS	M310	15.0	84.0	90.2
YAMAHA	ET500	0.4	84.0	88.6
YAMAHA	EF1000	0.7	84.1	88.8

LISTER	ST2	8.6	84.1	89.9
SUZUKI	SX750	0.6	84.2	88.8
GENPOWER	100	100.0	84.2	91.0
YANMAR	YSG3501SE	3.0	84.3	89.5
GENPOWER	50	50.0	84.3	90.7
HONDA	EM650	0.5	84.5	88.7
AIRMAN	SDG15S	12.5	84.5	90.1
BREDENOORD	BRDE15	18.0	84.8	90.3
AIRMAN	SDG25S	20.0	84.8	90.3
KAWASAKI	KG550B	0.3	85.0	88.5
BREDENOORD	BRDE125S	125.0	85.1	91.1
LISTER	ST3	12.5	85.2	90.1
HONDA	EX5500	5.0	85.3	89.7
SUZUKI	SE600A	0.4	85.3	88.6
YAMAHA	ET800	0.7	85.4	88.8
BREDENOORD -HOMAN	SILENT55S	55.0	85.4	90.7
SUZUKI	SX900	0.7	85.4	88.8
DE WIT	M6	6.0	85.5	89.8
BREDENOORD	225KVA	225.0	85.5	91.4
AIRMAN	SDG15S	12.5	85.6	90.1
DENYO	DCA20SS	19.0	85.8	90.3
GENPOWER	630	800.0	86.0	91.9
HONDA	ED300	0.3	86.0	88.5
HONDA	EX3000S	2.7	86.0	89.4
YAMAHA	ET900	0.6	86.0	88.8
SUZUKI	SE700A	0.5	86.0	88.7
HONDA	EX500	0.4	86.0	88.6
HONDA	EX1900	1.7	86.0	89.2
SUZUKI	SV1000H	0.7	86.0	88.9
EISEMANN	SV1000H	0.7	86.0	88.9
SUZUKI	SX1000	0.7	86.1	88.9
DENYO	DCA15SSN	12.5	86.1	90.1
GENKO	DEUTZ-STAMFORD15KVA	16.0	86.5	90.2
BREDENOORD	BRDE250ST	250.0	86.5	91.4
SUZUKI	SE600A	0.4	86.7	88.6
BREDENOORD	BRDE80	80.0	86.7	90.9
BREDENOORD	HAG15	16.0	86.7	90.2
BREDENOORD -HOMAN	SILENT250S	260.0	86.7	91.4
SUZUKI	SE750A	0.6	86.8	88.8
IVECO-STAMFORD	27KVA	26.1	86.9	90.4

DYNAF	DY2X4-50DHAN	15.0	87.0	90.2
HONDA	EX5500	5.0	87.0	89.7
LISTER	TS3	12.5	87.0	90.1
HONDA	EM500	0.4	87.0	88.6
AIRMAN	SDG25S	20.0	87.1	90.3
JASPER	R900	0.6	87.1	88.8
BREDENOORD	BRDE35	35.0	87.2	90.5
BREDENOORD	HAG10	6.5	87.3	89.8
YANMAR	YSG5001SE	4.2	87.4	89.6
YANMAR	YEG20	16.0	87.4	90.2
GENPOWER	15	18.0	87.5	90.3
SUZUKI	SE800A	0.6	87.5	88.8
YAMAHA	EF1000B	0.6	87.5	88.8
BREDENOORD	BRDE100S	100.0	87.6	91.0
GENPOWER	200	200.0	87.6	91.3
YANMAR	YSG6001TSE	5.0	87.8	89.7
BREDENOORD	BRDE80	80.0	87.8	90.9
HONDA	EX800	0.7	88.0	88.8
DYNAF	DY2X4-50DHAN	15.0	88.0	90.2
HONDA	EX4000S	3.5	88.0	89.5
YANMAR	YDG2001SE-E	1.7	88.0	89.2
HONDA	EX1000	1.0	88.0	89.0
GENKO	DEUTZ-STAMFORD15KVA	16.0	88.3	90.2
BREDENOORD	HAG100	100.0	88.3	91.0
JASPER	R700	0.5	88.4	88.7
BREDENOORD	BRDE500PREFAB	500.0	88.4	91.7
YAMAHA	EF1400	1.2	88.5	89.1
BREDENOORD	BRMA500MOBIEL	540.0	88.7	91.7
YANMAR	YDG2501SE-E	2.0	88.7	89.3
DENYO	TLW300SSK	10.0	88.9	90.0
AIRMAN	SDG35S	30.0	88.9	90.5
DYNAF	DY37-400DDE-A00DA375	37.5	88.9	90.6
BOSCH	G800	0.7	89.0	88.8
BREDENOORD	35KVA	35.0	89.0	90.5
BREDENOORD	25KVA	25.0	89.0	90.4
ZWART TECHNIEK	G540M	600.0	89.1	91.8
GENPOWER	38	42.5	89.1	90.6
MITSUBISHI	MGC1101	1.0	89.3	89.0
YANMAR	YEG15	9.5	89.3	90.0
BREDENOORD	15KVA	15.0	89.4	90.2

IVECO-STAMFORD	27KVA	27.0	89.4	90.4
AIRMAN	SDG45S	37.0	89.4	90.6
BREDENOORD	BRDA100	100.0	89.4	91.0
GENPOWER	100	100.0	89.5	91.0
GENPOWER	225	252.0	89.5	91.4
GENKO	WISPER32.5	32.5	89.5	90.5
AIRMAN	SDG25S	20.0	89.5	90.3
HATZ	4LB22	25.0	89.6	90.4
VAN RIJN	SC144F	27.5	89.6	90.4
GENPOWER	630	800.0	89.6	91.9
HONDA	EX1000	0.8	89.6	88.9
BREDENOORD	BRMA606PREFAB	660.0	89.6	91.8
NIPPON SHARYO	NES35ST2	30.0	89.7	90.5
ZWART TECHNIEK	10KVA	10.0	89.8	90.0
ZWART TECHNIEK	GM540M	600.0	89.8	91.8
AIRMAN	SDG35S	30.0	89.9	90.5
KAWASAKI	KG750B	0.5	90.0	88.7
DE WIT	IVECO100	100.0	90.0	91.0
LISTER	HL4	37.0	90.0	90.6
HONDA	EG1200X	1.0	90.0	89.0
LISTER	TL3	17.0	90.0	90.2
AIRMAN	SDG60S	50.0	90.0	90.7
BOSCH	BWSA2G	2.0	90.0	89.3
DENYO	DCR6FSS	5.5	90.0	89.7
GENKO	80KVA	80.0	90.0	90.9
HONDA	EM1200X	1.0	90.0	89.0
HONDA	EG850X	0.7	90.0	88.8
BREDENOORD	BRDE450	533.0	90.0	91.7
SUZUKI	SV1800	1.3	90.0	89.1
LISTER	HR2	17.0	90.1	90.2
GENPOWER	300	300.0	90.2	91.5
SUZUKI	SV2200D	1.7	90.3	89.2
SUZUKI	SV1800LD	1.3	90.3	89.1
DENYO	TLG18SPY	15.0	90.3	90.2
YANMAR	YDG3501SE-E	3.0	90.4	89.5
GENPOWER	50	60.0	90.4	90.8
NIPPON-SHARYO	NES25SI2	20.0	90.4	90.3
DE WIT	HERCULES30	30.0	90.5	90.5
DENYO	TLW380SSWK	15.0	90.6	90.2
SUZUKI	SV1400LD	1.0	90.6	89.0

AIRMAN	SDG100S	80.0	90.7	90.9
AIRMAN	SDG35S	30.0	90.7	90.5
YAMAHA	EF2300	2.0	90.7	89.3
BREDENOORD	BRSC150	155.0	90.7	91.2
BOSCH	BSKA5G	5.0	90.8	89.7
HONDA	EG550	0.5	90.9	88.7
HONDA	EG550	0.4	91.0	88.6
HONDA	EB1200X	1.0	91.0	89.0
HONDA	EB1500X	1.3	91.0	89.1
SUZUKI	SV1400	1.0	91.0	89.0
SUZUKI	SE4000SE	3.1	91.0	89.5
KASTS	WHISPER	125.0	91.0	91.1
SUZUKI	SV1400L	1.0	91.0	89.0
DENYO	DCA15FSS	15.0	91.0	90.2
NIPPON-SHARYO	NES45SH2	37.0	91.0	90.6
LISTER	TS2	8.8	91.0	89.9
HONDA	EM1500X	1.3	91.0	89.1
BREDENOORD	HAG100	95.0	91.1	91.0
YAMAHA	EF1400A	1.2	91.1	89.1
BREDENOORD	HAG50	60.0	91.1	90.8
YANMAR	YDG3000SE	2.5	91.2	89.4
HONDA	EG1200X	1.0	91.2	89.0
AGGREKO	100GHP2MK2	100.0	91.3	91.0
SUZUKI	SV1400P	1.0	91.4	89.0
DE WIT	GS250	250.0	91.4	91.4
BREDENOORD	50KVA	50.0	91.4	90.7
ZWART TECHNIEK	GM320M	400.0	91.5	91.6
BREDENOORD	HAG35	38.0	91.5	90.6
GENKO	30KW	38.0	91.5	90.6
YANMAR	YSG1500AE	1.2	91.5	89.1
GENKO	40KW	50.0	91.6	90.7
KIRSCH	ND74-4DDE-SDK	95.0	91.6	91.0
ALLMAND	NIGHT-LITE-PRO- NLPKFMXZ	5.0	91.6	89.7
AGGREKO	HP3	175.0	91.7	91.2
ZWART TECHNIEK	GM240M	300.0	91.8	91.5
BREDENOORD	BRMA600	600.0	91.8	91.8
YANMAR	YSG1501E	1.2	91.8	89.1
BREDENOORD	BRSC175	200.0	91.9	91.3
BREDENOORD	BRSC225S	250.0	92.0	91.4

GENSET	MG15-10SSAA	15.0	92.0	90.2
GENSET	MG15-10SS	15.0	92.0	90.2
FABER	T1000	7.5	92.0	89.9
BREDENOORD	108KVA	100.0	92.0	91.0
DENYO	DCA10FSS	10.0	92.0	90.0
HONDA	EM1500X	1.3	92.0	89.1
SUZUKI	SV1800L	1.3	92.0	89.1
SUZUKI	SV2200	1.7	92.0	89.2
SUZUKI	SV1400L	1.0	92.0	89.0
HONDA	EB1900X	1.7	92.0	89.2
SUZUKI	SV2200L	1.7	92.0	89.2
GENSET	MPM10-400SS	10.0	92.0	90.0
HONDA	EG1500X	1.3	92.0	89.1
SUZUKI	SD1400	1.0	92.1	89.0
VAN VUGT	VU2000125ST3	12.5	92.2	90.1
MITSUBISHI	MGE2900	2.5	92.2	89.4
KUBOTA	AV1600	1.2	92.2	89.1
YANMAR	YDG4500SE	3.7	92.3	89.6
DENYO	TLG13SPY	10.5	92.3	90.0
GENPOWER	50	50.0	92.3	90.7
NIPPON SHARYO	NES90SH2	75.0	92.4	90.9
GENSET	MPM12-370SS-KA	12.0	92.5	90.1
SUZUKI	SV2500L	2.0	92.5	89.3
BREDENOORD	BRSC225S	250.0	92.6	91.4
KUBOTA	F270SN	4.0	92.6	89.6
BREDENOORD	HAG50	55.0	92.6	90.7
DENYO	DCA40SSH	35.0	92.7	90.5
DENYO	DCA55SSAI	4.5	92.7	89.7
YAMAHA	EF1400	1.2	92.8	89.1
MITSUBISHI	MGA1300	0.9	92.8	89.0
KIRSCH	NG1-9DHAE	1.9	92.8	89.3
BREDENOORD	100KVA	80.0	92.9	90.9
NIPPON-SHARYO	NES125SK	100.0	92.9	91.0
KAWASAKI	KG1100B	0.8	93.0	88.9
HONDA	ED1000X	0.5	93.0	88.7
SUZUKI	SW140E	2.0	93.0	89.3
YANMAR	YDG6001TSE	5.0	93.0	89.7
YAMAHA	EF1200	1.0	93.0	89.0
YAMAHA	EF1200A	1.0	93.0	89.0
ROBIN	R1200	1.0	93.0	89.0

YAMAHA	EF1400	1.0	93.0	89.0
HONDA	EG1500X	1.3	93.0	89.1
HONDA	EG850Z	0.7	93.0	88.8
HONDA	ES5500	5.0	93.0	89.7
GENSET	MG1600	1.6	93.1	89.2
GENSET	MG2000	2.0	93.1	89.3
GENSET	MG2000AE	2.0	93.1	89.3
GENSET	MG1000	1.2	93.1	89.1
GENSET	MG1600AE	1.6	93.1	89.2
MITSUBISHI	MGA1800	1.2	93.2	89.1
YAMAHA	EF2300A	2.0	93.2	89.3
YANMAR	YDG5001SE	5.0	93.4	89.7
AIRMAN	SDG60S	50.0	93.5	90.7
KUBOTA	GLS5500S	5.0	93.5	89.7
AIRMAN	SDG45S	37.0	93.5	90.6
KIRSCH	NE3DHAE	4.9	93.5	89.7
BREDENOORD	BRMA250	285.0	93.5	91.5
NIPPON SHARYO	NES75SH	65.0	93.6	90.8
KUBOTA	GLS4500S	4.0	93.6	89.6
BREDENOORD	BRMA500	540.0	93.6	91.7
BREDENOORD	70KVA	70.0	93.6	90.8
YAMAHA	EF2100	1.8	93.7	89.3
BREDENOORD	HAG125	140.0	93.7	91.1
NISSAN	GG1800	1.3	93.7	89.1
MITSUBISHI	MGK1500	2.2	93.8	89.3
SUZUKI	VW140	2.0	93.8	89.3
ZWART TECHNIEK	G540M	600.0	93.8	91.8
AIRMAN	PDW350SBL	15.0	93.8	90.2
NIPPON SHARYO	NES150SH2	125.0	93.9	91.1
DE WIT	GS140	140.0	93.9	91.1
LISTER	HR4	36.0	93.9	90.6
KIRSCH	ND35-4DDAE	43.8	93.9	90.6
NIPPON-SHARYO	NES60SH1	50.0	94.0	90.7
DYNAF	44KVA	50.0	94.0	90.7
HONDA	EG1900X	1.7	94.0	89.2
HONDA	EM1900X	1.7	94.0	89.2
YAMAHA	EF1700	1.5	94.0	89.2
AIRMAN	PDW280SBL	10.0	94.0	90.0
ROBIN	RGX240	1.7	94.0	89.2
ROBIN	RGX180	1.3	94.0	89.1

