

MANUAL PRÁCTICO DE VENTILACIÓN

Catálogo Técnico

CON LA COLABORACIÓN DE



2ª edición



SALVADOR ESCODA S.A.

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
LOS VENTILADORES	
CURVA CARACTERÍSTICA	2-4
CLASIFICACIÓN DE VENTILADORES	5-8
LEYES DE LOS VENTILADORES	9-12
ACOPLAMIENTO DE VENTILADORES	13-16
EFFECTO DE INSTALACIÓN: VENTILADOR Y COMPUERTA	17-20
LAS VIBRACIONES I	21-24
LAS VIBRACIONES II	25-28
CONCEPTOS VENTILACIÓN	
LA VENTILACIÓN	29-32
LA VENTILACIÓN CENTRALIZADA	33-36
CAMPANAS DE EXTRACCIÓN	37-40
DIFUSIÓN DE AIRE EN LOCALES	41-44
VENTILACIÓN DE ATMÓSFERAS EXPLOSIVAS I	45-48
VENTILACIÓN DE ATMÓSFERAS EXPLOSIVAS II	49-52
MECÁNICA DE FLUIDOS	
CIRCULACIÓN DE AIRE POR CONDUCTOS I	53-56
CIRCULACIÓN DE AIRE POR CONDUCTOS II	57-60
CIRCULACIÓN DE AIRE POR CONDUCTOS III	61-64
MOVIMIENTO DEL AIRE: LA VELOCIDAD	65-68
EL AIRE	
CALIDAD DE AIRE	69-72
EL EFECTO INVERNADERO	73-76
ACÚSTICA	
LOS DECIBELIOS	77-80
EL RUIDO. Transmisión I	81-84
EL RUIDO. Transmisión II	85-88
HUMEDAD	
EL AGUA. LA SICROMETRÍA	89-92
VENTILACIÓN DE LOCALES HÚMEDOS	93-96
CASOS DE APLICACIÓN	
VENTILACIÓN DE COCINAS DOMÉSTICAS E INDUSTRIALES	97-100
VENTILACIÓN DE APARCAMIENTOS DE VEHÍCULOS	101-104
VENTILACIÓN DE GRANJAS INDUSTRIALES I	105-108
VENTILACIÓN DE GRANJAS INDUSTRIALES II	109-112
PRESURIZACIÓN DE LOCALES	113-116
DEPURACIÓN DEL AIRE. Filtros I	117-120
DEPURACIÓN DEL AIRE. Filtros II	121-124
REFRIGERACIÓN Y HUMIDIFICACIÓN POR EVAPORACIÓN	125-128
LA CLIMATIZACIÓN DE INVERNADEROS	129-132
AHORRO DE ENERGÍA DE CALEFACCIÓN EN GRANDES LOCALES. Uso de Ventiladores de Techo	133-136

LOS VENTILADORES

CURVA CARACTERÍSTICA

El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato para transferir la potencia al aire que mueve.

El ventilador se hace funcionar a un régimen de giro constante, tomando valores de diferentes caudales movidos, según sea la pérdida de carga que debe vencerse.

La curva característica de un ventilador se obtiene dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores caudal-presión, obtenidos mediante ensayo en un laboratorio.

Para entender mejor el concepto de curva característica pondremos el siguiente ejemplo

Supongamos un ventilador tubular trabajando según indica la posición a) de la figura 1. Al medir el caudal de aire que proporciona, encontramos $Q_1 = 10.000 \text{ m}^3/\text{hora}$.

Si repetimos el ensayo empalmando un conducto de 10 m por el lado de admisión (posición b) y medimos de nuevo el caudal, nos encontramos con que ha bajado a $Q_2 = 8.000 \text{ m}^3/\text{hora}$.

En otro ensayo, acoplamos un tubo de 50 m de longitud (posición c), y comprobamos que el caudal ha descendido a $Q_3 = 5.000 \text{ m}^3/\text{hora}$.

Las experiencias anteriores nos demuestran que no es suficiente conocer el caudal que es capaz de suministrar un ventilador a descarga libre (posición a), esto es, sin obstrucciones, para poder catalogarlo. Es necesario conocer qué caudales irá proporcionando según sean las distintas pérdidas de carga que deba vencer.

En la figura 2 tenemos representada una curva característica de un ventilador.

Observemos en primer lugar en la figura curvas diferentes. Cada una de ellas representa un valor distinto y su lectura se hace en las diferentes escalas que están a la izquierda de la figura.

PÉRDIDA DE CAUDAL CON LA LONGITUD

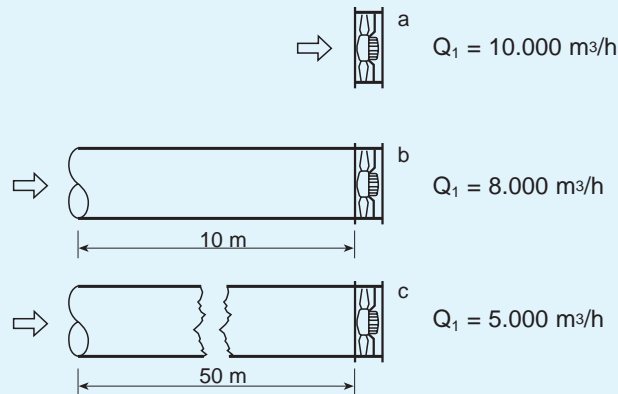


Fig. 1

CURVA CARACTERÍSTICA DE UN VENTILADOR

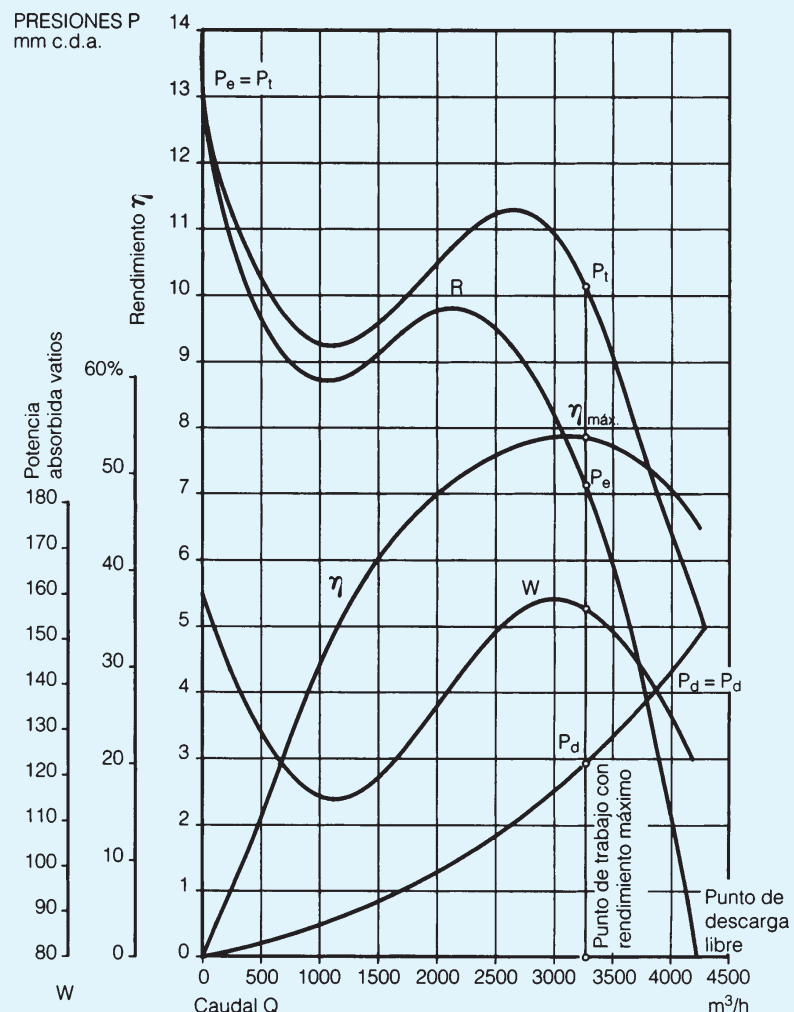


Fig. 2

Tres están relacionadas con la presión que da el ventilador para distintos caudales (son las denominadas P_t , P_e , P_d).

P_e : es la Presión Estática

P_d : es la Presión Dinámica (debido a la velocidad)

P_t : es la Presión Total

Cumpléndose en todo momento

$$P_t = P_e + P_d$$

Obsérvese que a descarga libre, es decir cuando la Presión Estática (P_e) es nula, el ventilador da el máximo caudal que puede mover; en este punto la Presión Total es igual a la Dinámica ($P_t = P_d$).

Asimismo, cuando el ventilador está obturado, es decir que da el mínimo caudal, la Presión Dinámica (P_d) es nula; en este punto, la Presión Total

es igual a la Estática ($P_t = P_e$).

Otra curva que podemos ver en el gráfico es: la curva de potencia absorbida (W), que leeremos en la escala vertical situada más a la izquierda (en vatios). Esta curva nos da la potencia que consume el motor que acciona el ventilador, y podemos ver que presenta un máximo (en la figura corresponde al punto de caudal 3.000 m³/h).

También tenemos representada la curva de rendimiento (η), que se lee en % en la escala vertical intermedia, se puede ver que el rendimiento del ventilador depende del caudal que está moviendo.

El conjunto de estas curvas recibe el nombre de **característica de un ventilador**.

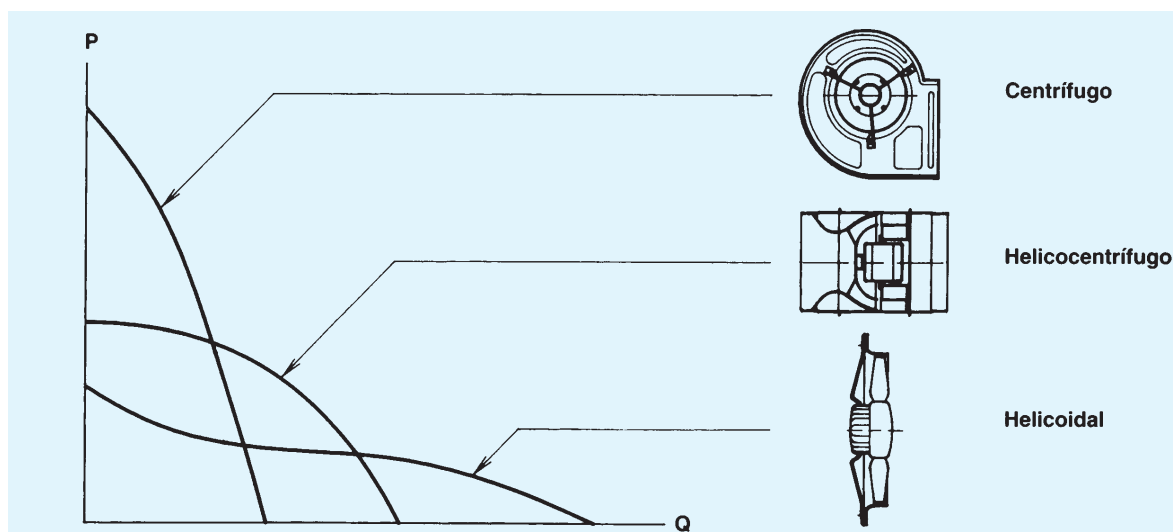
La característica de un ventilador es la mejor referencia del mismo, ya que siempre nos indicará su comporta-

miento según sea el caudal y la presión que esté dando.

En los catálogos comerciales, suele darse solamente una curva, que es la de mayor importancia la de Presión Estática (P_e). Los servicios técnicos suministran más información si se les solicita.

El punto ideal de funcionamiento del ventilador, aquél para el que ha sido diseñado, es el correspondiente al máximo rendimiento. Cuanto más cerca de este punto trabaje el ventilador, más económico será su funcionamiento.

El punto R de la figura 1 se conoce como punto de desprendimientos, y la zona a la izquierda de éste es de funcionamiento inestable. Debe, por tanto, escogerse el ventilador de manera que el punto de trabajo esté a la derecha de R; de esta manera se evita la inestabilidad de funcionamiento.



Observemos la figura 3 en que se han representado las curvas características de los tipos fundamentales de ventilación, para poder comprender mejor su comportamiento.

Los tres ventiladores que se comparan tienen el mismo diámetro de rodete.

Podemos ver que, a igualdad de caudal impulsado (Q), los ventiladores centrífugos dan más presión que los helicentrífugos, y éstos a su vez más que los helicoidales.

También se observa que, los centrí-

fugos mueven caudales menores que los helicocentrífugos, y éstos menos que los helicoidales.

Por tanto, puede aceptarse que los ventiladores más adecuados cuando los caudales sean grandes y las presiones que deban vencer sean pequeñas son los helicoidales. Este tipo de ventilador tiene además la ventaja de la facilidad de instalación.

Los ventiladores indicados para mover caudales pequeños pero a elevada presión son los centrífugos; finalmente, un caso intermedio es el de los ventiladores helicocentrífugos.

PUNTO DE TRABAJO

La curva característica del ventilador depende únicamente del ventilador, y solamente puede variar si el ventilador funciona a una velocidad de rotación distinta.

Puede aceptarse en principio que la curva característica es totalmente independiente del sistema de conductos al que se acople.

Sin embargo, hay que considerar que un ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y comunicándoles distintas presiones, de tal forma que todos los puntos posibles de funcionamiento se hallen representados sobre la curva (P_e), Fig. 2.

Para saber exactamente en qué condiciones funcionará el ventilador, debemos conocer la curva resistente de la instalación, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella.

Podemos encontrar de forma fácil el punto de trabajo de un ventilador simplemente superponiendo las curvas características del ventilador y resistente del conducto según se indica en la figura 4.

Se puede comprobar que la pérdida de carga de una conducción varía proporcionalmente con el cuadrado del caudal según la fórmula

$$P_2 = P_1 \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2$$

por lo que, para encontrar la característica resistente y una vez hallada la pérdida de carga inicial (P_1) a un determinado caudal (Q_1), bastará con suponer un segundo caudal (Q_2), para hallar un segundo punto de la característica resistente (P_2). Si fuese necesario se podrían suponer más caudales con los que se hallarían, siempre para la misma instalación, nuevos puntos de pérdida de carga. Uniendo todos los puntos encontrados se representará la característica resistente de la instalación estudiada.

La intersección entre la curva del ventilador y la característica resistente de la instalación nos dará el punto de trabajo.

EJEMPLO

Supongamos que en una conducción circula un caudal de aire de 6.000 m³/h, originando una pérdida de carga de 3,5 mm c.d.a.

La pérdida de carga que provocará un caudal de 8.000 m³/h la encontraremos mediante la siguiente expresión:

$$P_2 = 3,5 \cdot \left[\frac{8000}{6000} \right]^2$$

$$P = 1,342 \times 3,5 = 6,2 \text{ mm c.d.a.}$$

Si el caudal lo suponemos de 4.000 m³/h la pérdida de carga será:

$$P_2 = 3,5 \cdot \left[\frac{4000}{6000} \right]^2$$

$$P = 0,6692 \times 3,5 = 1,55 \text{ mm c.d.a.}$$

Llevando todo este conjunto de valores sobre unos ejes de coordenadas obtendremos la característica del sistema tal como se muestra en la figura 4.

De todo lo dicho hasta ahora pueden sacarse dos conclusiones importantes:

1° Para cualquier proyectista, instalador o diseñador es indispensable que en el catálogo de ventiladores que esté consultando estén reflejadas las curvas características correspondientes a los ventiladores.

2° Estas curvas características deben estar garantizadas por el fabricante y dar referencia expresa de la normalización que se ha utilizado para lograrlas.

Para determinar la curva característica de los ventiladores es necesario disponer de un laboratorio conveniente debidamente equipado, contar con unos técnicos analistas muy preparados y dedicar la atención y tiempo preciso para determinarlas, cuestión ésta delicada y muy laboriosa.

Es preciso también verificar los ensayos según una normalización determinada y tenerla en cuenta para comparar dos aparatos entre sí ya que es de esperar una discrepancia de resultados, a veces notable, si no se ha utilizado la misma normalización para efectuarlos e incluso la misma disposición de ensayo dentro de la misma norma.

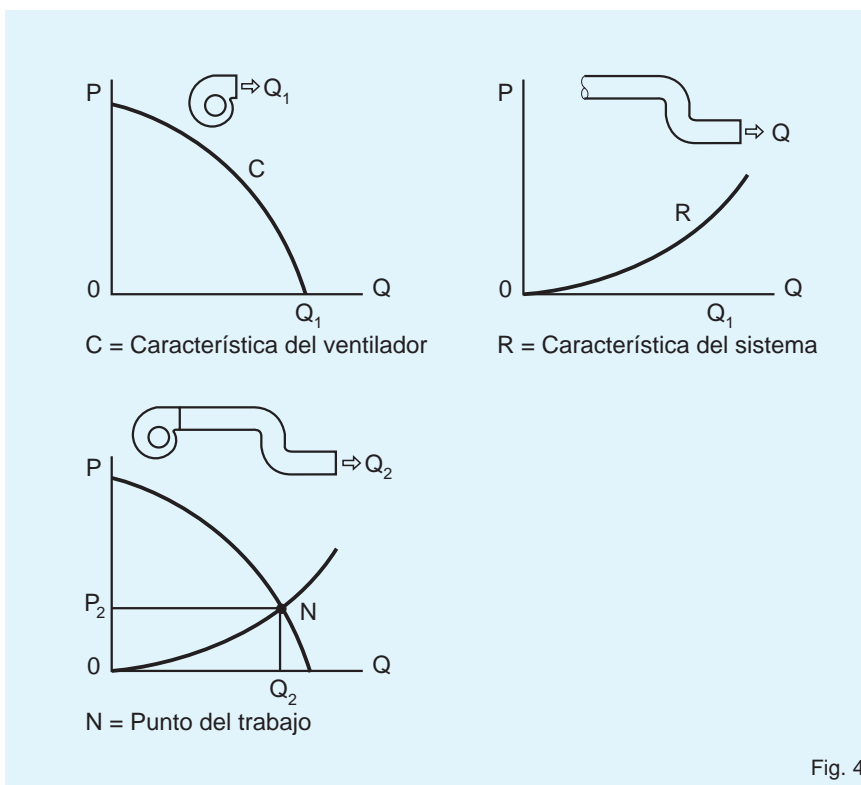


Fig. 4

LOS VENTILADORES

CLASIFICACIÓN DE VENTILADORES



¿Qué es un Ventilador?

Un ventilador es una máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento. Podemos definirlo como una turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria con la que mantener un flujo continuo de aire.

Dentro de una clasificación general de máquinas, como muestra el cuadro al pie, encontramos a los ventiladores como turbomáquinas hidráulicas, tipo generador, para gases.

Un ventilador consta en esencia de un motor de accionamiento, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos:

arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad, etc. y un propulsor giratorio en contacto con el aire, al que le transmite energía.

Este propulsor adopta la forma de rodete con álabes, en el caso del tipo centrífugo, o de una hélice con palas de silueta y en número diverso, en el caso de los axiales.

El conjunto, o por lo menos el rodete o la hélice, van envueltos por una caja con paredes de cierre en forma de espiral para los centrífugos y por un marco plano o una envoltura tubular en los axiales. La envoltura tubular puede llevar una reja radial de álabes fijos a la entrada o salida

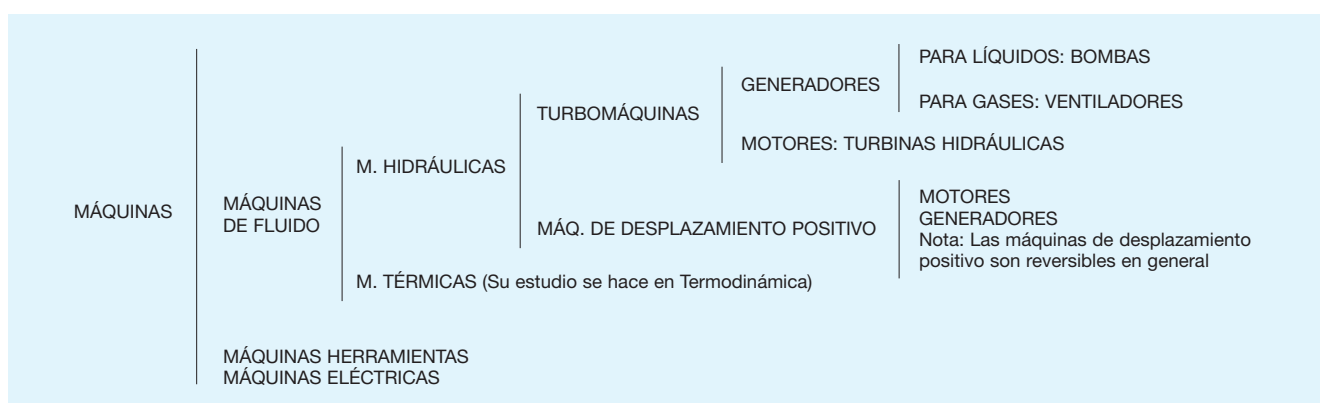
de la hélice, llamada directriz, que guía el aire, para aumentar la presión y el rendimiento del aparato.

En el tipo helicocentrífugo y en el transversal, el elemento impulsor del aire adopta una forma cercana al de los rodetes centrífugos.

CIRCULACIÓN DEL AIRE

El aire circula por un conducto gracias a la diferencia de presión que existe entre sus extremos.

Para diferencias de nivel de hasta 100 m, velocidades inferiores a 50 m/s (caso que puede considerarse al aire como incompresible) y régimen estacionario,



las presiones obedecen al siguiente teorema:

Teorema de Bernouilli

La expresión analítica del mismo dice: La suma de la presión estática, la dinámica y la debida a la altura, es constante para todos los puntos de un filete de fluido.

Presiones

Si el conducto es horizontal, o la diferencia es inferior a 100 metros, la presión por diferencia de altura es cero.

La presión estática P_e actúa en todos sentidos dentro del conducto. Se manifiesta en el mismo sentido y en el contrario de la corriente.

La presión dinámica P_d actúa en el sentido de la velocidad del aire.

La presión total P_t es constante en todos los puntos del filete de fluido considerado y su expresión es:

$$P_t = P_e + P_d$$

Caudal

Es la cantidad de aire que circula por el conducto. Su expresión es:

$$Q = v \cdot S \text{ (m}^3/\text{h)}$$

En la figura 1 se ha representado un tramo de conducto horizontal de aire (considerado sin pérdidas, para simplificar), recorrido por el caudal Q (m³/h), con la velocidad v (m/s) y de Sección S (m²). Una Sonda de Presión estática P_e y un Tubo de Prandtl nos da la Presión Dinámica. Las fórmulas de relación de todos estos parámetros se indican en la misma figura.

Curva Característica

Es la representación gráfica de todos los estados caudal-presión de qué es capaz un ventilador. Nos remitimos a la Hoja Técnica VENTILADORES 1 : CURVA CARACTERÍSTICA, en donde se trató monográficamente el tema.

Su representación en la figura 2 muestra una Curva Característica típica con expresión de las tres presiones mencionadas. Para cualquier ordenada en la gráfica, se cumple:

$$P_t = P_d + P_e$$

Tipo de Curva Característica

Según sea el ventilador, su curva característica adopta una u otra forma primando el concepto de caudal sobre el de presión o viceversa.

CAUDAL, VELOCIDAD Y PRESIONES

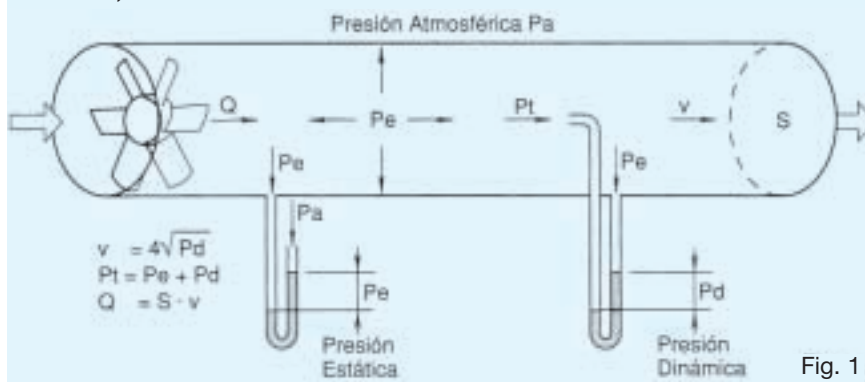


Fig. 1

CURVA CARACTERÍSTICA

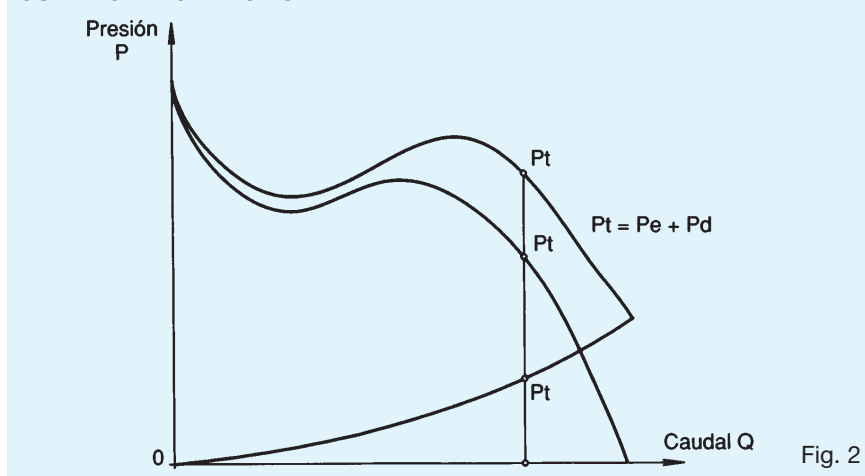


Fig. 2

En los ventiladores helicoidales, axiales, en comparación con el caudal de que son capaces, sus posibilidades de presión son discretas. Los ventiladores centrífugos, en general, son capaces de presiones altas con caudales más bien bajos y los ventiladores helicocentrífugos participan de ambas posibilidades de caudal y presión, si bien no en la medida que a específica de los otros.

CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores han venido clasificándose de muy diferentes maneras y no es extraño que un mismo aparato puede aceptar dos, tres o más denominaciones. Es bastante común adoptar la designación atendiendo a alguna de sus características adaptadas al caso que se está tratando.

Aquí vamos a ofrecer la siguiente:

1. Atendiendo a su FUNCIÓN

1.1 Ventiladores con Envolvente, que suele ser tubular. A su vez pueden ser:

Impulsores: Entrada libre, salida entubada.

Extractores: Entrada entubada, descarga libre.

Impulsores-Extractores: Entrada y salida entubadas Fig. 4

1.2 Ventiladores Murales.

Conocidos también como simplemente Extractores, tienen la función de trasladar aire entre dos espacios separados por un muro o pared, Fig. 5.

1.3 Ventiladores de Chorro.

Aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas. Fig. 6.

2. Atendiendo a la trayectoria del aire.

2.1 Ventiladores Centrífugos.

En estos aparatos la trayectoria del aire sigue una dirección axial a la entrada y paralela a un plano radial a la salida. Entrada y salida están en ángulo recto.

El rodete de estos aparatos está compuesto de álabes que pueden ser hacia ADELANTE (fig. 7a), RADIALES (7b) o ATRÁS (7c).

2.2 Ventiladores Axiales.

La entrada de aire al aparato y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales.

Los ventiladores descritos en 1.1, 1.2 y 1.3 pueden ser, también, axiales.

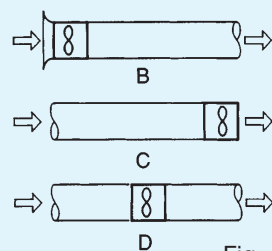


Fig. 4

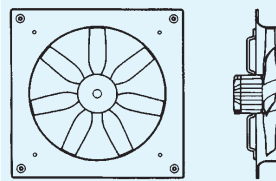


Fig. 5

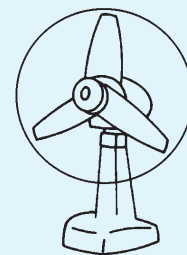


Fig. 6

2.3 Ventiladores Transversales

La trayectoria del aire en el rodete de estos ventiladores es normal al eje tanto a la entrada como a la salida, cruzando el cuerpo del mismo. Fig. 8.

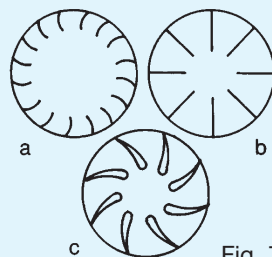


Fig. 7

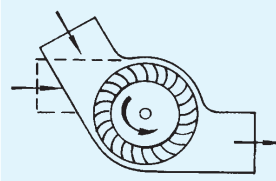


Fig. 8

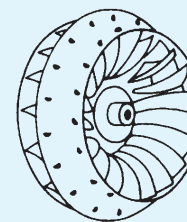


Fig. 9

2.4 Ventiladores Helicocentrífugos

Son aparatos intermedios a los 2.1. y 2.2.: El aire entra como en los axiales y sale igual que en los centrífugos. Fig.9.

3. Atendiendo a la presión

Se llaman así a los que no alcanzan los 70 Pascales. Suelen ser centrífugos y por autonomía se designan así los utilizados en climatizadores. Fig. 10.

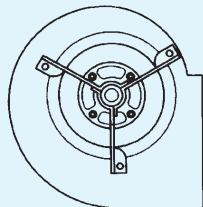


Fig. 10

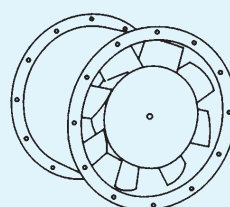


Fig. 11

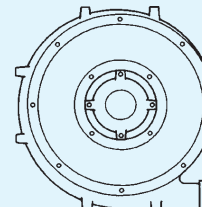


Fig. 12

3.2 Mediana Presión.

Si la presión está entre los 70 y 3.000 Pascales. Pueden ser centrífugos o axiales.

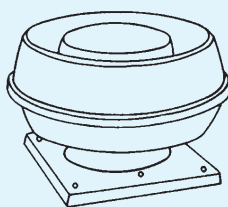


Fig. 13

3.3 Alta Presión

Quando la presión está por encima de los 3.000 Pascales. Suelen ser centrífugos con rodets estrechos y de gran diámetro.
Fig. 12.

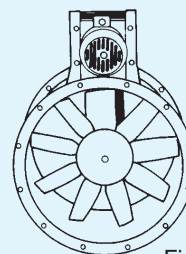


Fig. 14

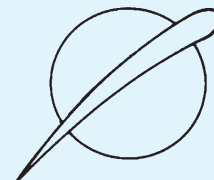
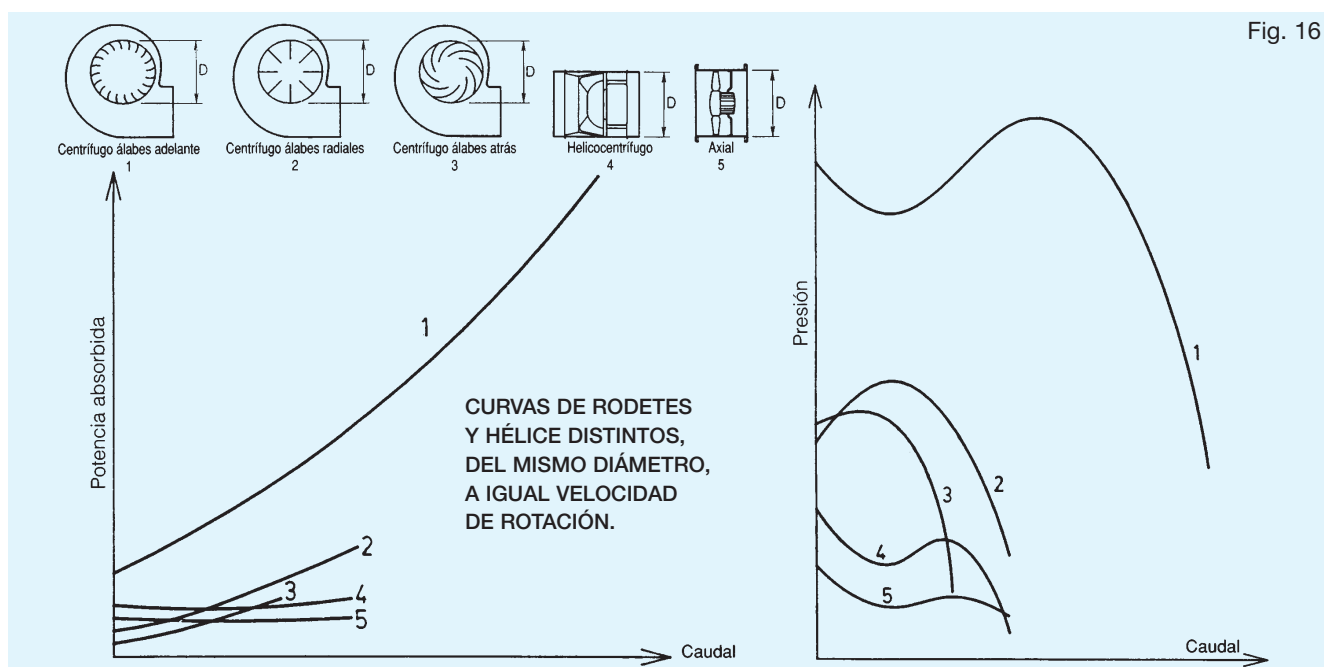


Fig. 15



4. Atendiendo a las condiciones de funcionamiento.

4.1 Ventiladores Estandar

Son los aparatos que vehiculan aire sin cargas importantes de contaminantes, humedad, polvo, partículas agresivas y temperaturas máximas de 40° si el motor está en la corriente de aire.

4.2 Ventiladores Especiales

Son los diseñados para tratar el aire caliente, corrosivo, húmedo etc. o bien para ser instalados en el tejado (Fig. 13) o dedicados al transporte neumático.

5. Atendiendo al sistema de accionamiento

5.1 Accionamiento Directo

Cuando el motor eléctrico tiene el eje común, o por prolongación, con el del rodete o hélice del ventilador.

5.2 Accionamiento por Transmisión

Como es el caso de transmisión por correas y poleas para separar el motor de la corriente del aire (por caliente, explosivo, etc.). Fig. 14.

6. Atendiendo al Control de las Prestaciones.

Es el caso de ventiladores de velocidad variable por el uso de reguladores eléctricos, de compuertas de admisión o descarga, modificación del caudal por inclinación variable de los álabes de las hélices, etc. Fig. 15.

ZONA DE FUNCIONAMIENTO

Según sea el ventilador, tipo y tamaño, existe una zona de su curva característica en la que es recomendable su uso. Fuera de ella pueden producirse fenómenos que hacen aumentar desproporcionadamente el consumo hundiéndose el rendimiento, provocando un aumento intolerable del ruido e incluso produciendo flujos intermitentes de aire en sentido inverso.

En los catálogos de ventiladores vienen indicadas las zonas de la curva característica

Recomendadas de uso o, simplemente, solo se publica el tramo de curva en el que es aceptable su funcionamiento. En general la mencionada zona abarca la superficie sombreada que se indica en la fig. 17 para una familia de curvas de un aparato a varias velocidades.