YAMAHA	EF1700A	1.5	94.0	89.2
DENYO	DCX270SS	10.0	94.0	90.0
BREDENOORD	100KVA	100.0	94.0	91.0
DENYO	DCR10FSS	10.0	94.0	90.0
HONDA	EB1500Z	1.3	94.0	89.1
HONDA	EL5000	4.5	94.0	89.7
YAMAHA	EF1400R	1.2	94.0	89.1
HONDA	EB1900Z	1.6	94.0	89.2
AUTO	P100	37.0	94.0	90.6
KUBOTA	AV2500	1.8	94.0	89.3
MITSUBISHI	MGE1800	1.2	94.0	89.1
YAMAHA	EF2000	1.5	94.0	89.2
MITSUBISHI	MGE4000	2.8	94.0	89.4
GENPOWER	38	38.0	94.1	90.6
NISSAN	GG2400	1.7	94.1	89.2
BREDENOORD	HAG175	210.0	94.3	91.3
B.A.T.	GGTS3ANSEG550	16.2	94.5	90.2
B.A.T.	GGTS3ANS	16.2	94.5	90.2
KIRSCH	ND25-4DHAE	23.6	94.6	90.4
YAMAHA	EF2100R	1.8	94.6	89.3
SUZUKI	SV4000D	3.2	94.6	89.5
DE WIT	IVECO60	60.0	94.7	90.8
VAN RIJN	HC344A	130.0	94.7	91.1
LISTER	HR6	55.0	94.7	90.7
SUZUKI	SV2500P	2.0	94.7	89.3
HONDA	EM3000X	2.7	94.8	89.4
DYNAF	DY15-400DVWP	18.8	94.8	90.3
ZWART TECHNIEK	20KVA -II	20.0	94.8	90.3
MITSUBISHI	MGA2900	2.0	94.8	89.3
VAN RIJN	SC244C	60.0	94.9	90.8
ZWART TECHNIEK	400KVA	400.0	94.9	91.6
YANMAR	YSG2500AE	2.0	94.9	89.3
GENSET	MPM72-250SS	7.0	95.0	89.8
GENSET	MG6500SSAA	6.5	95.0	89.8
BREDENOORD	235KVA	225.0	95.0	91.4
BREDENOORD	150KVA	150.0	95.0	91.2
BREDENOORD	BRMA300	300.0	95.0	91.5
BREDENOORD	160KVA	160.0	95.0	91.2
HONDA	EM3000SX	3.0	95.0	89.5
BOSCH	G850	0.6	95.0	88.8

HONDA	ED1000U	0.9	95.0	89.0
GENSET	MG6500SS	6.5	95.0	89.8
HONDA	EMS2800	2.5	95.0	89.4
GENSET	MG8-5SSAA	7.5	95.0	89.9
HONDA	EB2800	2.5	95.0	89.4
ZWART TECHNIEK	G540M	600.0	95.0	91.8
GENSET	MG8-5SS	7.5	95.0	89.9
HONDA	EB2800	2.5	95.0	89.4
SUZUKI	SV4000	3.2	95.1	89.5
TOPEC	TP96-725	250.0	95.1	91.4
YANMAR	YDG2000KE	1.7	95.1	89.2
MITSUBISHI	MGK2400	2.1	95.2	89.3
LISTER	HR3	26.0	95.3	90.4
BREDENOORD	HAG800	720.0	95.4	91.9
BREDENOORD	1275/1430KVA	1275.0	95.4	92.1
GENPOWER	100	100.0	95.5	91.0
HONDA	EB3000X	2.7	95.5	89.4
DENYO	DCA10S	8.0	95.6	89.9
DENYO	DCA85SSAM	75.0	95.7	90.9
BREDENOORD	BRSC250	250.0	95.8	91.4
SUZUKI	SV2500L	2.0	95.8	89.3
HONDA	EG1000X	1.0	95.8	89.0
YAMAHA	EF3300	2.9	95.9	89.5
KAWASAKI	KG1600B	1.1	96.0	89.0
LISTER	ST3HUSHPACK	12.5	96.0	90.1
GENSET	MPM10-400SS	10.0	96.0	90.0
BOSCH	G1900	1.7	96.0	89.2
GENSET	MG15-10SS	10.0	96.0	90.0
BREDENOORD	360KVA	360.0	96.0	91.6
YAMAHA	EF2400	2.2	96.0	89.3
SUZUKI	SE3000A	2.4	96.0	89.4
SUZUKI	SE2500A	2.1	96.0	89.3
HONDA	EG1900Z	1.6	96.0	89.2
YAMAHA	EF2400A	2.2	96.0	89.3
GENSET	MG15-10SSAA	10.0	96.0	90.0
YAMAHA	EF2800	2.2	96.0	89.3
YANMAR	YSG2300E	1.7	96.0	89.2
NISSAN	GG3500	2.5	96.1	89.4
SUZUKI	SV4000	3.2	96.1	89.5
AGGREKO	HC20VTA28G3	640.0	96.3	91.8

ZWART TECHNIEK	20KVA -I	20.0	96.3	90.3
KUBOTA	GW3150-50B	15.0	96.3	90.2
YAMAHA	EF4500E	3.8	96.4	89.6
MITSUBISHI	MGE4800	3.3	96.4	89.5
SDMO	NS60	60.0	96.4	90.8
KUBOTA	AV3800	2.8	96.4	89.4
BREDENOORD	BRMA500	510.0	96.5	91.7
DENYO	DCX180SS	3.5	96.6	89.5
POLYM	PD3305	35.0	96.6	90.5
SDMO	NS27	27.0	96.6	90.4
YAMAHA	EF4000	3.5	96.7	89.5
DENYO	DCA15S	12.5	96.7	90.1
HATZ	3LB175	17.5	96.8	90.2
HATZ	2LB10	10.0	96.8	90.0
BREDENOORD	BRCU1000	920.0	96.9	92.0
YAMAHA	EF3200R	2.8	96.9	89.4
BREDENOORD	585KVA	590.0	97.0	91.8
YANMAR	YDG2700E5EBG	2.0	97.0	89.3
BREDENOORD	300KVA	300.0	97.0	91.5
KAWASAKI	KG2900B	2.0	97.0	89.3
SUZUKI	SV2500P	2.0	97.0	89.3
YANMAR	YSG3500AE	3.0	97.1	89.5
KIRSCH	NE6DHAE	7.5	97.1	89.9
WILSON/KVT	KVT22	225.0	97.4	91.4
YANMAR	YDG3700E5EBG	3.0	97.4	89.5
ZWART TECHNIEK	921966 (98KVA)	100.0	97.5	91.0
GEN MAC	GSM2000B	2.0	97.6	89.3
SUZUKI	SV7500	6.0	97.6	89.8
DENYO	GRF24C	2.4	97.6	89.4
YANMAR	YSG3501E	3.0	97.6	89.5
YANMAR	YDG3501E5EBG	3.0	97.6	89.5
DYNAF	DY2X87-50DCMC-A00MOGOS	87.0	97.7	90.9
BREDENOORD	1030KVA	1025.0	97.7	92.0
YAMAHA	EF5500	5.0	97.7	89.7
HATZ	3L30C	17.5	97.7	90.2
MITSUBISHI	MGE5800	4.2	97.8	89.6
SUZUKI	SV4000P	3.2	97.9	89.5
BREDENOORD	HAG450	505.0	98.0	91.7
YANMAR	YSG1500E	1.1	98.0	89.0

HONDA	EM4500SX	4.5	98.0	89.7
YANMAR	L60AE	2.5	98.0	89.4
ROBIN	RGX305	2.5	98.0	89.4
HONDA	EB3800	3.5	98.0	89.5
KAWASAKI	KG4000A	2.8	98.0	89.4
HONDA	ET4500SX	0.5	98.0	88.7
BREDENOORD	160KVA	160.0	98.0	91.2
BREDENOORD	400KVA	417.0	98.0	91.6
MITSUBISHI	MGK3500	2.8	98.1	89.4
DE WIT	VOLVO400	400.0	98.1	91.6
KUBOTA	GV3100	10.0	98.2	90.0
HONDA	EG4500X-EA7	4.0	98.2	89.6
GEN MAC	GST4500B	4.5	98.2	89.7
AGGREKO	APU1200	1200.0	98.3	92.1
BREDENOORD	BRSC400	400.0	98.3	91.6
YAMAHA	EF4000A	3.2	98.3	89.5
YANMAR	YSG6001TE	5.0	98.4	89.7
YANMAR	YDG6600TE5EBG1	5.0	98.4	89.7
BREDENOORD	200KVA-VOLVO	200.0	98.4	91.3
DENYO	DCA20SI	19.0	98.5	90.3
YANMAR	YDG5500E5EBG1	4.2	98.5	89.6
KUBOTA	GW3200-50B	20.0	98.6	90.3
AGGREKO	APU1000	1000.0	98.6	92.0
YANMAR	YDG3000KE	2.5	98.7	89.4
YANMAR	YDG2501E5EBG	2.0	98.8	89.3
CATERPILLAR	3306BDI-TA-SR4	250.0	98.8	91.4
KUBOTA	AV3800	3.1	98.9	89.5
HONDA	EMS3800	3.5	99.0	89.5
VETUS	M310	15.0	99.0	90.2
GENKO	SDMO	100.0	99.0	91.0
HONDA	EG3000X	2.7	99.0	89.4
AGGREKO	HC20KTTA19	403.0	99.0	91.6
DOCAT	240C125	13.5	99.0	90.1
DOCAT	440C275	27.5	99.0	90.4
SDMO	MS100	100.0	99.0	91.0
GENKO	140KW	175.0	99.1	91.2
YANMAR	YSG3500E	2.7	99.3	89.4
YANMAR	YSG5001E	4.2	99.4	89.6
KUBOTA	AV5500	4.0	99.5	89.6
NISSAN	GG5500	4.4	99.6	89.6

mitsubishi	MGE6700	5.1	99.7	89.7
mitsubishi	MGK4200	3.6	99.7	89.6
YAMAHA	EF5500A	4.5	99.8	89.7
mitsubishi	MGK6200	5.0	99.8	89.7
YANMAR	YDG2000E	1.7	99.8	89.2
DE WIT	ADIM100	100.0	99.9	91.0
HONDA	EG4500X	4.0	100.0	89.6
YAMAHA	EF4000	3.0	100.0	89.5
TECHN	MB4	4.5	100.0	89.7
POLYM	DE6615	60.0	100.0	90.8
ROBIN	RGX405	3.3	100.0	89.5
YAMAHA	EF5000E	3.7	100.0	89.6
AGGREKO	NT855	300.0	100.0	91.5
GENKO	140KVA	140.0	100.0	91.1
BOSCH	G2600	2.2	100.0	89.3
mitsubishi	MGK5000	4.2	100.1	89.6
DEWIT	VOLVO500	500.0	100.1	91.7
DE WIT	GS400	400.0	100.4	91.6
KUBOTA	AV6500	4.5	100.4	89.7
YANMAR	YDG2001E5EBG	1.7	100.5	89.2
BREDENOORD	HAG325	380.0	100.7	91.6
HONDA	EV3600	3.3	101.0	89.5
DYNAF	15KWDY15400DHAK	18.7	101.0	90.3
KNURZ	E3-5BA	3.5	101.0	89.5
BOSCH	BWSA2	2.0	101.1	89.3
KIRSCH	E4.6BAK	5.5	101.2	89.7
BOSCH	BWKA3	3.0	101.8	89.5
GEN MAC	GSM3000B	3.0	101.8	89.5
KAWASAKI	KG5000A	3.6	102.0	89.6
ROBIN	RGX505	4.4	102.0	89.6
BREDENOORD	850KVA	766.0	102.0	91.9
KASTS	NT855	300.0	102.0	91.5
STUME	GB4	3.5	102.0	89.5
BOSCH	G3400	3.0	102.0	89.5
HONDA	EW170	3.0	102.0	89.5
GENSET	MG5-3BLAA	3.5	102.8	89.5
GENSET	MG5-3BL	4.5	102.8	89.7
GENSET	GS3000	3.5	102.8	89.5
GENSET	MG3000BLAE	3.5	102.8	89.5
GENSET	MG3000BL	3.5	102.8	89.5

GENSET	MG5-3BLAE	4.5	102.8	89.7
GENSET	MG3000BLAA	3.5	102.8	89.5
GENSET	MPM5-170CX	4.5	102.8	89.7
ROBIN	RGD351	3.0	103.0	89.5
BOSCH	GD3000	2.5	103.0	89.4
SIEMENS	PU4708	5.7	103.0	89.8
MASE	FOX4200M	3.8	103.0	89.6
YAMAHA	EDA3000	2.7	103.0	89.4
BOSCH	GD3600	3.0	103.0	89.5
YAMAHA	EDA4700	3.9	104.0	89.6
SIEMENS	PU4821	3.4	104.0	89.5
DENYO	DCA35S1	30.0	104.5	90.5
BREDENOORD	850KVA	850.0	105.0	91.9
ROBIN	RGD600T	4.8	105.0	89.7
HATZ	Z108N	17.5	105.1	90.2
GEN MAC	GSM4500DE	4.5	105.4	89.7
TORPEDO	F4L22.40	36.0	105.9	90.6
BREDENOORD	850KVA	850.0	107.0	91.9
GENSET	MG4000D	4.0	109.2	89.6
GENSET	MPM5-170D	5.0	109.3	89.7
CATERPILLAR	3406	256.0	112.0	91.4
GENSET	MG6500	6.5	113.0	89.8
CATERPILLAR	3412	468.0	113.0	91.7