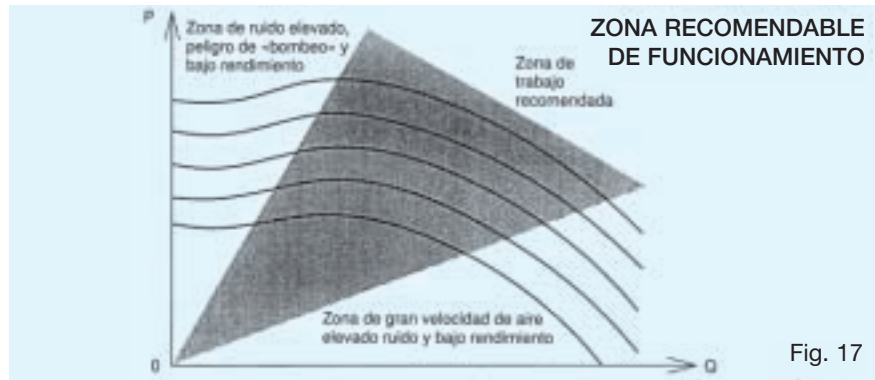


Fig. 17

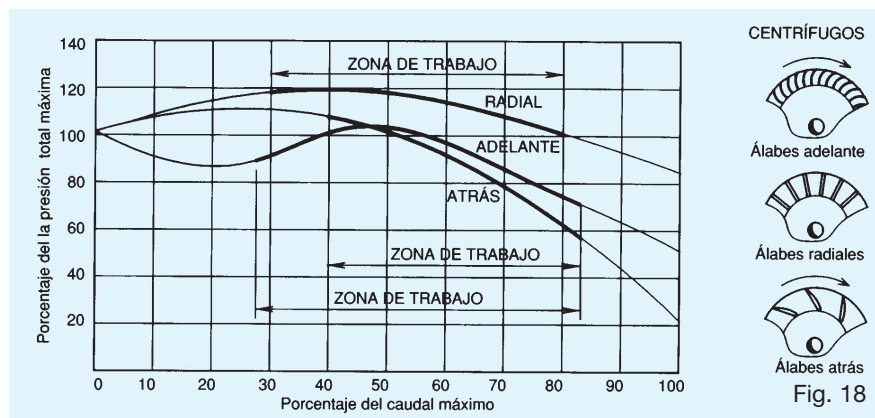


Fig. 18

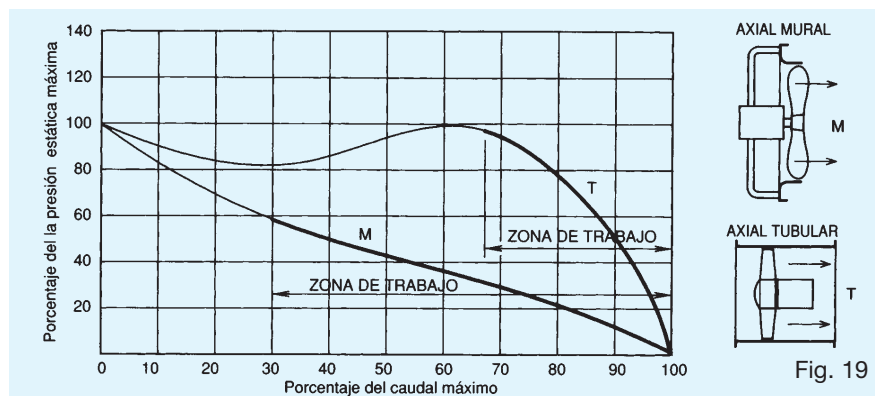


Fig. 19

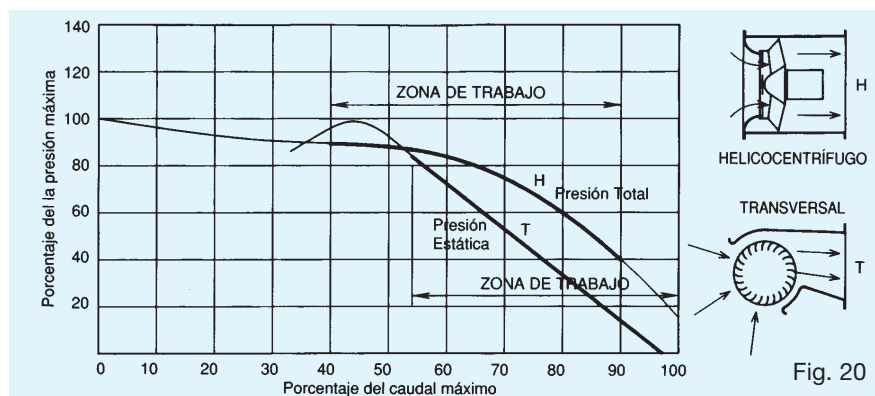


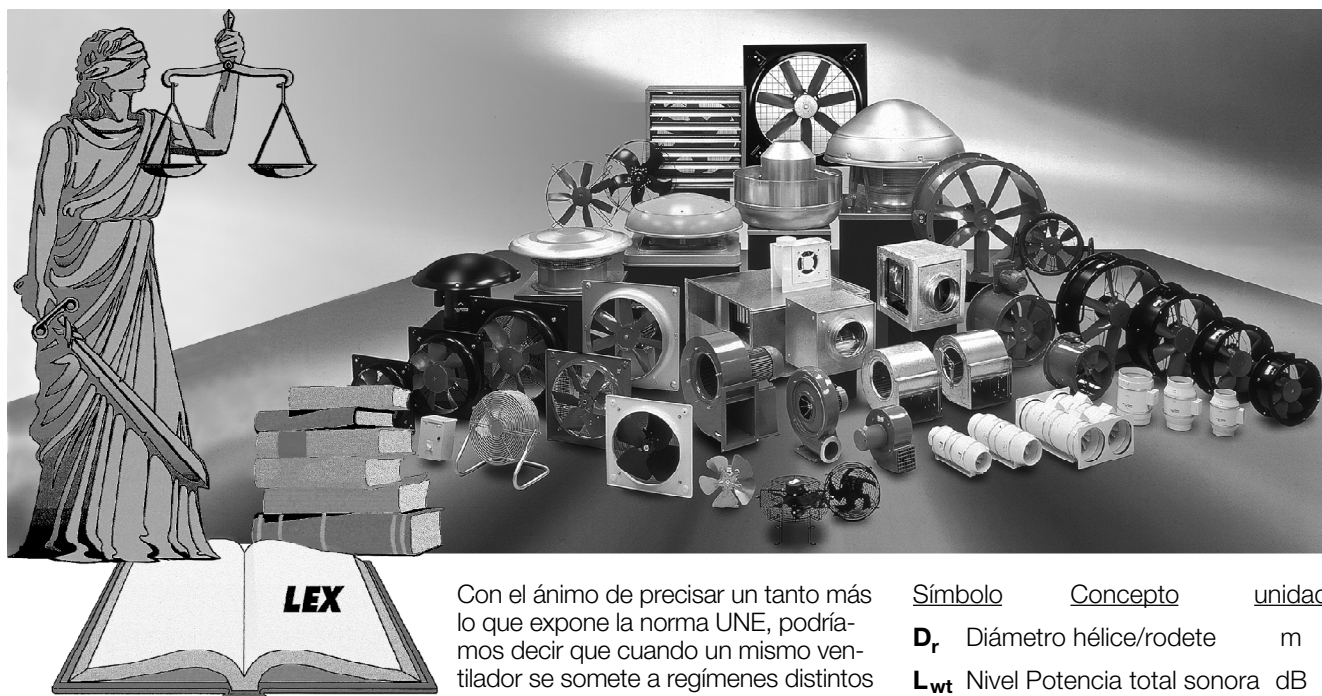
Fig. 20

Las gráficas de la figura 18 son las de ventiladores centrífugos con rodetes Adelante, Radiales y Atrás con indicación de la zona normal de trabajo y en porcentajes de caudal y presión.

Las de la fig. 19 representan ventiladores axiales, impulsor uno y tubular el otro, de mediana presión, con las

mismas indicaciones descritas para los aparatos anteriores.

Las de la fig. 20 corresponden a rodetes helicocentrífugos y transversales con la misma forma de expresar su capacidad de presión y caudal en porcentaje del total y con las zonas normales de trabajo.

LOS VENTILADORES**LEYES DE LOS VENTILADORES**

En la norma UNE 100-230-95, que trata de este tema, encontramos lo siguiente:

«Si un ventilador debe funcionar en condiciones diferentes de las ensayadas, no es práctico ni económico efectuar nuevos ensayos para determinar sus prestaciones.

Mediante el uso de un conjunto de ecuaciones designado con el nombre de LEYES DE LOS VENTILADORES es posible determinar, con buena precisión, las nuevas prestaciones a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas.

Al mismo tiempo, estas leyes permiten determinar las prestaciones de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes a partir de las características del ventilador ensayado.

Las leyes de los ventiladores están indicadas, bajo forma de relación de magnitudes, en ecuaciones que se basan en la teoría de la mecánica de fluidos y su exactitud es suficiente para la mayoría de las aplicaciones, siempre que el diferencial de presión sea inferior a 3 kPa, «por encima del cual se debe tener en cuenta la compresibilidad del gas».

Con el ánimo de precisar un tanto más lo que expone la norma UNE, podríamos decir que cuando un mismo ventilador se somete a regímenes distintos de marcha o bien se varían las condiciones del fluido que trasiega, pueden calcularse por anticipado los resultados que se obtendrán a partir de los conocidos, por medio de unas leyes o relaciones sencillas que también son de aplicación cuando se trata de una serie de ventiladores homólogos, esto es, de dimensiones y características semejantes que se mantienen al variar el tamaño al pasar de unos de ellos a cualquier otro de su misma familia.

Estas leyes se basan en el hecho que dos ventiladores de una serie homóloga tienen homólogas sus curvas características y para puntos de trabajo semejantes tienen el mismo rendimiento, manteniéndose entonces interrelacionadas todas las razones de las demás variables.

Las variables que comprenden a un ventilador son la velocidad de rotación, el diámetro de la hélice o rodete, las presiones total, estática y dinámica, el caudal, la densidad del gas, la potencia absorbida, el rendimiento y el nivel sonoro.

Las normas internacionales ISO, 5801-96 (E) y WD 13348-1998, a estas variables les asignan los siguientes símbolos y unidades, que aquí usaremos para ilustrar las definiciones y aplicaciones.

<u>Símbolo</u>	<u>Concepto</u>	<u>unidad</u>
D_r	Diámetro hélice/rodete	m
L_{wt}	Nivel Potencia total sonora	dB
n	Velocidad rotacional	s ⁻¹
P_r	Potencia mecánica suministrada al ventilador	W
p_f	Presión del ventilador	Pa
q_v	Caudal de entrada	m ³ s ⁻¹
ρ	Densidad	kg m ⁻³

Además debe tenerse en cuenta, antes de aplicar las leyes de los ventiladores que los valores conocidos lo sean de un aparato de la misma familia trabajando en las mismas condiciones bajo las cuales queremos determinar los nuevos valores y que las condiciones del ventilador considerado sean todas proporcionales a las correspondientes del tomado como punto de partida y cuyos valores reales de ensayo se conozcan. También es necesario que la velocidad del fluido dentro del ventilador sea proporcional de uno a otro y para lo cual debe comprobarse que la razón entre la velocidad periférica de dos puntos de un rodete sea la misma que la de entre la de dos puntos semejantes del otro rodete.

A medida que se vayan exponiendo las leyes que rigen para las variaciones de los ventiladores, se desarrollarán ejemplos de aplicación para mejor facilitar su comprensión.

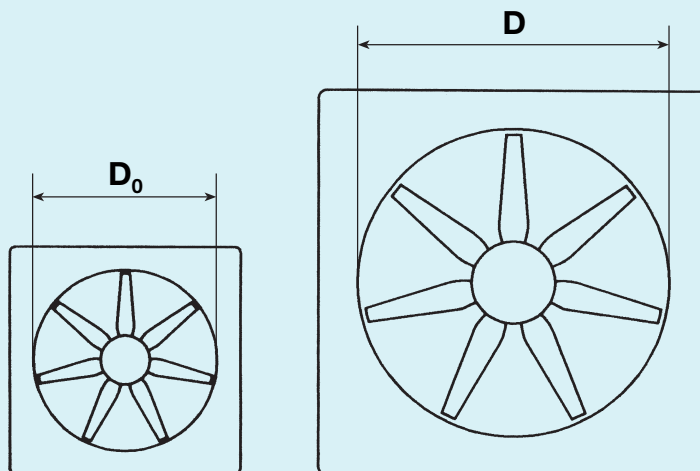
VARIACIÓN DEL DIÁMETRO

$$\text{Caudal } q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3$$

$$\text{Presión } p_F = p_{F0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2$$

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}}$$



El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

EJEMPLO DE APLICACIÓN

Las fórmulas para el cambio de diámetro deben usarse con precaución ya que solo son válidas si los ventiladores que relacionan son rigurosamente semejantes. En la práctica siempre hay desviaciones de semejanza, que no se aprecian ostensiblemente y más cuando se trata de aparatos de la misma familia.

Supongamos un ventilador de 450 mm de diámetro del que

conocemos da 5.000 m³/h a 12 mm c.d.a. con un nivel sonoro de 65 db (A) y que absorbe de la red 480 W. ¿Qué caudal, presión, ruido y potencia sonora tendrá otro aparato semejante de 630 mm Ø?

La aplicación de las ecuaciones del cuadro anterior resuelven el problema:

El ventilador de 630 mm Ø tendrá:

$$\begin{aligned} \text{Caudal } q_v &= 5.000 \left(\frac{630}{450} \right)^3 \\ &= 13.720 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Presión } p &= 22 \left(\frac{630}{450} \right)^2 = \\ &= 43 \text{ mm c.d.a.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia absorbida} &= 480 \left(\frac{630}{450} \right)^5 = \\ &= 2.582 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nivel sonoro } L_{wt} &= 65 + 70 \log \frac{630}{450} = \\ &= 75 \text{ dB (A)} \end{aligned}$$

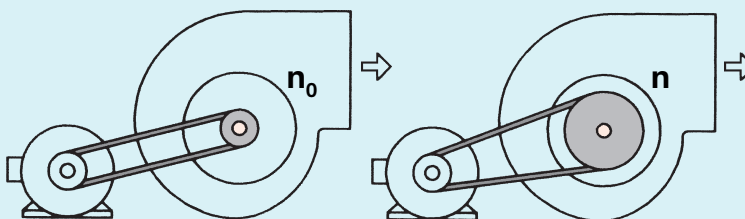
VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD

$$\text{Caudal } q_v = q_{v0} \frac{n}{n_0}$$

$$\text{Presión } p_F = p_{F0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \frac{n}{n_0}$$



El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

EJEMPLO DE APLICACIÓN

Sea un ventilador que, girando a 1.400 rev/min, dé un caudal de 15.000 m³/h a una presión de 22 mm c.d.a. instalado en un sistema determinado. La potencia absorbida y la potencia sonora sean respectivamente 1.500 W y 88 dB (A).

Se pregunta, ¿Qué presión y caudal daría girando a 2.000 rev/min? ¿Cuánto consumiría entonces? Y el ruido, ¿qué valor alcanzaría?

$$\text{Caudal } q_v = 1.500 \frac{2.000}{1.400} = 2.143 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Presión } p_F = 22 \left(\frac{2.000}{1.400} \right)^2 = 44,9 \text{ mm c.d.a.}$$

$$\text{Potencia } P_r = 1.500 \left(\frac{2.000}{1.400} \right)^3 = 4.373 \text{ W}$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = 88 + 50 \log \frac{2.000}{1.400} = 95,7 \text{ dB (A)}$$

Con estas mismas fórmulas se puede resolver un problema muy común en la práctica.

Supongamos que después de haber hecho una instalación con un ventilador determinado comprobamos que rinde un caudal de 2.300 m³/h en vez de los 3.000 que exigía el pliego de condiciones.

Si actualmente el ventilador gira a 800 rev/min se nos plantean las siguientes preguntas: ¿A qué velocidad deberá girar el aparato para cumplir las especificaciones? ¿En qué proporción aumentará la potencia absorbida por el motor? ¿Cuánto aumentará el ruido?.

Despejando «n» de la fórmula del caudal, tendremos:

$$n = n \frac{q_v}{q_{v0}} = 800 \frac{3.000}{2.300} = 1.043 \text{ rev/min}$$

O sea, que si podemos aumentar la velocidad del ventilador hasta las 1.043 rev/min se obtendrán los 3.000 m³/h deseados.

Pero la potencia consumida será mucho mayor, ya que:

$$\frac{P_r}{P_{r0}} = \left(\frac{1.043}{800} \right)^3 = 2,22$$

vendrá multiplicada por 2,22 lo que traerá consigo cambiar el motor.

El ruido aumentará en:

$$L_{wt} - L_{wt0} = 50 \log \frac{1.043}{800} = 5,8 \text{ db(A)}$$

lo que, según los casos, puede ser preocupante.

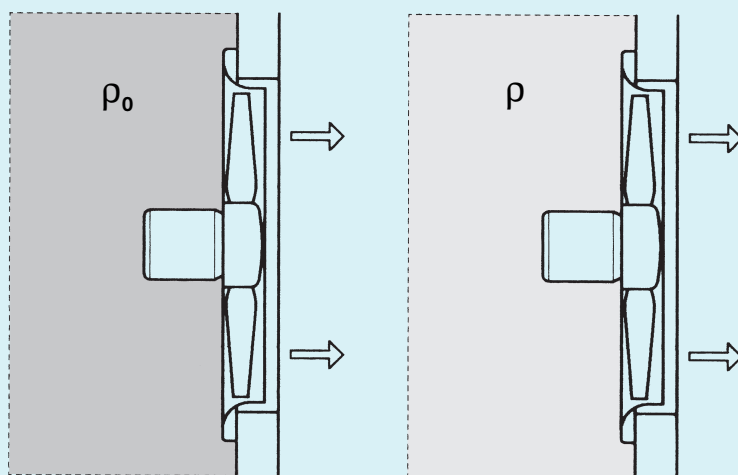
VARIACIÓN DE LA DENSIDAD

Caudal $q_v = q_{v0}$

Presión $p_F = p_{F0} \frac{\rho}{\rho_0}$

Potencia $P_r = P_{r0} \frac{\rho}{\rho_0}$

Nivel Potencia sonora $L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}$



El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

EJEMPLO DE APLICACIÓN

Las curvas características de los ventiladores que figuran en el catálogo están dadas a condiciones normales de presión atmosférica, temperatura y humedad. Ello significa que se refiere a un aire normal estándar con una densidad de 1,2 kg/m³.

En muchas ocasiones los aparatos trabajan en condiciones distintas de las normales, como es el caso de un ventilador dentro de una cámara de

congelación con un aire de una densidad mucho mayor de la normal. O bien un ventilador instalado en México DC en donde la presión atmosférica es mucho menor y por la circunstancia de la altitud moverá un aire de densidad inferior a la normal.

Sea por ejemplo un ventilador que a condiciones normales da 5.000 m³/h, 22 mm c.d.a. de presión, que gasta 480 W y tiene un nivel de potencia sonora de 65 db (A).

¿Qué rendirá este ventilador dentro de una cámara frigorífica a -35 °C?

Debemos calcular primero la densidad

$$\rho (273 - 35) = 1,2 (273+20) = 1,48 \text{ kg/m}^3$$

lo que se traduce en que la densidad es inversamente proporcional a las temperaturas absolutas.

Aplicando ahora las fórmulas del cuadro correspondiente, tendremos:

$$q = 5.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p = 20 \frac{1,48}{1,2} = 27,1 \text{ mm c.d.a.}$$

$$P = 480 \frac{1,48}{1,2} = 592 \text{ W}$$

$$L = 65 + 20 \log \frac{1,48}{1,2} = 66,8 \text{ dB}$$

Hay que observar que aunque el aumento de presión puede parecer

ventajoso en algunos casos, la característica resistente del sistema aumenta en la misma proporción por lo que desaparece la ventaja del aumento de presión.

Y que en cuanto a la potencia, sí que debe tenerse en cuenta el aumento experimentado, aunque en el caso concreto de aumento de densidad por disminución de temperatura el motor no se recalientará en exceso por

disfrutar de una mayor refrigeración, si es que la realiza con el aire frío. De todas formas es aconsejable controlar el gasto del motor.

Las fórmulas de los cuadros anteriores pueden resumirse en los dos a continuación, que nos permiten calcular el caudal, la presión, la potencia y el ruido de un ventilador variando varios parámetros a la vez.

VARIACIÓN DE VARIOS PARÁMETROS

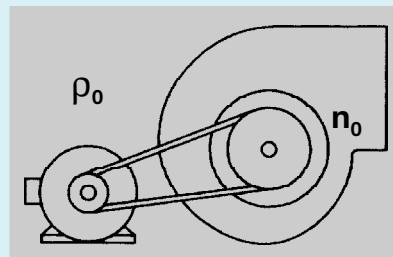
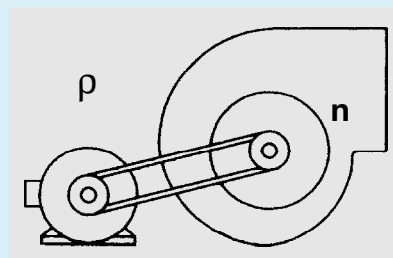
$$q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3 \frac{n}{n_0}$$

$$p = p_0 \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \frac{\rho}{\rho_0}$$

$$P = P_0 \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \frac{\rho}{\rho_0}$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}} + 50 \log \frac{n}{n_0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.



Todas estas fórmulas hasta ahora resuelven el problema directo, en efecto variando magnitudes independientes como son el diámetro, la velocidad y la densidad, nos permiten hallar el resultado aerodinámico y acústico consecuencia de tales

variaciones es decir encontramos el caudal, presión y nivel sonoro.

Pero algunas veces es práctico poder resolver el problema inverso, como por ejemplo:

¿Qué diámetro deberá tener un ventilador para conseguir tal caudal y tal presión?.

¿A qué velocidad deberá girar el aparato?.

Las fórmulas del cuadro siguiente resuelven algunos de estos casos inversos si bien cabe mencionar que proceden de las anteriores, sin más que despejar las magnitudes que se requieren calcular.

VARIACIÓN DE VARIAS PRESTACIONES

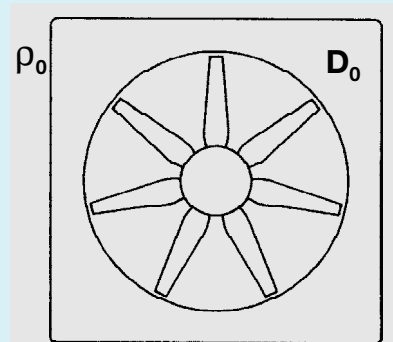
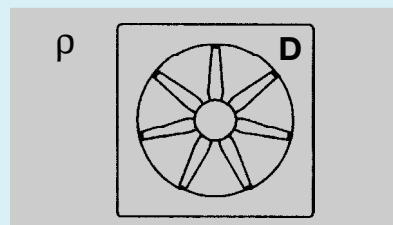
$$D = D_0 \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^{1/2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{1/4}$$

$$n = n_0 \left(\frac{Q_0}{Q} \right)^{1/2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{3/4} \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{3/4}$$

$$P = P_0 \frac{Q}{Q_0} \frac{p}{p_0}$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 10 \log \frac{Q}{Q_0} + 20 \log \frac{p}{p_0}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.



LOS VENTILADORES

ACOPLAMIENTO DE VENTILADORES

En instalaciones importantes de ventilación, cuando es necesario disponer de caudales o presiones con grandes variaciones, puede resultar conveniente de dotarlas de aparatos acoplados de forma que trabajando en conjunto o bien separados proporcionen la prestación exigida en cada momento. Si las variaciones necesarias son discretas puede bastar un único aparato con un sistema de regulación pero cuando sean precisas unas prestaciones doble o triple o más de la simple, hay que recurrir a un sistema de acoplamiento.

Con este trabajo pretendemos mostrar de forma indicativa cómo varían las prestaciones del sistema según sea el acoplamiento. Los aparatos de ventilación pueden instalarse en **Serie**, en **Paralelo** o bien de forma **Mixta**.

ACOPLAMIENTO EN SERIE

Este sistema consiste en conectar los ventiladores uno a continuación del otro, Fig.1. O bien dentro de un mismo conducto en el que se mantenga la misma dirección del flujo del aire, Fig. 2.

En general y más cuando se trate de ventiladores centrífugos de forma que la descarga de uno es conducida a la entrada del otro, la curva característica de la presión resultante del acoplamiento es aproximadamente doble, como la representada en la gráfica de la fig. 3.

Estudiando más detenidamente el asunto y suponiendo que los dos aparatos sean iguales y que sus curvas representativas de sus presiones estática y total sean las de la fig. 4, la presión resultante para el conjunto se obtiene sumando las ordenadas de la presión estática del primer ventilador a las de presión total del segundo: $P_E = P_e + P_t$. En todo momento el caudal de conjunto será el que daría un solo ventilador correspondiente a la presión dinámica $P_d = P_t - P_e$ con presión estática P_E .

En el punto M, o sea en el que los ventiladores de trabajar solos, individualmente darían el caudal

VENTILADORES AXIALES ACOPLADOS EN SERIE

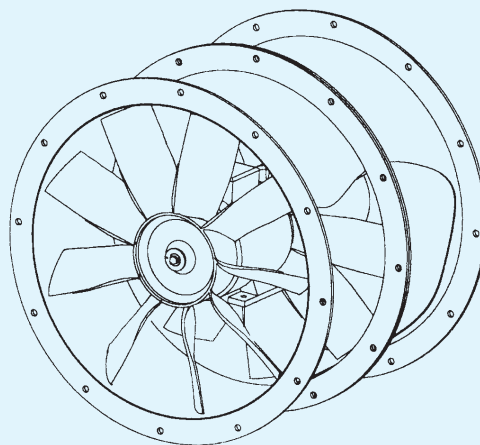


Fig. 1

VENTILADORES CENTRÍFUGOS ACOPLADOS EN SERIE

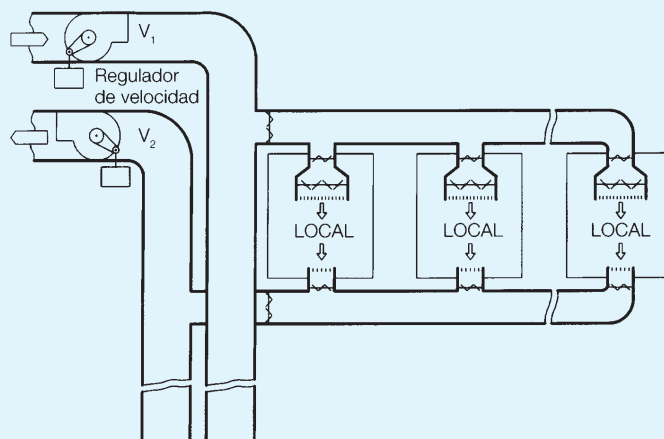


Fig. 2

CURVA CARACTERÍSTICA RESULTANTE DE VENTILADORES ACOPLADOS EN SERIE

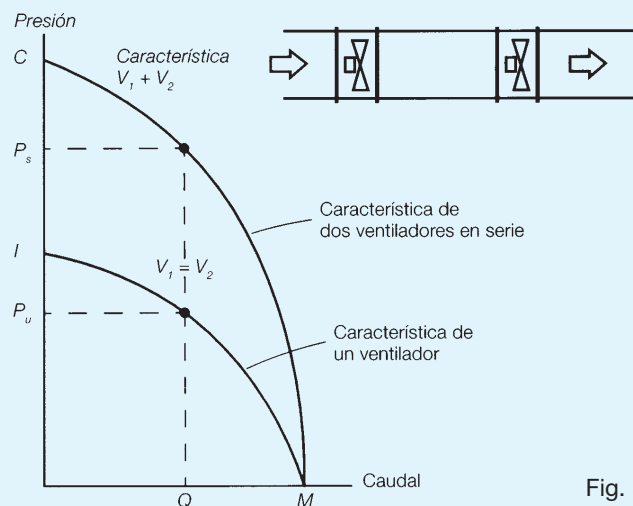


Fig. 3

máximo, en descarga libre con presión estática cero, $P = 0$, resulta que el conjunto formado por los dos aparatos en serie es capaz aún de una presión estática de ordenada MN pudiendo llegar a alcanzar el caudal de abscisa R, cuando $P_E = 0$. Este sobrecaudal MR, que en estas condiciones podrían llegar a dar los aparatos, puede comprometer la seguridad de los motores por la sobrecarga que les representa.