9. CAMIONES DE BASURA

Manufacturera	TIPO 1	CHASIS- Manufacturera	Chasis -TIPO	Potencia en kW	LWA in dB(A)
BEHAM	KS4ME230	DAF	FAG1621DT362	111.0	97.5
BEHAM	KS4	SCANIA	PM6X2ZL65165V	162.0	102.2
BEHAM	TURBOPRESS-II	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	100.9
BEHAM	REVOPAK	DAF	FA2105DHTD400	151.0	97.2
BEHAM	TURBOPRESS18	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	99.0
BEHAM	KS4KRAAKPERS	DAF	FAG2305DHTD	156.0	99.0
BEHAM- OCHSNER	TITAN19KRAAKPERS	DAF	FAG2305DH445	115.0	97.3

BEHAM-THIJSSSEN	TURBOPRESS15	DAF	FAG2305DH400	115.0	99.1
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	SCANIA	P92MD6X2V	162.0	96.2
GEESINK	GPM-III1725	MERCEDES	2222-6X2-4	159.0	96.4
GEESINK	GPM-III1525PERSWAGEN	MERCEDES	1617KO	124.0	95.8
GEESINK	GPM-III1122PERSWAGEN	DAF	FA1600DF360	111.0	95.6
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	RENAULT	G230-6X24	169.0	101.0
GEESINK	GPM-III1525PERSWAGEN	DAF	FAG2105DHTD400	151.0	95.3
GEESINK	GPM-III1122PERSWAGEN	DAF	FA2105DHTD365	151.0	96.7
GEESINK	GPM-III1325	VOLVO	F616	128.0	97.5
GEESINK	GPM-III1725	SCANIA	PM6X2ZL70170V	155.0	96.9
GEESINK	GPM-III1325PERSWAGEN	VOLVO	F616S	128.0	97.0
GEESINK	GPM1725PERSWAGEN	DAF	FAG2100DHTD445	151.0	97.0
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	SCANIA	P82MD6X2V	145.0	94.5
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	97.0
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	DAF	FAG2305DHT445	162.0	95.2
GEESINK	GPM-III1525PERSWAGEN	DAF	FAG2305DH400	115.0	97.3
GEESINK	GPMIII1122	TERBERG	TSR1100	128.0	99.0
GEESINK	GPM-III1725	SCANIA	P92MD6X2V	162.0	97.4
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	SCANIA	P82MD6X2V	155.0	98.5
GEESINK	GPM-III1122	DAF	FAG1621DT362	111.0	98.7
GEESINK	GPM-III1525PERSWAGEN	DAF	FA2105DH400	115.0	98.4
GEESINK	GPM-III1725PERSWAGEN	MERCEDES	2222KO6X24	159.0	98.9
GEESINK	GPM-II12125PERSWAGEN	VOLVO	FL7-4X2	166.0	98.4
GEESINK	GPM2-1725	VOLVO	FL7.25V	166.0	99.3
GEESINK	GPM-III1122	DAF	FAG1621DT362	111.0	98.7
GEESINK	GPM-III1122PERSWAGEN	DAF	FGG1600DT	111.0	98.7
HALLER	X2-15M3	DAF	FAG2300DH445	115.0	97.6
HALLER	X2H18M3	SCANIA	P82M6X2V	155.0	98.0

HALLER	X2-18M3	SCANIA	P82	155.0	100.6
HALLER	X2	SCANIA	P92LMD6X2V460	167.0	100.4
HALLER	X2-12M3	DAF	FAG1621DT362	111.0	97.7
HALLER	X2-18M3	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	96.4
HALLER	X2H	DAF	FAG2305H	151.0	99.5
HALLER	X2	SCANIA	P92LMD6X2V460	167.0	97.8
HALLER	X2H18M3	DAF	FAG2305DHTD	151.0	95.7
HALLER	X2-18M3	MERCEDES	2222-6X44450	159.0	98.2
HALLER	X2H	MAN	25-192F-VL	141.0	95.9
HALLER	X2H14M3	DAF	FGG1600DT362	111.0	96.1
HALLER-SK	X2H	DAF	FA2105DHTD400	151.0	97.9
HEIL	SK-MARK-IV	DAF	FA2305DH	115.0	98.9
KLIKO-FAUN	ROTOPRESS1702205	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	97.6
KLIKO-FAUN	ROTOPRESS170205	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	98.1
KLIKO-FAUN	ROTOPRESS170205	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	98.3
KLIKO-FAUN	VARIOPRESS1801211	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	97.0
KLIKO-FAUN	ROTOPRESS170205	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	98.0
RAVO	EUROPRESS-LP901AS	DAF	FAG1621DT362	111.0	98.7
RAVO	EUROPRESS-LP901B	DAF	FAG2300DH	115.0	99.4
RAVO	LP901C	DAF	FAG2305DHTD445	151.0	100.0
RAVO	EUROPRES -SLP901B	DAF	FAG2305DHTD400	151.0	99.5
RAVO	LP901EUROPRESS	VOLVO	FL7	166.0	101.9
RAVO	EUROPRESS-LP901AS	DAF	FAG1621DT362	111.0	100.6
RAVO	LP901C	SCANIA	P92M6X2A	180.0	102.0
SCHOERLING	2R	VOLVO	FL10-4X2	215.0	99.6
SCHOERLING	4R	DAF	FAG2300DHTD445	151.0	96.4
SITA	1910	DAF	FAG2305DH445	115.0	98.7
SITA	1910	DAF	FAG2305DH445	115.0	96.6
SITA	1708	DAF	FA2105DHTD365	151.0	96.6
SITA	1708	DAF	FAG1621DT362	111.0	96.8
SITA	PLUS1608	DAF	FA2105DHTD365	151.0	97.8
TERBP	2M	DAF	FGG1600DT	111.0	101.1
TERBP	PH23	DAF	FAG2305DT	151.0	100.0

10. CAMIONES SUCCIONADORES



MANUFACTURERA	CHASIS	TIPO	Potencia en kW	TIPO 1	RPM	LWA	LPA
BEHAM	DAF	FA1600DF360	85.0	KZ83	900	102.4	82.4
BEHAM	DAF	FA1600DF	85.0	KZ6W	1250	102.5	0.0
BEHAM	FORD	1615	110.0	KZ6	900	104.1	0.0
BEHAM-MORO	MERCEDES	1413	96.0	KZ83M9	0	101.2	0.0
BEHAM-MORO	DAF	FA2105DH525	115.0	KZ83M13	0	101.8	0.0
BEHAM-MORO	DAF	FA2105DH	115.0	KZ83M9	1000	101.5	0.0
BEHAM-MORO	MERCEDES	1413	96.0	KZ83	0	101.2	81.6
BEHAM-MORO	DAF	FA2105DH	115.0	KZ83M9	0	101.5	84.4
GEESINK	DAF	FA1900DNT365	132.0	GKZ5000-1200	770	98.1	0.0
GEESINK	DAF	FA1500DF320	85.0	GKZ4100-800	0	104.8	0.0
COLIBRÍ	DAF	DHTD825 (rpm 800)	78.0	KZ6,0	770	104.1	70.4
COLIBRÍ	DAF	DHTD825 (rpm 1200)	78.0	KZ6,0	770	109.0	86.7
KROLL	DAF	FA2105DHTD315	151.0	K1,2-1,2-5,8/36SK-NL	800	98.6	0.0
KROLL	DAF	FH2105DHTD400	151.0	K1,0-1,0-5,0-36SKNL	800	97.5	78.0
KROLL	DAF	FA2105DHTD315	151.0	K1,2-1,2-5,8/36SK-NL	800	102.9	0.0
KROLL	DAF	FA2105DHTD315	151.0	K1,2-1,2-5,8/36SK-NL	800	100.6	0.0
MORO	MERCEDES	1922	159.0	KZ8	1000	107.8	88.9
MORO	MERCEDES	2222	159.0	KZ12	1000	107.9	88.6
NAAKTGEBOREN	MERCEDES BENZ	1414	96.0	VACUPRESS	0	94.3	0.0
NAAKTGEBOREN	VOLVO	F12	283.0	VACUPRESS5500	1800	107.9	0.0
RAVO	DAF	FA1700DNTD315	116.0	KZ7082-1200	800	103.8	84.8
RAVO	DAF	FA1700DNTD315	116.0	KZ7082-1500	800	103.9	86.0
RAVO	DAF	FA2105DHT445H	167.0	COMBI-KZ7032-1500	800	103.9	86.8
RAVO	DAF	FA1500DT340	110.0	KZ7082-1500	0	98.0	0.0
RAVO	SCANIA	G82M4X2	140.0	KZ7082-1500	0	104.7	0.0
RAVO	DAF	FA1600DT320	110.0	KZ7082-1500	800	104.1	0.0
VDK	DAF	FA1600DF360	85.0	4500-100H			

11. CARGADORES



Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	LWA	LpA
SKIDSTER	M10X	14.9	91.4	.
O&K	L8-1	44.0	93.0	73.0
O&K	L5-1	37.0	94.0	73.0
O&K	L20	89.0	96.0	.
O&K	L10	51.5	96.0	.
AHLMANN	AL70	37.0	96.0	.
O&K	L15	74.0	96.0	.
O&K	L20PZ	89.0	96.0	.
O&K	L5-1	37.0	96.0	.
O&K	L8-1	44.0	96.0	.
O&K	L10	51.5	97.0	74.0
WEIDEMANN	1080D-D-HERMANS	30.0	97.3	.
AHLMANN	JOGGER	29.0	97.8	.
LIEBHERR	L504	29.0	98.0	.
O&K	L35	160.0	98.0	.
SCHAEFF	SKL823	37.0	98.1	74.8
JCB	409B-BA	51.8	98.2	.
WERKLUST	WG18C-GAII	99.0	98.6	75.0
JCB	436ZX	108.4	98.6	.
GEDRO	MULTI-TRAC	17.6	98.6	81.5
JCB	520-50	51.0	98.7	.
JCB	409B	51.8	98.8	.
JCB	411BZX-BA	67.0	98.8	.
AHLMANN	AS14S	79.0	99.0	.
AHLMANN	AS14	79.0	99.0	.
WERKLUST	WG35C	120.0	99.7	76.3
WEIDEMANN	1115/P22	16.0	99.8	.
AHLMANN	AS200	126.0	100.0	.
JCB	408B	46.9	100.1	.
SCHAEFF	SKS611	20.0	100.3	79.2
CATERPILLAR	950F-II-EV	127.0	100.3	65.3
LIEBHERR	L564	183.0	100.3	.
WERKLUST	WG18C	99.0	100.4	78.7

FUCHS	F950H-BANGMA	19.9	100.5	·
ROLLMOPS	LI	11.4	100.6	81.3
WEIDEMANN	1120/P22	16.0	100.6	·
CATERPILLAR	970F-BLUE ANGEL	187.0	100.6	63.4
SCHAEFF	SKL833S	44.0	100.6	73.0
ATLAS	62E	46.0	100.6	·
FUCHS	F1300BANGMA	33.7	100.6	·
CATERPILLAR	966F-II-ENV	164.0	100.7	·
CATERPILLAR	IT14G	67.0	100.8	66.4
ATLAS	72E	51.5	100.8	·
JCB	436B-ZX-Q	108.4	100.8	·
GEDRO	MULTI-TRAC	17.6	100.8	82.3
SCHAEFF	SKL841B	48.0	100.9	70.9
SCHAEFF	SKS631	40.0	100.9	76.9
JCB	410B	55.0	101.0	·
AHLMANN	AS200S	126.0	101.0	·
FUCHS	F1200BANGMA	25.2	101.0	·
FUCHS	F853H-BANGMA	15.5	101.1	·
WEIDEMANN	1240/P26	19.0	101.2	·
ROLLMOPS	LI4	11.4	101.2	80.6
CATERPILLAR	966FIIEV	164.0	101.4	·
JCB	411HT	60.0	101.5	76.5
CATERPILLAR	924F	78.0	101.7	74.2
VANO	420D	14.0	101.7	·
JCB	456B-ZX-NL	147.0	101.7	·
WERKLUST	WG35D	120.0	101.7	·
AHLMANN	AS85	51.5	101.7	·
ROLLMOPS	LI	11.4	101.8	81.4
JCB	411BZX	67.0	101.8	·
LIEBHERR	L574	195.0	101.9	·
CATERPILLAR	928G	93.0	101.9	73.0
VOLVO	L50C	71.0	102.0	70.8
SCHAEFF	SKS661	74.0	102.4	67.9
WERKLUST	W45D	157.0	102.4	·
HYUNDAI	HL740-3KAMPS	97.0	102.6	78.4
CATERPILLAR	IT28G-EV	93.0	102.6	·
KNIKMOPS	SK9	16.2	102.7	·
KNIKMOPS	SK9	16.2	102.7	·
WERKLUST	WG18D	110.0	102.8	·
O&K	L25	112.0	103.0	·