En el caso de características diferentes la resultante se obtiene de forma parecida a antes, en donde P_e correspondiente a la presión estática del primer ventilador y P_t a la presión total del segundo, P_E es la suma de ambas presiones y corresponde a la presión estática del conjunto.

Tanto en un caso como en el otro debe cuidarse que el punto de trabajo del acoplamiento esté por encima del punto N de la característica, tal como el A del sistema 1, Fig. 4 pues en caso de un sistema como el 2 con un punto de presión y caudal inferiores al que se lograría con el ventilador V2 trabajando solo.

Mucho más difícil es determinar a priori la característica resultante cuando los ventiladores acoplados son axiales y cuyas hélices están físicamente próximas como es el caso de estar montadas dentro de la misma carcasa, Fig. 1. Solo con ensayos de laboratorio pueden obtenerse las curvas correspondientes.

A la descarga de un ventilador axial el aire tiene movimiento helicoidal perdiéndose parte de la energía de que es capaz. Si conectamos dos ventiladores en serie con el mismo sentido de giro los efectos del movimiento helicoidal de uno vendrá incrementado por el giro del otro lográndose un insignificante aumento de presión a un coste doble, Fig. 5.

Una directriz fija a la descarga del primer ventilador antes del segundo elimina el flujo rotacional y hace que el resultado se acerque al teórico.

Un sistema eficaz es hacer que el segundo ventilador gire en sentido contrario que el primero. La disposición se llama "a contrarrotación" con lo que se logran presiones de hasta tres veces la de un solo ventilador. Con este sistema no hacen falta directrices y el segundo ventilador recibe el aire en dirección opuesta a la rotación con lo que aumenta la velocidad relativa de rotación y un incremento notable de presión, Fig. 6.

FORMACIÓN DE LA CARACTERÍSTICA DE VENTILADORES EN SERIE

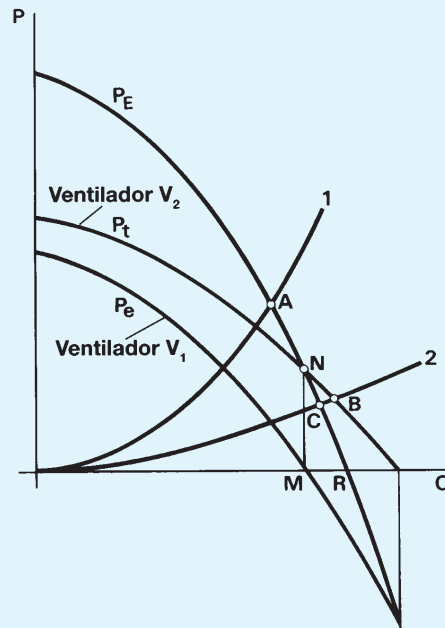


Fig. 4

EL AIRE A LA DESCARGA DE UN VENTILADOR AXIAL TIENE UN SENTIDO ROTACIONAL

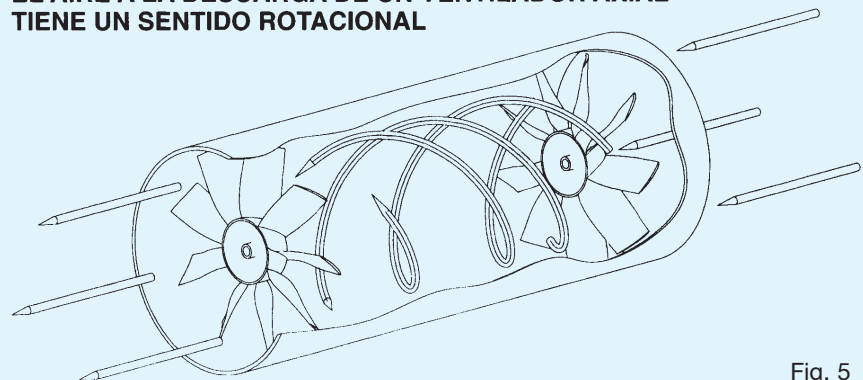


Fig. 5

CARACTERÍSTICAS COMPARADAS

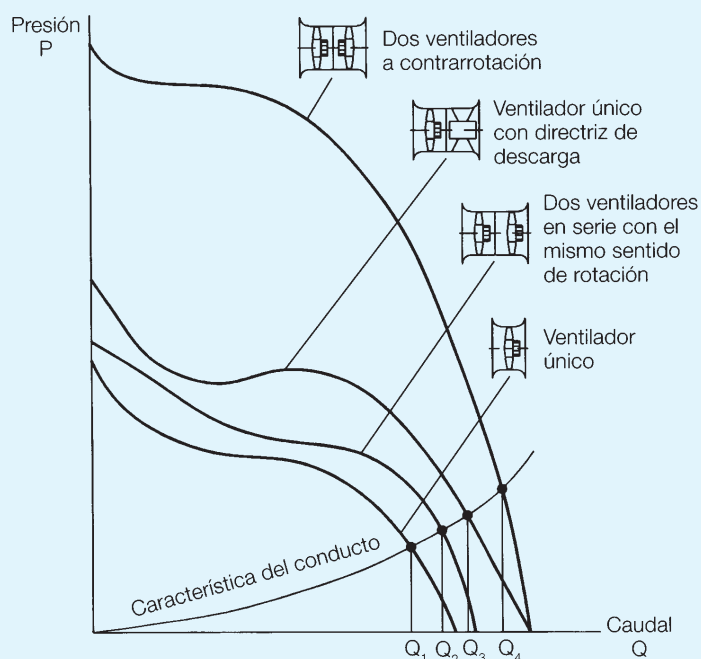
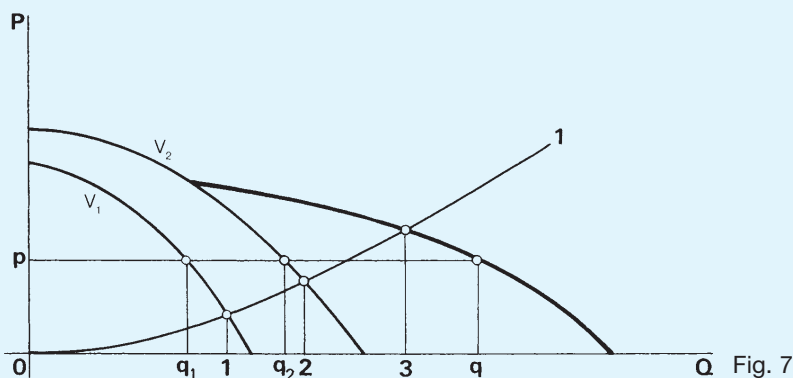


Fig. 6

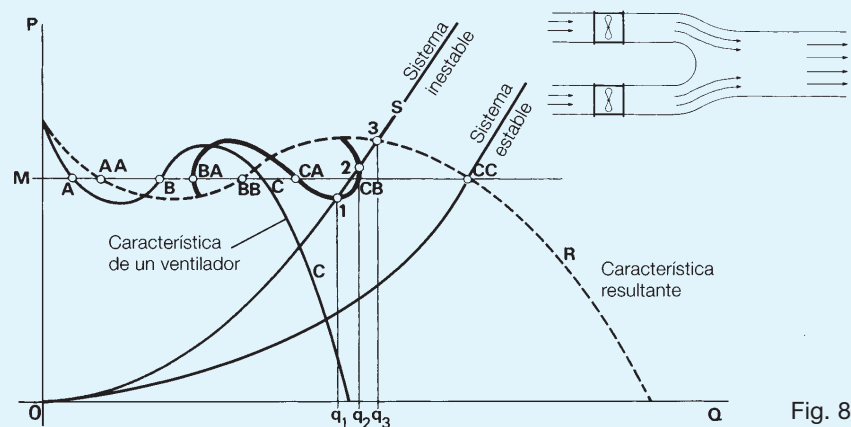
CURVA CARACTERÍSTICA RESULTANTE DE DOS VENTILADORES DESIGUALES EN PARALELO



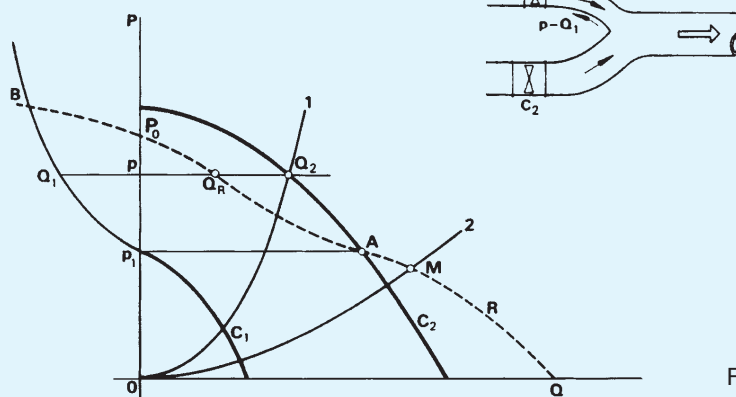
que se conseguirá con cada uno de los ventiladores trabajando solo, ya que la característica del sistema no será una horizontal, sino más bien una curva de segundo grado como la 1 de la misma figura a la que corresponde un caudal 0-3 menor a todas luces que el 0-1 más el 0-2.

Es muy importante estudiar cuidadosamente la forma de la curva característica resultante en función del punto de trabajo a que se obligue la característica del sistema acoplado, ya que puede presentarse un régimen completamente inestable produciéndose una oscilación del caudal. Tal es el caso representado en la fig. 8 en donde la curva C representa la característica de un ventilador del tipo de álabes adelante en rodets centrífugos y la curva R la resultante de dos aparatos en paralelo de esta característica, y que se halla sumando las abscisas del modo descrito antes, o sea, para una abscisa de ordenada OM, por ejemplo, el punto resultante de los dos MA es AA, de los dos MB es el BB y de los dos MC el CC. Pero también es verdad que puede sumarse una rama descendiente de otro dando puntos como los BA suma del MB+MA, el CA suma de los MC+MA y el CB suma de los MC+MB; uniendo los puntos BA, CA, CB obtendremos un tramo de curva característica, como la señalada de trazo grueso, que es también una expresión posible de la resultante.

CARACTERÍSTICAS DE DOS VENTILADORES IGUALES EN PARALELO



FORMACIÓN DE LA CARACTERÍSTICA DE VENTILADORES DESIGUALES EN PARALELO



Pero el diseño de la hélice segunda debe ser especial tanto en inclinación y número de sus álabes como en el dimensionado del motor de accionamiento. Dos ventiladores de serie, iguales, no pueden acoplarse directamente a contrarrotación.

ACOPLAMIENTO EN PARALELO

Dos o más ventiladores se acoplan en paralelo cuando aspiran del mismo lugar y descargan hacia el mismo sentido en la canalización, uniendo allí sus caudales.

La curva característica resultante de las de los aparatos acoplados se halla sumado los caudales correspondientes a cada presión, esto es, para cada ordenada (presión) la abscisa del caudal resultante q se obtiene de la suma de las abscisas de los caudales de los ventiladores acoplados $q_1 + q_2$ tal como se indica en la gráfica de la fig. 7.

Enseguida se deja ver que el caudal conseguido con dos aparatos en paralelo no es nunca la suma de los

Si consideramos ahora una característica del sistema como la S, cortará a la resultante en tres puntos el 1, 2 y 3 con caudales q_1 , q_2 y q_3 distintos, dando lugar a un punto de trabajo inestable que oscilará entre estos tres valores pasando de uno a otro bombeando el fluido y consumiendo inútilmente una buena porción de energía. En este acoplamiento sólo será aceptable un punto de trabajo que está claramente alejado de la zona de inestabilidad descrita.

Aún resulta más delicada la cuestión cuando los dos ventiladores acoplados en paralelo tienen una característica francamente distinta, ya sea de forma o de magnitud como las C_1 y C_2 de la fig.9. La resultante R del tramo A al Q se obtienen sumando los caudales de ambas para una misma presión, igual como siempre, siendo el único tramo para puntos de trabajo aceptable, como el M, para el que el caudal es superior al conse-

guido con un solo aparato trabajando con el sistema 2. Ahora bien si consideramos el sistema 1 y trabajando solamente el ventilador C_2 tendremos en punto de trabajo Q_2 con la presión O-p y el caudal $p-Q_2$. Si acoplamos ahora el ventilador C_1 , cuya presión máxima de la que es capaz O- p_1 , es netamente inferior a la O-p que está proporcionando el ventilador C_2 se establecerá una corriente de fluido de sentido contrario a la de impulsión del ventilador C_2 , debiendo restar al caudal $p-Q_2$ este $p-Q_1$, para obtener el punto de trabajo QR que resultará con los dos aparatos en marcha, con un caudal $P-Q_R$ inferior al $p-Q_2$ del ventilador C_2 trabajando solo. El tramo de curva característica p_1-B del ventilador C_1 representa los caudales negativos o de contracorriente de este ventilador en función de las presiones superiores a su máxima posible propia. El tramo de curva resultante de A a B se obtiene restando las abscisas de la curva C_1 , tramo p_1-B , de las del tramo AP_0 de la C_2 .

Queda así pues de manifiesto lo perjudicial que resulta un acoplamiento en paralelo cuando la característica del sistema con la que se trabaje oblique a puntos situados en el tramo resultante con presiones superiores a la máxima capaz del menor ventilador.

ACOPLAMIENTO MIXTO

Cuando deban alcanzarse grandes porciones de ventilación entre márgenes muy amplios de variación suele recurrirse a acoplamientos múltiples de varias series de aparatos conectadas en paralelo. Es el caso, por ejemplo, en la ventilación de túneles con circulación de vehículos en donde el tráfico es muy variable alcanzando momentos álgidos y otros semivacíos.

El dibujo de la figura 10 ilustra uno de estos casos, sacados de una instalación real, en la que juegan cuatro unidades de impulsión en paralelo compuestas de dos ventiladores en serie en cada una. Las diferentes combinaciones posibles de funcionamiento proporcionan caudales desde 50.000 m^3/h hasta casi 600.000 m^3/h , en ocho niveles distintos que pueden usarse según sea la polución a controlar o bien para casos de emergencia como en un incendio. La figura 10, las curvas de prestaciones Fig. 11 y la Tabla I correspondiente, explican por sí mismos este caso de acoplamiento mixto de ventiladores.

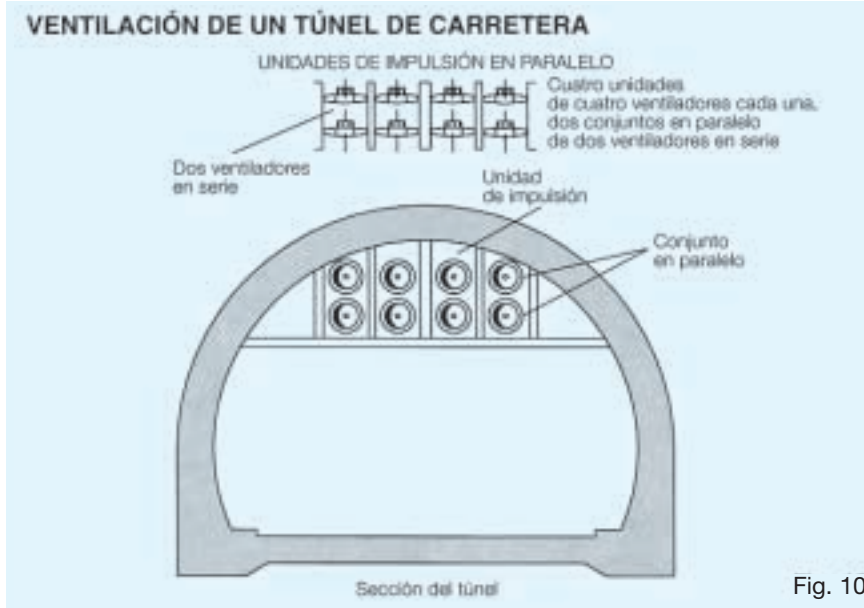


Fig. 10

PUNTOS DE TRABAJO DE VENTILADORES ACOPLADOS

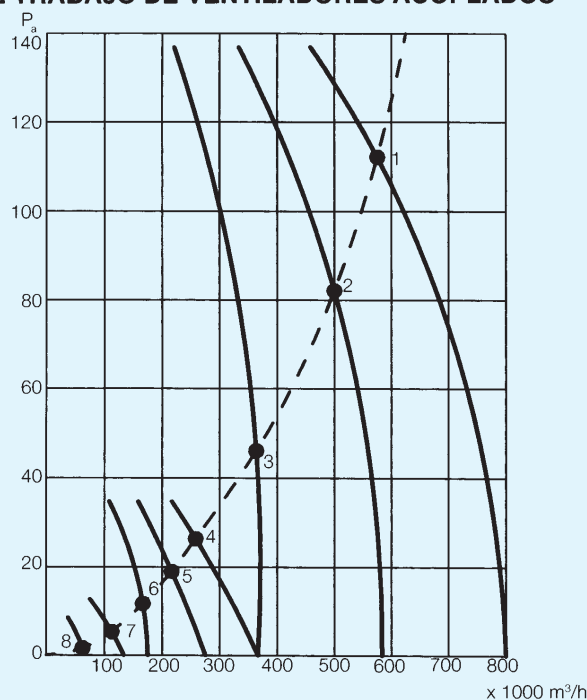


Fig. 11

PRESTACIONES EN FUNCIÓN DE LAS UNIDADES DE IMPULSIÓN EN SERVICIO

Punto de trabajo	Unidades en paralelo	Ventiladores en serie	Velocidad rev/min	Caudal m^3/h	Potencia absorbida Kw	Horas servicio Promedio
1	4	2	975	142	254	E
2	3	2	975	120	178	E
3	2	2	975	91	193	4
4	4	2	485	75	34	10
5	3	2	485	60	24	-
6	2	2	485	45	15	-
7	2	1	485	28	6	4
8	1	1	485	14	4	6

E = Sólo para emergencia.

TABLA I

LOS VENTILADORES

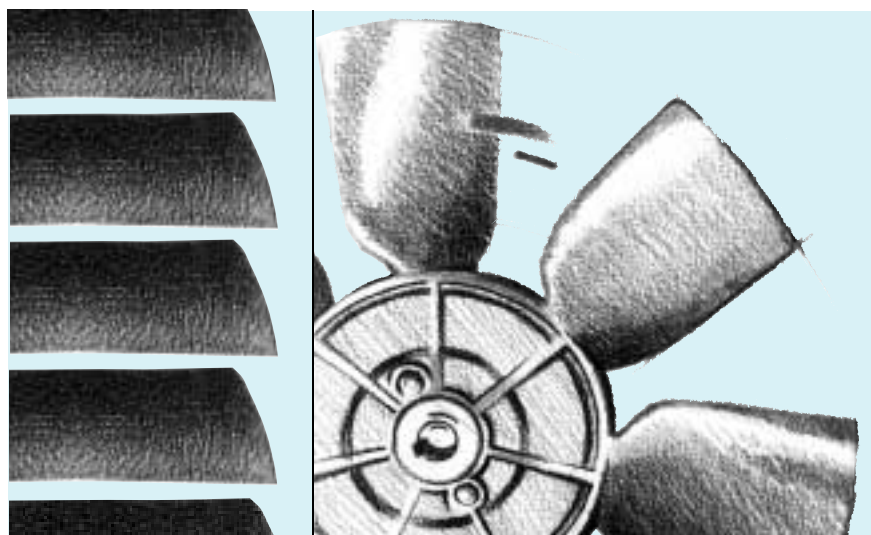
EFFECTOS DE INSTALACION.

Ventilador y Compuerta.

REGULACION DE LOS VENTILADORES

Muchas veces se nos presenta el problema de tener que variar las prestaciones de un ventilador acoplado a una instalación como por ejemplo, porque se ha de adaptar a diferentes regímenes de funcionamiento o bien debido a una modificación de la instalación de las prestaciones iniciales, intercambio de calor sea el caso, se han visto modificadas.

La regulación de las prestaciones de los ventiladores pretende dar respuesta al anterior problema y puede plantearse tanto desde la perspectiva de tener que **aumentarlas** como para **disminuirlas**. Ver Fig. 1.



REGULACION POR DISMINUCION DE PRESTACIONES.

La regulación por disminución de las prestaciones de los ventiladores se efectúa principalmente mediante los siguientes sistemas:

- COMPUERTAS
- REGULACION POR BY-PAS
- REGULACION DE VELOCIDAD
- VARIACION ANGULO ALABES

Escoger uno u otro de estos sistemas dependerá de un conjunto de criterios como son: zona de regulación, ahorro energético, coste de la inversión, ruido, etc.

La Tabla I, da una orientación sobre las zonas de regulación y, dentro de estas, las que son posibles y las recomendadas para cada uno de los sistemas mencionados.

La elección de uno u otro sistema se efectúa teniendo en cuenta la zona de regulación que puede servir satisfactoriamente el consumo energético y el nivel sonoro que ocasionan, así como el coste inicial de la instalación.

Entre los diferentes parámetros a tener en cuenta antes de elegir uno u otro sistema de regulación, un lugar preferente lo ocupan el apartado económico-dividido en gastos de mantenimiento y de instalación- y el nivel sonoro.

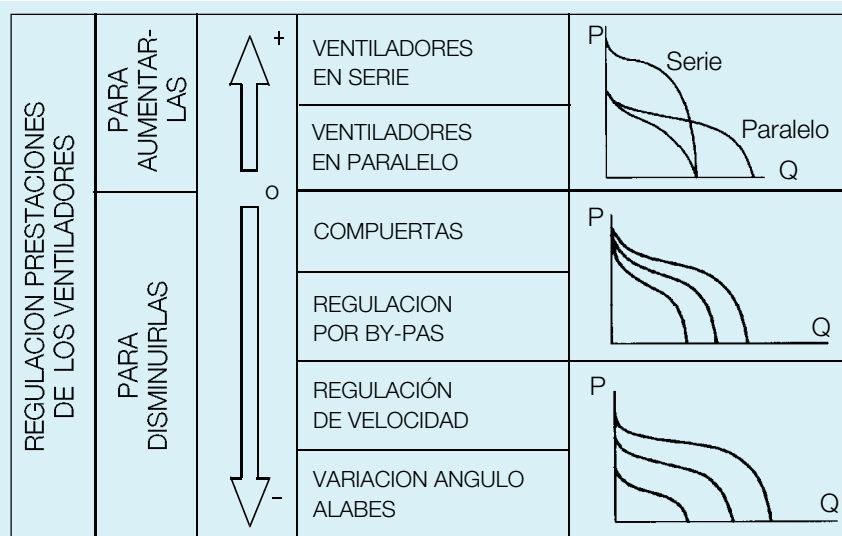


Fig. 1

VENTILADOR	SISTEMA DE REGULACIÓN	ZONA DE REGULACION POSIBLE		ZONA DE REGULACION RECOMENDADA	
		de	a %	de	a %
CENTRIFUGO Y HELICOIDAL	COMPUERTA	100	70	100	90
	BY-PAS	100	0	100	80
	REG. VELOCIDAD	100	20	100	20
HELICOIDAL	ANGULO ALABES	100	0	100	0

Tabla 1

GASTOS DE INSTALACION Y DE MANTENIMIENTO

En la Fig. 2 se ha esquematizado, para ventiladores de una cierta potencia, y desde una inversión mayor a una de menor, el **gasto de instalación inicial** que puede representar adoptar uno u otro sistema de regulación.

En la Fig. 3 el esquema se ha efectuado partiendo del **consumo de energía**, es decir del mantenimiento o del rendimiento de la instalación.