WEIDEMANN	4002D/P	48.0	103.0	.
O&K	L15PZ	74.0	103.0	.
CATERPILLAR	938GEVEKE	108.0	103.2	.
AHLMANN	AZ200	126.0	103.3	.
AVANT-TECHNO	MULTITEC-MOD	14.0	103.3	.
KOMATSU	WA270-3MOD	103.0	103.3	.
WEIDEMANN	1360/P33	24.0	103.4	.
AHLMANN	JOGGER511S30	29.0	103.5	.
CATERPILLAR	924F-GEVEKE	78.0	103.5	74.1
O&K	L15PZ	74.0	104.0	.
WERKLUST	WG35D	120.0	104.0	.
O&K	L25	112.0	104.0	.
VOLVO	L90D	113.0	104.0	.
O&K	L45	186.0	104.0	.
O&K	L35	160.0	104.0	.
WERKLUST	WG45C-COMPACTOR-C2	171.0	104.1	.
AHLMANN	AZ85	51.5	104.2	.
LJUNGBY	1118	113.0	104.5	67.2
CATERPILLAR	972F-CLS	198.0	104.6	.
KOMATSU	WA270-3MOD	103.0	104.9	.
VOLVO	L120D	148.0	105.0	.
KOMATSU	WA380-33H-B&N	141.0	105.0	.
VOLVO	L70C	90.0	105.0	69.0
KOMATSU	WA270-3MOD	103.0	105.1	.
VOLVO	L180D	206.0	105.3	.
CATERPILLAR	938G	108.2	105.7	.
CATERPILLAR	IT38G	108.2	106.0	.
O&K	L20PZ	89.0	106.0	.
CATERPILLAR	950F-II	127.0	106.5	.
AHLMANN	JOGGER511S	29.0	106.7	.
CASE	721B	104.4	106.7	76.4
VOLVO BM	L70B	87.0	107.0	71.5
KOMATSU	WA500-3	235.0	107.1	.
VOLVO	L220D	257.0	107.2	.
CATERPILLAR	960F	149.2	107.5	.
O&K	L45	186.0	108.0	.
SAMSUNG	SL180-2	144.0	108.1	76.0
CATERPILLAR	966F2	164.0	108.3	.
SAMSUNG	SL150-2	123.0	108.3	79.4
VOLVO	L180C-KUIKEN	198.0	108.3	74.8

SAMSUNG	SL120-2	86.1	108.6	74.7
HYUNDAI	HL17	103.0	108.7	79.8
HYUNDAI	HL750	103.0	108.7	85.2
CATERPILLAR	970F	187.0	109.0	.
CATERPILLAR	980G	224.0	109.2	73.5
DAEWOO	MEGA200	102.0	109.5	82.0
AMMANN YANMAR	V4-3	27.2	109.5	.
SAMSUNG	SL120-2	86.1	109.8	74.1
AHLMANN	AZ45	29.0	110.4	.
ATLAS	42E	27.5	110.7	.
SAMSUNG	SL250-2	193.0	112.3	74.7
JCB	407B	46.9	113.8	.
ATLAS	86E	61.0	114.1	.
FUCHS	F853H-BANGMA	15.5	.	.
WERKLUST	WG45C	163.0	.	79.3
SCHAEFFER	548	34.5	.	79.0
FUCHS	F950H-BANGMA	19.9	.	.
FUCHS	F1100BANGMA	23.0	.	.
VENIERI	7.63OLANDA	61.0	.	.
KOMATSU	WA320-3-B&N	124.0	.	.



12. MOLEDORAS DE MADERA

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	máximo diámetro	Diámetro medido	Tipo de operación	RPM	LWA	LWA VAMIL	LpA VAMIL
DIAMOND-Z	PWG1036-2-1	298.0	300	140	HAMMER	1800	.	118.6	.
DOPPSTADT	AK300	224.0	400	180	HAMMER	1040	.	119.1	.
DOPPSTADT	AK421PROFI	309.0	>200	400	HAMMER	1050	115.6	117.0	.
DOPPSTADT	AK550	317.0	>200	300	HAMMER	1050	114.8	122.5	.
DOPPSTADT	AK550MEG AI	.	>200	300	HAMMER	1050	114.5	119.4	.
DOPPSTADT	DW2560	229.0	700	700	CHISEL	1040	.	117.1	.
DOPPSTADT	DW3080K	350.0	800	400	KNIVES	30	.	112.0	.
DOPPSTADT	SM518PROFI	35.0	.	.	HAMMER	2200	106.3	117.4	.
DUECKER	H760	120.0	180	100	KNIVES	1000	101.7	110.4	102.6
DUECKER	H960	150.0	>200	.	KNIVES	1000	101.7	118.3	108.5
ELIET	SUPER-PROF200	13.2	120	70	KNIVES	2000	.	115.4	105.0

GANDINI	BIOMATICH 85MTS	.	170	100	HAMMER	2643	.	121.7	108.7
HAMMEL	VB750D	224.0	>200	140	KNIVES	40	.	115.3	.
JENSEN	A328DI	48.0	200	100	KNIVES	1000	.	115.9	105.9
JENSEN	A328DI	51.5	200	100	KNIVES	850	.	113.8	102.9
JENZ	A328Z	44.0	200	200	KNIVES	800	105.6	118.4	103.6
JENZ	A328Z	.	200	100	KNIVES	840	103.3	112.3	101.9
JENZ	AZ55VARIO	300.0	600	400	HAMMER	1050	.	110.4	.
JENZ	AZ60-160	370.0	>200	600	HAMMER	1000	116.6	118.9	.
MOBARK	MODEL13	80.0	>200	400	KNIVES	2730	115.5	124.5	.
MOBARK	MODEL17	225.0	>200	520	KNIVES	1100	116.1	125.0	109.4
MOBARK	MODEL5	11.9	>200	125	KNIVES	1680	112.8	120.8	115.1
PEZZOLATO	C1867	97.0	150	100	KNIVES	1080	106.5	115.6	100.3
PEZZOLATO	H880-250	88.2	250	140	KNIVES	1000	104.7	119.1	107.6
PEZZOLATO	PZ150	97.0	150	100	KNIVES	1100	106.7	118.9	.
SCHLIESING	220MX	22.0	150	100	KNIVES	1270	.	113.9	104.0
SCHLIESING	400ZX	77.0	>200	200	KNIVES	995	103.1	112.9	104.1
SCHLIESING	400ZX	.	.	.	KNIVES	986	102.8	119.1	109.1
SCHLIESING	500ZX	.	220	140	KNIVES	1000	101.5	117.4	105.2
SCHLIESING	550ZX	77.0	250	140	KNIVES	1000	106.8	120.5	112.3
SCHLIESING	550ZX	103.0	250	140	KNIVES	1000	106.9	119.0	110.4
TP	760DHM -H	21.0	140	70	KNIVES	1000	.	117.6	111.1
TP	760DHM -H	21.0	140	70	KNIVES	1000	.	115.5	111.1
TP	760P	.	>200	140	KNIVES	920	109.5	115.7	106.1
TS	222MS	20.6	150	100	KNIVES	1000	.	116.1	112.8
TS	327MR	36.7	180	100	KNIVES	1000	.	119.2	109.7
TS	327Z/ZS	44.0	180	100	KNIVES	1000	105.5	116.3	104.7
TS	327M	38.6	100	100	KNIVES	1000	.	120.8	107.3
TS	431Z/ZS	44.0	220	140	KNIVES	1000	98.7	117.5	105.5
TS	431M	51.4	220	140	KNIVES	1000	.	120.0	106.2
TS	532/45Z	44.0	250	140	KNIVES	1000	105.4	120.3	107.4
VANDAELE	TV250	45.0	250	140	KNIVES	1000	109.7	119.4	106.4
VANDAELE	TV27-40	.	270	140	KNIVES	1000	109.9	120.7	109.3
VERMEER	BRUSH- CHIPPER625 I	18.6	150	100	KNIVES	1835	106.5	118.7	.
VERMEER	BRUSH- CHIPPER625 I	18.6	150	100	KNIVES	1835	.	114.2	103.0
VERMEER	BRUSH- CHIPPER625 I-D	17.5	>200	150	KNIVES	1610	114.0	117.4	108.4



13. TRACTORES (POTENCIA MENOR A 37 Kw)

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	LpA (7,5m) en dB
KUBOTA	B5100E	9.5	76.0
TOMOV	TV419	9.5	96.4
YANMAR	YM155D	9.5	79.5
ISEKI	TX2140	10.3	73.0
ISEKI	TX2140F	10.3	75.0
KUBOTA	B6100DT	10.3	76.0
TOMOV	TV522	10.3	96.6
KUBOTA	B7100HSTDT	10.5	77.0
KUBOTA	B7100HSTFT	10.5	76.0
HINOMOTO	C174	11.0	77.5
KUBOTA	B6200DT	11.0	75.0
ISEKI	TX2160F	11.7	75.0
KUBOTA	B7100D	11.7	75.0
YANMAR	YM186	11.8	75.5
HOLDER	B19	12.0	85.0
KUBOTA	B8200D	12.1	77.0
KUBOTA	B8200E	12.1	77.0
KUBOTA	B8100HSTE	12.6	77.0
HOLDER	360	13.0	77.5
SHIBAURA	SP1840	13.3	77.0
KUBOTA	L235	14.1	76.0
KUBOTA	L235-4WD	14.1	77.0
YANMAR	YM226	14.2	75.5
ISEKI	TE3210	15.4	79.5
ISEKI	TE3210F	15.4	79.5
AGRIA	4800	15.5	85.5
KUBOTA	L245DT	16.0	78.5
RASAN	1203	16.8	78.5
KUBOTA	L245DT	16.9	78.0
KUBOTA	L275	17.0	77.0

KUBOTA	L275-4WD	17.0	77.0
HOLDER	460A	18.0	81.5
SHIBAURA	SP2540	18.4	78.0
YANMAR	YM276D	18.5	81.0
FIAT	300-6	18.6	83.5
FERRARI	1100	19.0	90.0
TOMOV	TV731	19.0	93.5
ISEKI	TE4270F	19.8	79.0
KUBOTA	L305DT	19.9	77.5
HOLDER	A40	20.4	83.5
FERRARI	95-33	20.5	91.0
STEYR	8033	20.5	86.0
FERRARI	95	23.0	90.5
FERRARI	95RS	23.0	90.5
SHIBAURA	SD3640	23.6	80.5
ISEKI	TE4320F	24.0	81.0
GOLDONI	1038	24.2	91.7
BERGMEISTER	353-4WD	24.4	85.0
DEUTZ	D3607S	25.0	83.0
SAME	VIGNERON50	25.8	85.5
HOLDER	460B	26.0	82.0
SCHANZLIN	GOLFTRAC352	26.0	75.0
GOLDONI	1040	26.7	91.0
IMT	542	26.8	88.4
FERRARI	76	28.0	89.5
FERRARI	76RS	28.0	89.5
FERRARI	95RS	28.0	91.0
DEUTZ-FAHR	D4007E	28.6	84.5
FORD	2610	28.6	85.0
DEUTZ-FAHR	D4007	29.1	85.0
IMR	RAKOVICA47	29.6	91.5
KUBOTA	L4150DT	29.8	83.0
MITSUBISHI	MT4501D	29.8	82.0

FORD	2910	30.0	85.0
ZETOR	5211	31.3	86.0
DEUTZ-FAHR	D4507E	31.4	84.0
ZETOR	5011	31.5	84.0
DEUTZ	D4507	31.6	86.0
ZETOR	5245	31.7	87.0
ZETOR	5011-0	31.8	83.0
EICHER	4048	31.9	89.0
EICHER	4048A	31.9	87.5
EICHER	3048	32.0	87.0
EICHER	3048AS	32.0	86.0
EICHER	3048S	32.0	85.0
JOHN DEERE	940FWD	32.0	80.0
MF	240	32.0	86.0
BROWN	1190	32.1	85.0
INTERNATIONAL	485XL	32.1	84.5
STEYR	8060	32.1	86.0
STEYR	8060A	32.4	86.0
HOLDER	A50	32.6	85.0
MF	250	32.6	87.5
HOLDER	5200	32.7	87.5
STORE	402SUPER	32.7	85.4
LANDINI	R5830	32.9	86.0
STEYR	8055	32.9	84.5
DEUTZ	D4807C	33.0	84.0
DEUTZ	D4807E	33.0	84.0
FIAT AGRI	4566	33.0	83.5
STEYR	8055A	33.0	85.0
SHIBAURA	SD4540	33.1	83.0
ZETOR	5211-0	33.2	84.0

ZETOR	5211-2	33.2	85.0
ZETOR	5245-2	33.2	84.0
HOLDER	C500	33.3	82.5
FORD	3610	33.4	85.0
DEUTZ-FAHR	DX310	34.0	82.5
DEUTZ-FAHR	DX310AS	34.0	83.0
MULTI	V530K	34.0	85.0
VOLVO BM	VALMET504	34.0	86.5
LANDINI	5830	34.5	86.0
FORD	3910	34.6	86.0
FORD	3910A	34.6	86.0
SAME	CONDOR55SV	34.6	87.0
SAME	CONDOR55VDT	34.6	85.5
URSUS	BISON60-35K	35.0	85.0
FENDT	303	35.1	84.5
FENDT	FARMER303LST	35.1	86.5
URSUS	C362	35.4	86.0
TORPEDO	TD4506	35.8	89.2
HOLDER	5200	36.0	86.5
SAME	EXPLORER55V	36.0	85.5
SAME	EXPLORER55VDT	36.0	84.0
SHIBAURA	SD5040T	36.8	81.5
BERGMEISTER	553	36.9	85.5
BERGMEISTER	553-4WD	36.9	86.0
FIAT	5590DT	36.9	84.0
INTERNATIONAL	633	36.9	86.0



14. TRACTORES (POTENCIA ENTRE 37 Kw Y 75 kW)

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	LpA (7,5m) dB
MB TRAC	700	44.3	78.5
BELARUS	BX80-2	52.5	85.0
BELARUS	BX90-2	59.5	88.0
BELARUS	BX82-4	52.5	90.0
BELARUS	BX92-2	59.5	86.5
BELARUS	BX80-4	52.5	85.5
BELARUS	BX92-4	59.5	88.5
BELARUS	BX90-4	59.5	89.0
BELARUS	BX82-2	52.5	88.0
BELARUS	BX102	72.0	86.5
BERGMEISTER	754	46.9	87.5
BERGMEISTER	654	41.1	82.5
BROWN	1490S	55.5	85.0
BROWN	1690	68.9	85.0
BROWN	1490H	52.9	81.0
BROWN	1690H	67.1	86.0
BROWN	1290	40.3	83.0
BROWN	1390	45.7	88.0
CASE	1294	40.0	89.5
CASE	745S2	53.0	86.0
CASE	745S1	53.0	85.0
CASE	743S1	49.0	87.0
CASE	1594	63.0	86.0
CASE	956S1	70.0	86.0
CASE	844S2	59.0	86.0
CASE	1594C	61.0	88.5
CASE	844S1	59.0	88.0
CASE	856S1	63.0	82.0
CASE	743S2	49.0	86.0
CASE DB	1390	44.2	90.0
CASE DB	1390	45.7	86.5

DEUTZ	DX80AS	55.0	86.0
DEUTZ	DX92AT	66.0	81.0
DEUTZ	DX86AT	60.0	81.0
DEUTZ	D6507ES	46.0	85.0
DEUTZ	DX410A T	51.0	82.0
DEUTZ	DX85AS	55.5	86.0
DEUTZ	DX86S	60.0	83.0
DEUTZ	D6807	47.5	87.5
DEUTZ	D7807	53.7	90.5
DEUTZ	DX86AS	60.0	83.0
DEUTZ	D5207E	38.0	84.0
DEUTZ	2004AS	51.0	85.0
DEUTZ	D5207C	38.0	84.0
DEUTZ	D6507C	46.0	85.0
DEUTZ	DX80AT	55.0	84.0
DEUTZ	D5207S	38.0	84.0
DEUTZ	DX610A T	74.0	86.0
DEUTZ	D5207	37.2	86.0
DEUTZ	D6207	40.9	84.0
DEUTZ	D6507CS	46.0	85.0
DEUTZ	D7207	49.8	90.0
DEUTZ	D6507E	46.0	85.0
DEUTZ	DX80S	55.0	86.0
DEUTZ-FAHR	D7007	50.0	87.0
DEUTZ-FAHR	DX610	72.0	85.0
DEUTZ-FAHR	AGROT ON106	74.0	81.0
DEUTZ-FAHR	AGROPL US75-40KM	55.0	83.0
DEUTZ-FAHR	DX92S	64.0	82.5
DEUTZ-FAHR	D5207E	37.5	85.0
DEUTZ-FAHR	AGROT	63.0	81.0

	ON85		
DEUTZ-FAHR	DX86S	59.0	85.0
DEUTZ-FAHR	D7207AS CA	50.8	86.5
DEUTZ-FAHR	D6507A NEA	45.0	87.5
DEUTZ-FAHR	DX330S	38.4	86.5
DEUTZ-FAHR	DX450	60.0	82.5
DEUTZ-FAHR	D7807AS CA	54.5	85.0
DEUTZ-FAHR	DX92AT	64.0	82.5
DEUTZ-FAHR	DX350- 4WDAT	44.0	85.0
DEUTZ-FAHR	D7807SC	54.5	86.5
DEUTZ-FAHR	DX390S	56.0	86.5
DEUTZ-FAHR	AGROT ON90	68.0	81.0
DEUTZ-FAHR	DX85S	55.5	87.0
DEUTZ-FAHR	AGROPL US95- 40KM	68.0	83.0
DEUTZ-FAHR	DX610	68.2	86.5
DEUTZ-FAHR	AGROPL US70- 40KM	51.5	83.0
DEUTZ-FAHR	D7207SE	50.8	88.0
DEUTZ-FAHR	D7207SC	50.8	88.0
DEUTZ-FAHR	AGROT ON100	73.0	81.0
DEUTZ-FAHR	AGROPL US85- 40KM	63.0	83.0
DEUTZ-FAHR	DX80S	55.0	88.5
DEUTZ-FAHR	DX470	62.4	83.5
DEUTZ-FAHR	DX390A S	56.0	86.5
DEUTZ-FAHR	DX350- 4WDAS	44.0	86.0
DEUTZ-FAHR	D7807C AS	54.5	88.0
DEUTZ-FAHR	D5207SC	37.5	83.5
DEUTZ-FAHR	DX410T	50.0	83.0
DEUTZ-FAHR	D7207CE S	50.8	84.0
DEUTZ-FAHR	D7807C	51.0	88.5

DEUTZ-FAHR	DX410- 4WDAT	50.0	84.0
DEUTZ-FAHR	DX470	64.0	82.0
DEUTZ-FAHR	D7007SE	50.0	86.5
DEUTZ-FAHR	AGROPL US100- 40KM	74.0	86.0
DEUTZ-FAHR	D6507A NEA	45.0	84.0
DEUTZ-FAHR	INTRAC 2004A	48.2	86.0
DEUTZ-FAHR	DX92AS	64.0	82.0
DEUTZ-FAHR	D6007N C	40.5	86.0
DEUTZ-FAHR	DX350T	44.0	85.0
DEUTZ-FAHR	D6007N E	40.5	86.0
DEUTZ-FAHR	DX450	55.6	84.0
DEUTZ-FAHR	D6507	43.9	86.0
DEUTZ-FAHR	D7007SC	50.0	86.0
DEUTZ-FAHR	D7207AS EA	50.8	86.5
DEUTZ-FAHR	DX110S	71.0	86.0
DEUTZ-FAHR	DX350S	44.0	86.0
DEUTZ-FAHR	D6507N E	45.0	84.0
DEUTZ-FAHR	D6007	40.0	85.5
DEUTZ-FAHR	DX610	68.2	86.0
DEUTZ-FAHR	DX410S	50.0	84.5
DEUTZ-FAHR	D6507N C	45.0	84.0
DEUTZ-FAHR	D7207AS EA	50.8	84.5
DEUTZ-FAHR	D7807CE S	54.5	85.5
DEUTZ-FAHR	D5207C	37.5	84.5
DEUTZ-FAHR	DX330A T	38.4	84.5
DEUTZ-FAHR	AGROT ON80	55.0	80.0
DEUTZ-FAHR	DX92	62.3	84.0
DEUTZ-FAHR	DX370A S	51.0	84.5
DEUTZ-FAHR	DX110A S	71.0	85.0

DEUTZ-FAHR	DX430	57.0	85.5
DEUTZ-FAHR	AGROPL US60- 40KM	44.0	80.0
DEUTZ-FAHR	DX330T	38.4	85.5
DEUTZ-FAHR	D6007SC	40.5	84.5
DEUTZ-FAHR	DX410- 4WDAS	50.0	84.5
DEUTZ-FAHR	D7207AS CA	50.8	84.5
DEUTZ-FAHR	DX370S	51.0	85.0
DEUTZ-FAHR	AGROT ON105	74.0	81.0
DEUTZ-FAHR	D5207SE	37.5	84.5
DEUTZ-FAHR	DX430	52.2	85.0
DEUTZ-FAHR	DX330A S	38.4	85.5
EICHER	3056	41.0	87.0
EICHER	3056S	37.5	86.0
EICHER	4060	39.0	86.0
EICHER	3105	74.4	89.5
EICHER	3088S	58.5	84.0
EICHER	3088AS	58.5	84.0
EICHER	3066	45.0	84.0
EICHER	3075S	49.5	89.0
EICHER	3075AS	49.5	87.0
EICHER	4072	49.2	89.0
EICHER	3085	57.5	87.5
EICHER	3066AS	45.0	84.0
FENDT	FARME R305LS	42.0	84.5
FENDT	FARME R310LS AT	63.2	84.5
FENDT	FARME R308LST	52.0	84.5
FENDT	FARME R310LS A	60.0	84.0
FENDT	FARME R104LST	37.8	86.0
FENDT	FARME R304LS	38.3	84.5
FENDT	FARME	52.0	81.5

	R308LST		
FENDT	FARME R305LST	42.0	83.0
FENDT	FARME R304LST	38.3	85.0
FENDT	FARME R307C	55.0	81.0
FENDT	FARME R308C	62.5	81.0
FENDT	FARME R306LST	47.1	82.5
FENDT	FARME R309LST	58.0	82.5
FENDT	FARME R306LS	47.1	85.0
FENDT	FARME R309C	70.0	82.0
FENDT	FARME R309LST	58.0	82.0
FENDT	FARME R305LST	42.0	86.5
FENDT	FARME R309LS AT	58.0	86.5
FENDT	FARME R311LS AT	69.2	87.5
FENDT	FARME R309LST	58.6	87.5
FENDT	FARME R304LS	38.3	85.0
FENDT	FARME R300LST	47.1	86.0
FENDT	FARME R106ST	47.5	88.5
FENDT	FARME R306LST	47.1	87.0
FENDT	FARME R310LS	60.0	86.0
FENDT	FARME R103ST	37.4	87.5
FENDT	FARME R306LS AT	47.1	86.5
FENDT	FARME R305LST	42.0	87.0
FENDT	FARME	46.3	87.5

	R204		
FENDT	FARME R311LS A	66.0	86.5
FENDT	FARME R308LST	58.0	86.5
FENDT	FARME R300LS AT	47.1	86.0
FERRARI	86	38.0	91.0
FERRARI	86RS	38.0	91.0
FIAT	5590DT	40.0	84.5
FIAT	670F16V	47.8	88.5
FIAT	7090DT	48.5	85.0
FIAT	5566DT	40.0	85.0
FIAT	5590	40.0	85.0
FIAT	580-12	38.5	91.5
FIAT	7090DT	51.0	87.0
FIAT	6066	44.0	85.5
FIAT	6066DT	44.0	84.5
FIAT	6090	44.0	85.5
FIAT	880-12	63.3	84.0
FIAT	880-5DT	58.9	87.5
FIAT	6090DT	44.0	85.0
FIAT	7066	51.0	83.5
FIAT	780-12	53.7	85.0
FIAT	5566	40.0	83.5
FIAT	7066DT	51.0	85.0
FIAT	7090	51.0	85.0
FIAT	780DT12	53.7	85.0
FIAT	8090DT	55.3	84.0
FIAT	680DT1	50.0	86.0
FIAT	8090	59.0	88.0
FIAT	880DT12	63.3	85.0
FIAT	680-12	45.0	89.0
FIAT	466	37.0	84.0
FIAT	466DT	37.0	86.0
FIAT	8090DT	59.0	87.0
FIAT	666DT	50.0	84.0
FIAT	6090DT	40.1	84.0
FIAT	566DT	43.0	87.0

FIAT	980DT12	72.0	86.0
FIAT	666	50.0	86.0
FIAT	680-1	50.0	86.0
FIAT AGRI	566	39.0	85.0
FIAT AGRI	8090	54.5	85.0
FIAT AGRI	8090DT	54.5	86.5
FIAT AGRI	8090	54.5	88.5
FIAT AGRI	7090DT	46.9	86.0
FORD	7710A	71.3	83.0
FORD	7610	66.0	87.0
FORD	6610	57.3	89.0
FORD	6610	60.3	85.0
FORD	7710	71.3	83.0
FORD	4110	38.1	88.0
FORD	6610A	60.3	85.0
FORD	6710A	60.3	86.5
FORD	5610	49.5	88.0
FORD	6710	60.3	86.0
FORD	4610	42.3	88.0
FORTS	ZT323A	67.7	84.0
HOLDER	520	43.0	82.0
HOLDER	411	43.0	83.0
HOLDER	412	43.0	83.0
HURLIMAN	H480AK	52.9	87.5
HURLIMAN	H360K	40.0	86.0
HURLIMAN	H470K	49.3	87.5
HURLIMAN	H466AK	50.0	87.0
HURLIMAN	H480K	52.9	87.0
IMR	RAKOVI CA65	40.2	88.2
IMR	RAKOVI CA76	51.7	88.7
IMT	560	38.0	89.2
IMT	5100	70.2	85.8
IMT	577	48.9	88.1
IMT	5106	72.9	88.7
INTERNATIONAL	856XLA	64.8	82.5
INTERNATIONAL	IH856XL	57.7	84.0
INTERNATIONAL	585XL	43.7	86.0
INTERNATIONAL	956XLA	67.3	85.5
INTERNATIONAL	784	49.4	87.0

INTERNATIONAL	733A	40.9	85.0
INTERNATIONAL	685XLA	47.2	85.5
INTERNATIONAL	745AS	48.5	85.5
INTERNATIONAL	845XL	53.7	85.5
INTERNATIONAL	743A	44.5	84.5
INTERNATIONAL	743XL	46.0	86.0
INTERNATIONAL	IH884-2WD	53.6	86.0
INTERNATIONAL	IH1056XL	72.2	86.5
INTERNATIONAL	585XLA	43.7	86.5
INTERNATIONAL	H84	45.1	89.0
INTERNATIONAL	1055XL	67.2	87.0
INTERNATIONAL	856XLA	57.4	86.0
INTERNATIONAL	1065XLA	74.3	86.5
INTERNATIONAL	745XL	49.0	84.5
INTERNATIONAL	956XL	67.3	86.5
INTERNATIONAL	733	40.9	85.0
INTERNATIONAL	845XLA	53.7	85.0
INTERNATIONAL	685XL	47.2	85.0
INTERNATIONAL	684	45.2	86.0
INTERNATIONAL	IH844XL	53.5	85.0
INTERNATIONAL	IH845XLA	53.5	85.0
JOHN DEERE	6110	59.0	81.0
JOHN DEERE	3040MFWD	59.0	84.0
JOHN DEERE	3040MFWD	59.0	83.0
JOHN DEERE	6310	74.0	79.0
JOHN DEERE	3040	59.0	89.5
JOHN DEERE	3140MFWD	65.0	82.5
JOHN DEERE	1640	46.0	86.0
JOHN DEERE	1140	41.0	83.0
JOHN DEERE	2040S	55.0	86.0
JOHN DEERE	1040	37.0	83.0
JOHN DEERE	2040	51.0	85.0
JOHN DEERE	2140	60.0	85.0
JOHN DEERE	6210	66.0	80.0
JOHN DEERE	3640MF	71.0	83.0

	WD		
JOHN DEERE	3140A	74.0	86.0
JOHN DEERE	3140	67.5	89.5
JOHN DEERE	6010	55.0	80.0
LAMBORGHINI	R774	50.0	84.0
LAMBORGHINI	R955D	61.5	87.5
LAMBORGHINI	956DT	65.0	87.0
LAMBORGHINI	R674	44.0	84.5
LAMBORGHINI	774DT	50.0	84.5
LAMBORGHINI	653DT	42.3	85.0
LAMBORGHINI	956DT	65.0	88.0
LAMBORGHINI	R674	44.0	86.5
LAMBORGHINI	674DT	44.0	83.0
LAMBORGHINI	R653	42.3	86.5
LAMBORGHINI	R754	47.1	87.0
LANDINI	DT6550	45.8	82.0
LANDINI	6830	45.8	86.0
LANDINI	DT7550	48.1	83.0
LANDINI	R7550K	48.1	86.5
LANDINI	DT10000S	67.0	86.5
LANDINI	DT6830	46.0	86.0
LANDINI	DT7550K	48.1	86.5
LANDINI	DT8550	55.3	83.5
LANDINI	R8550K	55.3	86.5
LANDINI	DT8550K	55.3	88.0
LANDINI	R7550	48.1	83.5
LANDINI	R8550	55.3	83.5
LANDINI	R8830	53.3	88.0
LANDINI	R6550	45.8	82.0
LANDINI	DT7830	49.0	88.0
LANDINI	DT6550K	45.8	87.0
LANDINI	R6830	46.0	87.0
LANDINI	R6550K	45.8	86.5
LANDINI	DT8830	53.3	87.5
LANDINI	R7830	49.0	87.5
LEYLAND	262SQM	41.5	87.0
LEYLAND	272SQM	47.4	86.0

LINDNER	GEOTR AC60	47.5	79.9
MB TRAC	1000	65.0	84.5
MB TRAC	1000	61.0	85.5
MB TRAC	700	44.3	78.5
MB TRAC	800	51.2	81.5
MB TRAC	900T	58.6	81.0
MB TRAC	900T	57.0	85.0
MB TRAC	900	58.3	86.0
MB TRAC	900	49.0	84.0
MB TRAC	700	42.0	86.0
MF	675-4	47.0	88.0
MF	699-2	63.5	87.5
MF	2620-4	68.4	90.0
MF	6245	67.6	81.4
MF	290	55.7	88.0
MF	690-2	53.6	90.0
MF	698T4W D	61.0	89.0
MF	690-4	53.6	89.0
MF	699-4	63.5	87.5
MF	690	53.6	86.0
MF	2625-4	68.4	90.0
MF	675-2	47.0	88.0
MF	698-4	59.6	87.0
MF	6255	74.8	81.0
MF	298	61.6	86.0
MF	675	47.0	83.5
NEW HOLLAND	TS110	74.6	83.4
NEW HOLLAND	TS100SL E	73.1	82.8
NEW HOLLAND	TS100SL E- BLAAU W	67.1	82.2
RENAULT	113- 12TX	72.3	83.0
RENAULT	681	48.8	83.0
RENAULT	651-4S	46.0	86.5
RENAULT	556S	39.0	86.5
RENAULT	75-12TS	52.5	86.5
RENAULT	68-12RS	48.0	88.0

RENAULT	656S	46.0	86.5
RENAULT	R7594- 7814S	54.0	86.5
RENAULT	75-14TS	52.5	86.5
RENAULT	68-14RS	48.0	88.0
RENAULT	651-4S	46.3	88.5
RENAULT	75-12	52.5	89.0
RENAULT	75-14	52.5	88.0
RENAULT	90	44.3	87.0
RENAULT	R7722	48.4	84.0
RENAULT	75-14	52.5	88.0
RENAULT	R7821	65.1	84.0
RENAULT	90S	45.0	91.0
RENAULT	113- 12TX	72.3	90.0
RENAULT	75-12	52.5	87.5
RENAULT	751S	52.1	85.0
RENAULT	751-4S	52.0	87.5
RENAULT	R7494- 6814S	48.8	85.0
RENAULT	R7811	57.3	85.0
RENAULT	R7832	68.9	88.0
SAME	CENTUR IO75ETV DT	50.0	86.0
SAME	LEOPAR D- T90VDT	58.9	86.0
SAME	TAURUS 60ETVD T	43.0	86.0
SAME	JAGUAR 100EVD T	64.1	87.5
SAME	LEOPAR D-T90V	58.9	86.0
SAME	JAGUAR 95VDT	67.3	86.0
SAME	EXPLOR ER	43.5	85.5
SAME	EXPLOR ER75VD T	55.0	86.5
SAME	EXPLOR ER75V	55.0	86.5

SAME	LEOPARD85ETVDT	55.9	86.5
SAME	CENTAURO70ETVDT	46.4	86.5
SAME	MINIATURUS60V	39.0	86.0
SAME	MERCURY85ETVDT	57.4	86.0
SAME	MERCURY85ETV	60.0	86.0
SAME	MINIATURUS60VDT	39.8	87.5
SAME	CENTURIO75ETV	50.0	87.0
SAME	LASER100VDT	72.0	84.5
SAME	LASER90VDT	65.0	85.0
SAME	CENTAURO70ETV	46.4	86.5
SAME	VIGNERON60DT	39.8	85.0
SAME	CENTURIO75ETVDT	50.0	87.0
SAME	TAURUS60ETV	43.0	86.5
SAME	LASER110VDT	73.0	88.0
SAME	CENTURIO75ETV	50.0	85.0
SAME	TIGERSIX105DT	70.4	89.0
SAME	EXPLORER65V	43.5	86.5
SCHANZLIN	803A	40.0	82.0
STEYR	8080	48.2	85.0
STEYR	8090A	55.4	84.0
STEYR	8070	38.2	88.0

STEYR	8080	48.3	84.0
STEYR	8080A	48.0	86.0
STEYR	8090A	57.0	82.0
STEYR	8100A	57.1	83.0
STEYR	9055-75(40KM/H)	66.0	82.0
STEYR	8100A	57.1	87.0
STEYR	8090	55.7	82.0
STEYR	9055-85(40KM/H)	72.2	82.0
STEYR	8070A	39.1	82.0
TORPEDO	TD6806	47.4	88.6
TORPEDO	TD7506A	49.9	89.9
TORPEDO	TD7506H	50.3	89.4
URSUS	1004	67.0	91.5
URSUS	902	57.9	86.0
URSUS	BISON-K10565	74.0	81.0
URSUS	BISON4WDK8550	56.0	86.0
URSUS	BISON4WDK10565	74.0	82.0
URSUS	904	57.9	86.0
URSUS	BISON-K8550	56.0	83.5
VOLVO BM	VALMET705-4	59.3	87.0
VOLVO BM	VALMET905-4	72.0	86.0
VOLVO BM	VALMET805	66.6	87.0
VOLVO BM	VALMET805-4	66.6	87.0
VOLVO BM	VALMET705-4	57.0	86.0
VOLVO BM	VALMET905-4	72.2	88.5
VOLVO BM	VALMET604	41.0	88.5

VOLVO BM	VALME T505-4	44.5	85.0
VOLVO BM	VALME T605-4	49.0	85.0
VOLVO BM	VALME T2250	44.0	92.0
VOLVO BM	VALME T505-2	44.5	85.0
VOLVO BM	VALME T65ID	37.5	91.0
VOLVO BM	VALME T85ID	49.3	91.0
VOLVO BM	VALME T805-2	65.5	86.0
VOLVO BM	VALME T705-2	57.0	85.5
VOLVO BM	VALME T605-2	49.0	86.0
ZETOR	7245-2	47.0	86.0
ZETOR	6011	40.0	87.5
ZETOR	Z10145	65.6	87.0
ZETOR	Z10111	65.0	84.0
ZETOR	7045	44.0	86.5
ZETOR	7211	43.9	87.0

ZETOR	6045-1	41.0	82.0
ZETOR	7211-2	47.0	86.0
ZETOR	Z8145	52.7	88.0
ZETOR	7245	43.7	88.0
ZETOR	7011-1	44.4	84.0
ZETOR	6045	40.5	87.0
ZETOR	7045-1	44.4	84.5
ZETOR	10045	66.7	85.5
ZETOR	10011	66.8	85.5
ZETOR	6011-1	40.1	84.5
ZETOR	6011-2	40.1	84.5
ZETOR	7045-2	44.4	84.5
ZETOR	Z8111	52.8	88.0
ZETOR	6245-2	41.0	85.0
ZETOR	6211-2	41.0	86.0
ZETOR	7011-2	44.4	83.5
ZETOR	6245	38.4	87.0
ZETOR	6211-0	41.0	84.0
ZETOR	6211	39.0	87.0
ZETOR	6011-0	40.1	85.0
ZETOR	7011	43.8	88.0
ZETOR	6045-2	41.0	83.5



15. TRACTORES (POTENCIA ENTRE 75 Kw Y 130 kW)

manufacturer	Tipo	Potencia en kW	LpA (7,5m) dB
case	1056	77.0	87.0
deutz	DX120	75.1	89.0
deutz	DX650AT	101.0	83.0
deutz	DX710AS	118.0	85.0
deutz	DX160AS	110.0	84.0
deutz	DX630AT	85.0	86.0
deutz	DX145	88.4	85.0
deutz-fahr	DX630	75.7	90.0

deutz-fahr	DX120AS	75.1	87.0
deutz-fahr	DX650	93.0	84.5
deutz-fahr	DX120AS	75.1	85.0
deutz-fahr	AGROTON115	85.0	81.0
deutz-fahr	AGROTON160	118.0	83.0
deutz-fahr	AGROTON175	129.0	83.0
deutz-fahr	DX710	107.8	87.0
deutz-fahr	AGROTON150-50KM	111.0	83.0
eicher	A3145EAS	107.0	86.0

fendt	FAVORIT816/2	125.0	82.0
fendt	FAVORIT916	125.0	82.0
fendt	FAVORIT611LSA	76.0	86.0
fendt	FAVORIT716	118.0	84.0
fendt	FAVORIT612LSA	84.4	86.0
fendt	FAVORIT612LSA	84.4	86.5
fendt	FAVORIT612LSA	84.4	88.0
fendt	FAVORIT612LSA	99.0	83.0
fendt	FAVORIT714	103.0	84.0
fiat	11590DT	85.0	86.5
fiat	14090DT	103.0	85.5
fiat	1580DT	99.4	92.0
fiat	16090DT	120.0	86.5
fiat	1180	76.4	86.0
fiat	13090DT	96.0	85.0
fiat	1180DT	76.4	86.0
fiat	1380DT1	99.0	85.0
fiat	1380	92.1	86.0
fiat	1280DT1	92.0	85.0
fiat	1380DT1	92.1	86.0
fiat agri	16090DT	104.7	87.5
fiat agri	18090DT	121.7	89.0
fiat agri	11590DT	76.7	87.0
ford	TW15A	97.2	86.0
ford	TW25A	113.0	86.0
hurliman	H6136DT	95.0	87.0
hurliman	H5110AK	77.2	86.5
imr	RAKOVICA120	86.6	89.4
international	1455A	101.0	84.0
international	1455XLA	101.0	83.0
international	1255XLA	89.2	82.5
international	1255A	89.2	82.5
jcb	Fastrac2135	100.7	82.0
jcb	Fastrac2150	110.4	82.0
jcb	Fastrac2115	85.8	81.0
jcb	Fastrac2125	93.2	82.0
jcb	Fastrac3185	126.8	85.0
john deere	6810	92.0	83.0
john deere	7810POWRQUAD	112.9	83.3
john deere	4650	124.2	89.0

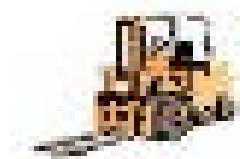
john deere	6410	77.0	81.0
john deere	7710POWRQUAD	97.5	81.8
john deere	7710POWERSHIFT	97.6	82.7
john deere	6510	77.0	85.0
john deere	6610	84.0	80.0
john deere	6910	99.0	83.0
john deere	4240HFWD	85.0	91.0
john deere	4450	104.7	89.0
john deere	7810POWERSHIFT	112.0	83.4
lamborghini	1050VDT40KM	76.0	82.6
lamborghini	1506DT	101.0	87.5
mb trac	1500	103.3	85.0
mf	6280	98.0	82.6
mf	2680-4	92.0	86.5
mf	2725-4	103.0	86.5
mf	2685-4	92.0	85.5
mf	8210(AGCO0023)	113.0	86.2
mf	2645-4	75.0	89.0
mf	2720-4	103.0	86.5
mf	8210(AGCO0024)	113.0	84.8
mf	8220	123.0	85.2
mf	6290(MF130)	104.5	83.1
mf	6290(AGCO022)	104.5	83.2
new holland	TM135DC	100.0	83.0
new holland	TM115RC	85.0	83.0
new holland	TM135RC	100.0	82.0
new holland	TM150PC	108.0	82.0
new holland	TM125RC	92.5	83.0
new holland	TM165RC	123.0	84.0
new holland	TM165PC	123.0	83.0
new holland	TM125DC	92.5	83.0
new holland	TM150RC	108.0	82.0
renault	133-14TX	86.0	84.0
renault	145-14TX	95.1	83.0
renault	11314	78.0	86.0
same	TRIDENT130VDT	106.0	90.0
same	LASER130VDT	84.7	86.0
same	RUBIN135	99.0	83.0
same	LASER130VDT	84.7	88.5
same	HERCULES160VDT	104.2	87.5

same	RUBIN150	110.0	85.0
same	LASER110VDT	81.0	84.5
same	RUBIN120	88.0	82.0
same	BUFFOLO1304RM	80.6	92.0
steyr	8170	99.9	86.0
steyr	8150A	89.5	82.5
unimog	U90TURBO	86.4	79.0
ursus	160-1204WDK	117.0	86.5
ursus	1604	110.3	88.0
ursus	BISON145-100K	88.0	86.0
ursus	120-854WDK	88.0	86.5
valtra valmet	8550	118.0	78.4
valtra valmet	6850HT	88.0	77.0
valtra valmet	8150	92.0	78.5
volvo bm	VALMET2654	96.0	87.0
zeton	Z12111	75.3	89.0
zeton	Z12145	76.3	89.0
zeton	Z16145	101.4	89.0



16. TRACTORES (POTENCIA ENTRE 130 Kw y 560 kW)

Marca	Tipo	Potencia en kW	LpA (7,5m) dB	62+11*log(P)
DEUTZ-FAHR	AGROTON200	147.0	83.0	85.8
DEUTZ-FAHR	AGROTON230	169.0	84.0	86.5
DEUTZ-FAHR	AGROTON260	191.0	84.0	87.1
DEUTZ-FAHR	DX230ASP	162.0	85.0	86.3
DEUTZ-FAHR	DX830AS	162.0	85.0	86.3
FENDT	FAVORIT822/2	154.0	83.0	86.1
FENDT	FAVORIT824	169.0	83.0	86.5
FENDT	FAVORIT920	147.0	85.0	85.8
FENDT	FAVORIT924	169.0	83.0	86.5
FENDT	FAVORIT926	191.0	85.0	87.1
FIAT	4428	183.5	90.0	86.9
IMT	5200	148.9	85.8	85.9
JOHN DEERE	8650	177.5	88.0	86.7
JOHN DEERE	8850	224.3	88.0	87.9



17. CARGADOR PEQUEÑO

Manufacturera	Tipo	Potencia en kW	Carga en kg	Altura de carga en cm	LWA en dB	LpA en dB	87+8logP
KOOIAAP	Z2-1	17.0	2000	283	93.2	77.0	96.8
TOYOTA	42-7FG15	40.0	1400	470	94.9	80.2	99.8
KOMATSU	FG15T1E1	36.0	1500	360	96.8	83.7	99.5
STILL	R70-16T	27.0	1600	494	96.8	85.4	98.5
LINDE	H20T03	34.0	2000	535	96.9	84.8	99.3
LIFTER	FE3X3V	16.7	2000	350	97.4	83.2	96.8
COMBI-LIFT	C4000LPG	49.0	4000	400	97.5	.	100.5
JUNGHEINRICH	TFG16AS	26.0	1600	419	97.7	80.5	98.3
TOYOTA	42-7FG25	40.0	2500	430	97.8	82.5	99.8
TOYOTA	02-7FGF30	38.0	3000	470	97.9	83.9	99.6
KOMATSU	FG25HT12	40.0	2500	500	98.2	82.4	99.8
PATRIA	PFD30TH-THEMMEN	46.3	3000	330	98.4	83.1	100.3
YANG	FD25-3	44.9	2500	300	98.4	84.3	100.2
TCM	FHD18ZT	36.8	1800	350	98.6	81.1	99.5
CLARK	CGP35	34.0	3500	377	98.7	82.2	99.3
HYSTER	H2.00XM	42.9	2000	435	98.7	81.6	100.1
TOYOTA	62-7FDF25NIBM	44.0	2500	400	98.7	82.8	100.1
CATERPILLAR	GP25K-INDAPP	31.0	2500	330	98.9	80.1	98.9
KOOIAAP	Z2T	23.5	2000	280	98.9	82.3	98.0
STEINBOCK	QX25-5E1	37.8	2500	435	99.1	85.1	99.6
TCM	FG15N18T	27.2	1500	700	99.1	79.9	98.5
TOYOTA	42-7FDF15	36.0	1500	300	99.1	86.9	99.5
LINDE	H30D03	35.0	3000	455	99.2	79.1	99.4
STEINBOCK1	CD20C-SPEK	31.0	2000	330	99.4	86.7	98.9
NISSAN	PD01A15PQ	35.0	1500	475	99.4	81.9	99.4
KOMATSU	FD30T12VOR	43.0	3000	.	99.5	82.7	100.1
KING	FE3X3R	15.8	2000	320	99.5	85.3	96.6
HYSTER	H4.00XLS6	65.2	4000	430	99.5	85.6	101.5

HYSTER	H4.00XM5L	63.3	4000	520	99.6	83.6	101.4
HYUNDAI	HDF3011	45.0	3000	330	99.6	85.6	100.2
NISSAN	UD02A25PQ	39.0	2500	330	99.6	80.6	99.7
CATERPILLAR	GP25K	31.0	2500	330	99.9	82.5	98.9
YALE	GDP16AF	30.2	1600	333	99.9	83.1	98.8
TCM	FG15N18T	27.2	1500	700	100.0	82.5	98.5
KOMATSU	FG25T12	33.6	2500	400	100.0	82.8	99.2
SAMSUNG	SF25L	30.5	2500	430	100.0	82.0	98.9
TCM	FHD25Z5T	44.2	2500	400	100.1	83.3	100.2
TCM	FG25N5T	38.3	2500	400	100.1	81.6	99.7
TCM	FHD18Z8T	36.8	1800	350	100.3	82.7	99.5
COMBI-LIFT	C4000DIESEL	43.0	4000	400	100.3	.	100.1
TOYOTA	02-7FD30	49.0	3000	470	100.3	84.6	100.5
HYSTER	H4.00XLS5	65.2	4000	430	100.3	82.8	101.5
CLARK	CDP30	42.0	3000	480	100.4	84.3	100.0
YALE	GDP16AF	30.2	1600	333	100.4	83.8	98.8
TOYOTA	02-7FD25	49.0	2500	300	100.4	83.7	100.5
LINDE	H35D03	39.0	3500	455	100.6	84.4	99.7
JUNGHEINRICH	TFG16AS	26.0	1600	419	100.7	85.8	98.3
HYSTER	H4.00XM5D-GEVEKE	58.7	4000	425	100.7	83.9	101.1
TCM	FG35N7T	65.5	3500	400	100.8	83.4	101.5
STEINBOCK1	CD20C-SPEK	31.0	2000	330	100.8	87.8	98.9
TCM	FG25Z5T	38.3	2500	400	100.9	83.1	99.7
PATRIA	PFD25T-1	36.0	2500	300	101.1	86.4	99.5
KOMATSU	FG25T1E	43.0	2500	400	101.2	87.2	100.1
COMBI-LIFT	C4000DIESEL	43.0	4000	400	101.2	.	100.1
PATRIA	PFD30TH-THEMMEN	46.3	3000	550	101.3	85.9	100.3
TOYOTA	62-7FDF25	44.0	2500	470	101.3	83.8	100.1
DAEWOO	G30E3	35.0	3000	350	101.3	81.6	99.4
CESAB	SID-KL30.1	36.7	3000	501	101.3	85.9	99.5
HYSTER	H3.50XL	61.5	3500	370	101.3	84.8	101.3
NISSAN	FD02A25Q-CREPA	40.0	2500	475	101.4	88.0	99.8
HYSTER	H4.00XLS6	65.2	4000	430	101.5	85.2	101.5
CESAB	SID-KL25ESRA	36.0	2500	320	101.5	81.2	99.5
KOMATSU	FD25T-1E	48.0	2500	400	101.5	87.4	100.4
FANTUZZI	SF50	52.0	5000	450	101.6	73.6	100.7

LUGLI	405E	62.0	4000	400	101.6	87.2	101.3
TCM	FD30Z5T	36.0	3000	400	101.7	83.2	99.5
NISSAN	FD02A25Q-CREPA	42.5	2500	475	101.7	88.0	100.0
STILL	R70-40	53.0	4000	410	101.7	81.2	100.8
KOMATSU	FD30T1E	43.0	3000	400	102.0	86.4	100.1
PRINS	PFD12SHIFTE R1.2	17.6	1200	220	102.1	87.9	97.0
KOMATSU	FD25T12	44.7	2500	400	102.1	86.6	100.2
YANG	FD25	32.0	2500	400	102.3	89.0	99.0
TOYOTA	4Y	39.0	3000	370	102.3	80.3	99.7
KOMATSU	FD30T12	43.0	3000	400	102.6	86.4	100.1
JUNGHEINRICH	DFG25BK	40.0	2500	470	102.6	87.4	99.8
KOMATSU	FD25T1E1	48.0	2500	370	102.7	88.1	100.4
MANITOU	MSI25D	37.5	2500	470	102.7	84.3	99.6
HYSTER	H4.00XM5D	58.7	4000	425	102.8	85.1	101.1
KOMATSU	FD20T12	44.7	2000	400	102.8	86.5	100.2
PATRIA	PFD25T1	36.0	2500	300	102.9	87.3	99.5
TAILIFT	FD25	44.9	2500	480	102.9	87.1	100.2
YANG	FD25	32.0	2500	450	103.0	89.2	99.0
LUGLI	305E	40.0	3000	400	103.2	88.9	99.8
HYSTER	H3.50XL	61.5	3500	370	103.2	86.0	101.3
J.C.BAMFORD	520-50	50.0	2000	500	103.2	85.2	100.6
TOYOTA	02-7FG40	67.0	4500	430	103.3	89.8	101.6
HYSTER	H50XM	36.0	2500	450	103.4	85.8	99.5
TCM	FHG30N	42.7	3000	435	103.5	84.6	100.0
NISSAN	FD02A25Q	42.5	2500	400	103.5	84.7	100.0
YANG	FD25-3	44.9	2500	300	103.6	86.8	100.2
KOMATSU	FD30T12	43.0	3000	450	103.6	87.2	100.1
LIFTER	FE3X3R	19.5	2000	280	103.6	87.4	97.3
TOYOTA	02-7FD45NIBM	62.0	4500	450	103.7	91.5	101.3
KOMATSU	FG30T12	36.0	3000	440	103.8	85.7	99.5
LINDE	H12D-SERIE354	78.0	12000	375	103.8	79.8	102.1
YANG	FD25-3	44.9	2500	300	103.8	86.7	100.2
KOMATSU	FD25T1E1	48.0	2500	435	103.8	88.4	100.4
MOFFET MOUNTY	M2275	32.7	2275	315	103.8	93.4	99.1
PRINS	PFD18BULLD OG1.8	32.7	1800	300	103.9	90.5	99.1

HYSTER	H2.00XM	42.9	2000	435	103.9	85.1	100.1
MANITOU	M30.4GUNCO	59.3	3000	550	104.0	86.3	101.2
TCM	FD100Z8	82.0	10000	500	104.1	86.6	102.3
SAMSUNG	SF30L	24.0	2900	373	104.1	85.6	98.0
KALMAR	DFQ40-12F	37.0	4000	400	104.1	79.5	99.5
LINDE	H80T02	72.0	8000	565	104.2	84.3	101.9
KALMAR	DCB18EC5	152.0	8000	1300	104.3	77.3	104.5
CESAB	SID-KL30.1	36.7	3000	501	104.3	89.1	99.5
KOMATSU	FD30T1E1	43.0	3000	400	104.5	89.1	100.1
KOMATSU	FG25T1E1	36.0	2500	435	104.6	89.1	99.5
TOYOTA	02-7FD45	62.0	4500	350	104.7	90.7	101.3
KOMATSU	FG30T1E1	36.0	3000	450	104.8	90.1	99.5
SAMSUNG	SF15L	18.0	1400	373	105.4	88.0	97.0
SAMSUNG	SF30D	43.0	3000	400	105.5	86.5	100.1
FANTUZZI	SF50	60.0	5000	500	105.8	78.0	101.2
NISSAN	BGF03A40U	67.6	4500	450	105.9	87.7	101.6
MANITOU	MSI30D	38.5	3000	370	106.0	88.7	99.7
FANTUZZI	SF45U	36.5	4000	650	106.6	79.4	99.5
SAMSUNG	SF25D	38.0	2000	453	106.7	88.7	99.6
TCM	FD100Z8	82.0	10000	500	106.8	89.1	102.3
PRINS	PFD14TERRIE R1.4	23.5	1400	220	107.3	94.0	98.0
KALMAR	DCB18EC5	167.0	8000	1300	108.8	76.8	104.8
CATERPILLAR	TH83	75.0	4000	12500	109.9	80.9	102.0
SAMSUNG	SF40D	54.0	3900	405	111.0	92.8	100.9
SAMSUNG	SF50D	54.0	5000	375	111.3	92.1	100.9

Potencia Sonora de motores eléctricos abiertos y cerrados				
National Electrical Manufacturers Association – NEMA				
Rotación (Rpm)	Tipo de carcasa	Potencia (Hp)	Abierto (dBA)	TEFC (dBA)
3600	143T, 145T	3 a 2	76	87
	182T, 184T	7.5 a 5	80	91
	216T, 215T	15 a 10	82	94
	245T, 256T	25 a 20	84	96
	284T, 286Y	40 a 30	86	98
	324T, 326T	60 a 50	89	100
	364T, 365T	100 a 75	94	101
	404T, 405T	150 a 100	98	102
	444T, 445T	250	101	104
	1800	143T, 145T	0.5 a 2	70
182T, 184T		3 a 5	72	74
216T, 215T		7.5 a 10	76	79
245T, 256T		15 a 20	80	84
284T, 286Y		25 a 30	80	88
324T, 326T		40 a 50	84	92
364T, 365T		60 a 75	86	95
404T, 405T		125 : 100	89	98
444T, 445T		200 : 150	93	102
1200		143T, 145T	0.5 a 1	65
	182T, 184T	1.5 a 2	67	67
	216T, 215T	3 a 5	72	71
	245T, 256T	7.5 a 10	76	75
	284T, 286Y	15 a 20	81	80
	324T, 326T	25 a 30	83	83
	364T, 365T	40 a 50	86	87
	404T, 405T	60 a 75	88	91
	444T, 445T	100 a 125	91	96
	900	143T, 145T	0.5 a ³ / ₄	67
182T, 184T		1 a 1.5	69	69
216T, 215T		2 a 3	70	72
245T, 256T		5 a 7.5	73	76
284T, 286Y		10 a 15	76	80
324T, 326T		20 a 25	79	83
364T, 365T		30 a 40	81	89
404T, 405T		50 a 60	84	89

ANEXO 2-Factores de atenuación

Modelo	D _{geo}	D _{atm}	D _{ground}	D _{screen}	D _{refl}	D _{meteo}
Austria	$-10 \cdot \lg[4p^2]$	$-a_{atm} \cdot r$	$\Delta_{ground,s} + \Delta_{ground,r} + \Delta_{ground,m}$ nota 1	$-10 \cdot \lg\left[\frac{1}{20 \cdot N_v + 3}\right]$	$10 \cdot \lg[1+r]$ nota 2	-
Dinamarca	$-10 \cdot \lg\left[\frac{d}{10}\right]$	-	$-12 \cdot \lg\left[\frac{d}{1 + \frac{d}{10}}\right] + 3 \cdot \lg[h_m] + 7.76$	$-10 \cdot \lg[d_{sb}] - 10 \cdot \lg\left[\left(z + \frac{1}{4(d_{sb} + 1)}\right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{z}{3}}\right] - 7.54$	+3	-
Francia-GdB	$-k \cdot \lg\left[\frac{d}{25}\right]$	-	Monograma	$-15 \cdot \lg\left[\frac{\sqrt{2 \cdot p \cdot N_v}}{\tanh[\sqrt{2 \cdot p \cdot N_v}]}\right] - 5$	-	-
Francia-Mithra	$-10 \cdot \lg[4p^2]$	$-a_{atm} \cdot r$	$-10 \cdot \lg\left[\frac{p_1^2 + p_2^2}{p_1^2 + \Re ^2 p_2^2 + 2 \Re p_1 p_2 \cdot \cos(k\delta r + \phi) \sin \frac{\pi \delta f \delta r}{c} / \frac{\pi \delta f \delta r}{c}}\right]$	$-20 \lg\left[\frac{\sqrt{2 \cdot p \cdot N_v}}{\tanh[\sqrt{2 \cdot p \cdot N_v}]}\right] - 5$	$10 \cdot \lg[1+r]$ nota 2	-
Alemania	$-10 \cdot \lg[2pr^2]$	$-\frac{r}{200}$	$\frac{h_m}{r} \cdot \left(34 + \frac{600}{r}\right) - 4.8$	$-10 \lg[3 + 60 \cdot z \cdot K_w] - \Delta_{ground}$	$10 \cdot \lg[1+r]$ nota 2	-
ISO	$-10 \cdot \lg[4p^2]$	$-a_{atm} \cdot r$	$\Delta_{ground,s} + \Delta_{ground,r} + \Delta_{ground,m}$ nota 1	$-10 \cdot \lg\left[3 + \left(\frac{20}{l}\right) \cdot C_3 \cdot z \cdot K_w\right] + \Delta_{ground}$	$10 \cdot \lg[1+r]$ nota 2	$C_0 \cdot \left(1 - 10 \cdot \frac{h_s + h_r}{r_p}\right)$
Holanda	$-10 \cdot \lg[d]$	$-a_{atm} \cdot r$	$\Delta_{ground,s} + \Delta_{ground,r} + \Delta_{ground,m}$ nota 1	$-C_b \cdot F(N_v) + C_p$ nota 3	$10 \cdot \lg[1+r]$ nota 2	$5 \cdot \left(1 - 10 \cdot \frac{h_s + h_r}{r_p}\right)$
Nórdico	$-10 \cdot \lg[4p^2]$	$-a_{atm} \cdot r$	$\Delta_{ground,s} + \Delta_{ground,r} + \Delta_{ground,m}$ nota 1	$-10 \cdot C_h \cdot \lg\left[\frac{1}{20 \cdot N_v + 3} + \frac{1}{20 \cdot N_r + 3} + \frac{1}{20 \cdot N_t + 3}\right]$	+3	-
Suiza	$-10 \cdot \lg[r]$	$-0.007 \cdot r$	$-\frac{30}{h_m + 1} \cdot \left(1 - e^{-\frac{r}{300}}\right)$	$-9 \cdot \lg[3 + 160 \cdot z]$	-	-
UK-Ashdown	$-10 \cdot \lg\left[\frac{d}{25}\right]$	$-\frac{d}{130}$	$\frac{-d}{130 \cdot h_m}$	$-11 \cdot z^{0.262}$	+1.5	-
UK DpT	$-10 \cdot \lg\left[\frac{d}{25}\right]$	$0.2 - 0.008 \cdot d$	$-0.6 \cdot G \cdot (6 - h_m) \cdot \lg\left[\frac{d}{25}\right]$	$-0.88 + 2.14 \cdot \lg[0.001 + z]$	+2.5	-

Nota 1: Las formulas usadas para las zonas de fuente, camino medio y receptor están basadas en la teoría de Parkin y Scholes.

Nota 2: Reflexión sin existencia de absorción en los obstáculos. Debe ser calculado cuando existe caminos de propagación distintos que el camino directo.

Nota 3: F(N) es función del número de Fresnel, basado en el modelo de Maekawa.

ANEXO 3

Comparación entre las mnediciones tomadas y los niveles predichos mediante el modelo VDI 2571

Comparación de mediciones con predicción								
	Distancia (mts.)	Banda ancha (dBA)	125 Hz.	250 Hz.	500 Hz.	1kHz.	2kHz.	4kHz
Predicción	2	80,38	80,21	79,47	75,78	73,21	66,99	63,59
	4	74,80	74,63	73,89	70,20	67,63	61,41	58,01
	8	69,42	69,25	68,51	64,82	62,25	56,03	52,63
	16	64,14	63,97	63,23	59,54	56,97	50,75	47,35
	32	58,68	58,51	57,77	54,08	51,51	45,29	41,89
	64	53,00	52,83	52,09	48,40	45,83	39,61	36,21
Medición	2	67,84	78,17	71,17	63,67	56,64	55,11	53,76
	4	65,28	74,29	67,59	62,52	54,86	53,12	50,98
	8	63,41	72,50	67,44	57,48	52,72	50,51	47,71
	16	71,08	69,85	64,23	71,08	65,87	59,94	49,20
	32	55,62	66,34	59,40	48,58	43,64	41,53	39,51
	64	52,19	61,91	52,37	45,39	46,04	42,00	39,71

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **CYRIL M. HARRIS**(1999). *Manual de medidas acústicas y control de ruido*. Editorial McGraw-Hill.
- [2] **COLLADOS, E.** (2001). *Antecedentes para la elaboración de propuesta de normativa para la regulación de la contaminación acústica generada por carreteras y autopistas*. Ambiente Consultores Ltda.
- [3] **MARZZANO R. ANTONIO**. Curso: “*Acústica Ambiental y Urbana*”. (SESMA). Encuentro Chileno de acústica 2001.
- [4] **Comisión Nacional del Medio Ambiente CONAMA**. **Taller de acústica ambiental** (1997). *Talleres de entrenamiento para manejo de contaminación ambiental*. LABELIN.
- [5] **KINSLER, L.** (1995). “*Fundamentos de Acústica*”. Editorial Limusa, 592 pp.
- [6] **BIES, D. A. & HANSEN, C. H.** (1988). “*Engineering Noise Control*”, Unwin Hyman. 409 pp.
- [7] **BERANEK, L. L. y L. ISTVAN.** (1992). “*Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Application*”. John Wiley & Sons. Inc.
- [8] **Booklets B&K** (2000). “*Acústica Ambiental*”.
http://www.bksv.com/bksv/?Mlval=bk_search_advance&preview=true
- [9] **MACHIMBARRENA, MARÍA.** (2000). “*Iniciación a la Intensimetría Acústica: Aplicaciones en el ámbito de la ingeniería y a arquitectura*”. Universidad de Valladolid.
- [10] **ETHERINGTON, J.** (1998). Curso on-line: “*Orígenes del ruido producido por maquinarias*”.
<http://www.safetyline.wa.gov.au/institute/level2/course18/lecture58/index.asp>
- [11] **CROCKER, J. M.** (1998). “*Handbook of Acoustics*”, A Wiley Interscience Publication, 1477 pag., Bruce R.D. and Moritz C.T. “*Sound Power Level Predictions for Industrial Machinery*”
- [12] **GERGES N.Y. S.** (1998). “*Ruido, fundamentos y control*” . Edeme industria gráfica e comunicação S.A. 555 pp.
- [13] **ARENAS, J.** (1996). “*Estudio sobre la difracción y atenuación introducida por las barreras acústicas*”. Tesis de Magister en Física. Facultad de Ciencias, Universidad Austral de Chile, Valdivia, 1996.

- [14] **SoundPLAN**, software designers & Consulting engineers for Noise control, Air pollution and Environmental protection, <http://www.soundplan.com/>
- [15] **GIMÉNEZ DE PAZ, J. y OSORIO, R.**, (1999). “*Pantallas Acústicas, fundamentos y su aplicación a un caso real*”. Decibel Sudamérica. Argentina.
- [16] **ARENAS, J.** (1997). “*Control de ruido en edificios*”. Facultad de Ciencias de la Ingeniería, UACH.
- [17] Apuntes del curso “*Control de ruido en Edificios*”. Semestre II/2000.
- [18] **SHARP, R.** (1978). “*Prediction methods for sound transmission of building elements*”. Noise control engineering review, vol.11, 553-563.
- [19] **TONIN R.** “*Modelling and predicting environmental noise*”. Renzo Tonin & Associates Pty Ltd Pty Ltd. www.rtagroup.com.au
- [20] **Verein Deutscher Ingenieure**, “*Schallstrahlung von Industriebauten*” (Sound Radiation from Industrial Buildings). Report No. VDI 2571, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1976.
- [21] **SOMMERHOFF, J.** (1989). *Acústica de Locales*. Facultad de Ciencias de la Ingeniería. UACH

Referencias

- ⁱ “Attenuation of sound during propagation outdoors” 1ª parte. Calculation of the absorption of sound by the atmosphere. ISO/DIS9613-1, International Organization for Standardization.
- ⁱⁱ Möser M. “Improvement of sound barriers using headpieces with acoustic impedance”
- ⁱⁱⁱ M. A. Price, K. y N.M. Heap. “Atenuación sonora producida por arboledas: mediciones y modelos”.
- ^{iv} “Attenuation of sound during propagation outdoors” 2ª parte. A general method of calculation. ISO/DP 9613-2, International Organization for Standardization.
- ^v British Standard Institution “Noise Control on construction an open sites”, Part 1, Code of practice for basic information and procedures for noise control. (1984).
- ^{vi} “Description and measurement of environmental noise, Basic quantities and procedures”, ISO 1996-1,1982. “Acquisition of data pertinent to land use”, ISO 1996-2,1987. “Application to noise limits”, ISO 1996-3, 1987.
- ^{vii} American National Standards Institute, “Method for the Calculation of the Absorption of Sound by the Atmosphere” . ANSI S1.26-1978. Acoustical Society of America.
- ^{viii} Verein Deutscher Ingenieure, “Schallausbreitung im Freien” (Outdoor Sound Propagation). Report No. VDI 2714, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf,1988.
- ^{ix} Verein Deutscher Ingenieure, “Schallschutz durch Abschirmung im Freien” (Noise Control by means of shielding Outdoors), Report No. VDI 2720, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf,1987.
- ^x “The propagation of noise from petroleum and petrochemical complexes to neighboring communities – Phase 1” AT 674. Final report issued to Stichting CONCAWE.
- ^{xi} Piercy, T. Embleton and L. Sutherland. “Review of Noise Propagation in the Atmosphere”, JASA 61(6), p.1403, 1977.
- ^{xii} “Scale Model Studies of the Effects of Wind on Acoustics Barrier Performance”, R. DeJong and E.Stusnick. Noise Control Eng. 6 (3). p101,1976.
- ^{xiii} R. Tonin. “Estimating Noise Levels from Petrochemical Plants, Mines and Industrial Complexes”. Acoustics Australia 13 (2), p.59-67.1985.
- ^{xiv} Verein Deutscher Ingenieure, “Schallastrahlung von Industriebauten” (Sound Radiation from Industrial Buildings). Report No. VDI 2571, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf,1976.

^{xv} Índice publicado en la Norma Alemana DIN 52210.

^{xvi} Índice de número único, calculado a partir de las pérdidas de transmisión del sonido en 16 bandas de tercio de octava (125 Hz – 4 kHz), basado en el ajuste de una curva de referencia con las siguientes condiciones: ningún valor individual de pérdida por transmisión está más de 8 dB por debajo de la curva de referencia y la suma de las discrepancias negativas no puede superar 32.

^{xvii} Anexo B, punto B 2.3.1. del modelo alemán VDI 2571, (Anhang B).

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a todos y cada uno de los profesores del Instituto de Acústica, éste es el resultado del gran apoyo que me brindaron. Quisiera agradecer en especial a mi profesor, amigo y colega de ahora en adelante, Dr. Jose Luis Barros; por todas y cada una de las enseñanzas que me entregó durante el desarrollo de la tesis.

Todos ellos han hecho que me lleve a mi país un lindo recuerdo de Chile, los más sinceros agradecimientos.

Por otro lado, quisiera agradecer a mi gran familia, los que siempre estuvieron presentes cuando los necesité a pesar de encontrarse a muchos kilómetros de distancia. Mami, Papi, hermanos, abuela Hortensia; muchísimas gracias, son la mejor familia del mundo.

Quiero por último agradecer a la mujer que llena mi corazón y que me ha acompañado en cada instante; bebita, gracias por todo, espero que esto sirva para poder plasmar todos nuestros sueños en un pronto futuro.