Escoger uno u otro sistema deberá hacerse teniendo también en cuenta la zona de regulación prevista. Si la regulación no ha de ser inferior al 85% del caudal máximo entonces cualquier sistema puede ser eficaz dependiendo de los periodos de funcionamiento a régimen reducido. Si, por el contrario, la regulación ha de ser inferior al 60% del caudal máximo, entonces la mejor solución será un motor de velocidad regulable.

NIVEL SONORO

Los niveles de presión acústica admisibles en los sistemas de ventilación y acondicionamiento de aire obligan, en la mayoría de casos, a prestar una atención particular al ruido.

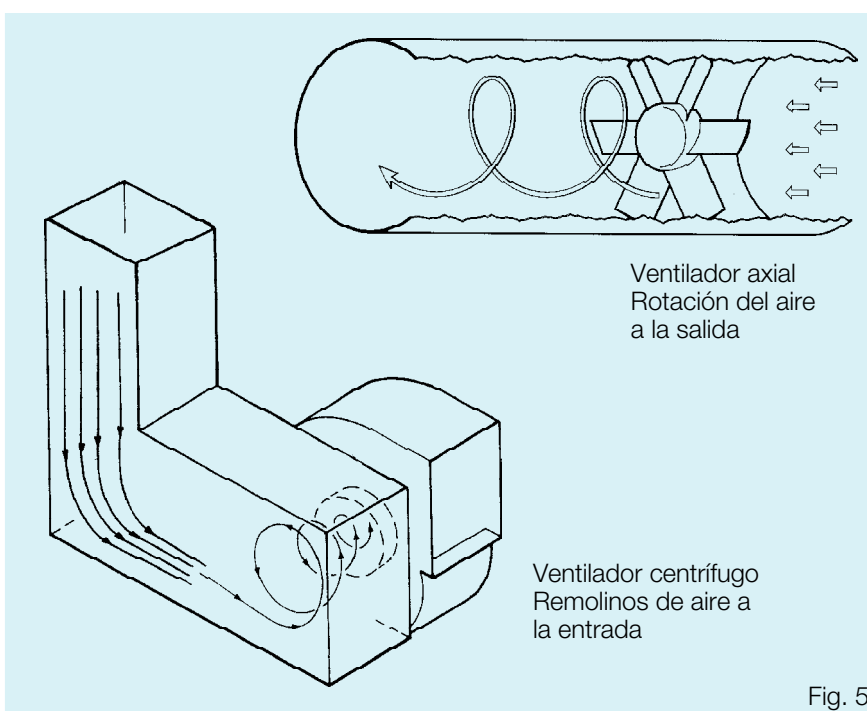
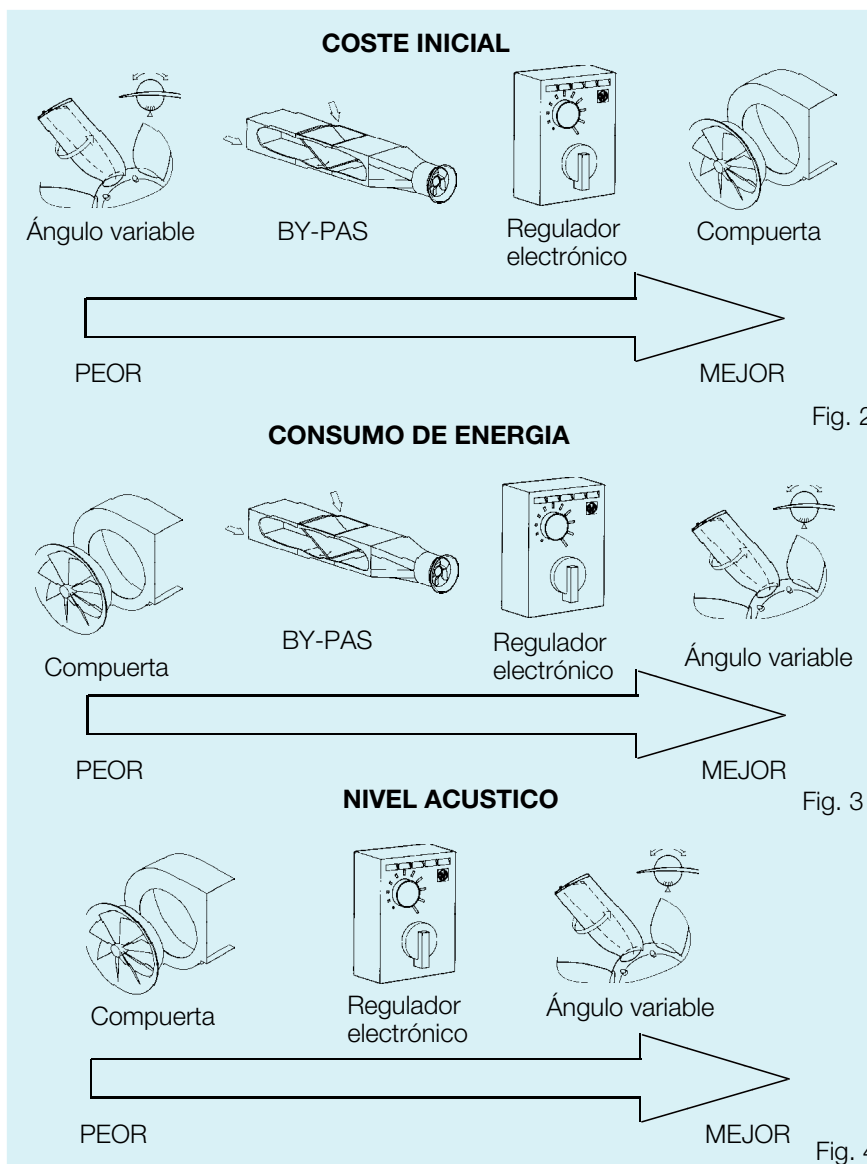
La Fig. 4 muestra esquemáticamente y de peor a mejor el comportamiento de los sistemas de regulación anunciados. En el caso de la regulación mediante compuertas el nivel sonoro incluso aumenta al disminuir el caudal del ventilador por lo que este sistema de regulación sólo es aconsejable para bajas correcciones del caudal.

EFEECTO DE INSTALACION DE COMPUERTAS

Un ventilador y una compuerta (persiana) acoplada, constituyen un **sistema ventilador-compuerta**, lo que constituye mucho más que la simple suma de dos elementos del equipo.

Ambos pueden operar independientemente uno de otro pero su funcionamiento es totalmente interdependiente. Debido a esta relación de interdependencia debe prestarse una especial atención para hacer una acertada selección y acoplamiento del ventilador y la compuerta.

En este sistema el ventilador comunica energía al aire que lo hace circular a través del ventilador-compuerta por que es sumamente necesario considerar como se mueve el aire para entender el rendimiento del uso de esta energía y los factores que le afectan.



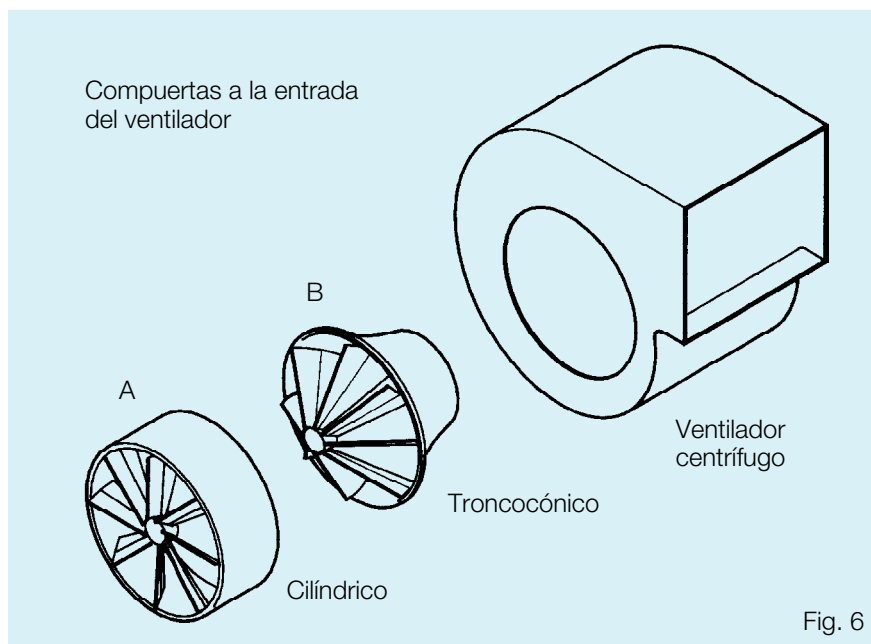


Fig. 6

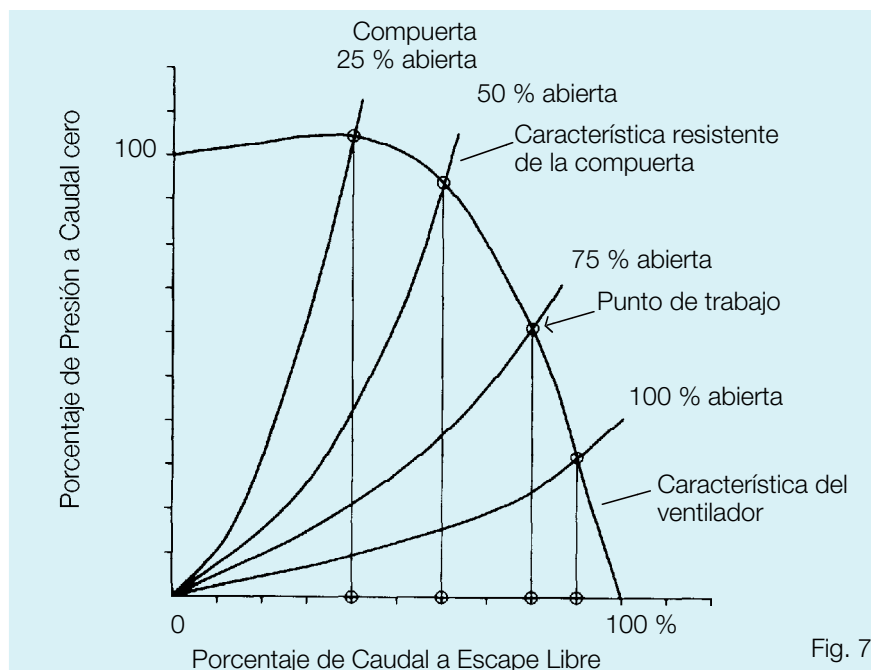


Fig. 7

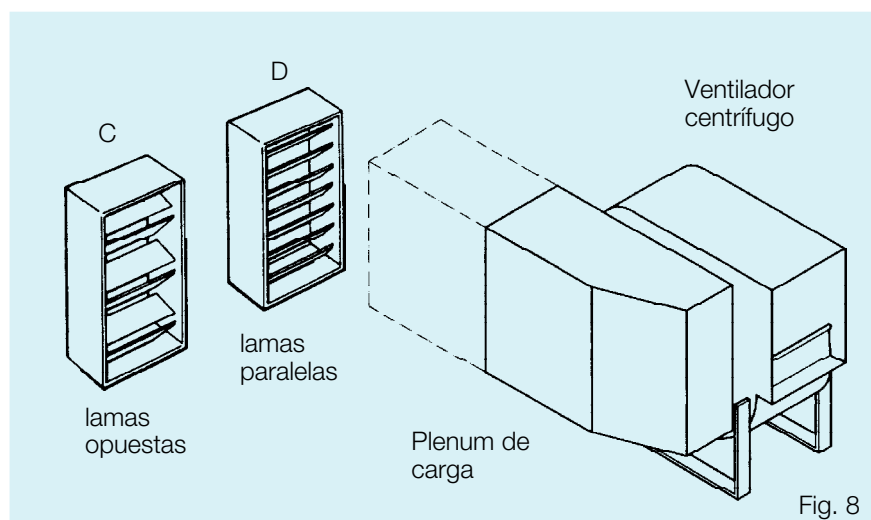


Fig. 8

A pesar de que el uso de las compuertas no presentan, tal como se ha dicho, unas características óptimas, se utilizan ampliamente para bajas correcciones del caudal.

Al plantear la instalación de una compuerta o de cualquier otro accesorio a un ventilador, debe tenerse en cuenta que el aire, tanto a la entrada como a la salida, se mueve en tres direcciones creando unos remolinos que, según se muevan o no en la misma dirección de los álabes del ventilador, originarán un funcionamiento mejor o peor del conjunto compuerta-ventilador. En la Fig. 5 se han ilustrado estos remolinos para ventiladores centrífugos y axiales.

Debido a lo anteriormente expuesto la instalación de compuertas tiene unas ciertas limitaciones, y que, en algunos casos, no es aconsejable. En la Tab II se han resumido las limitaciones para la instalación de compuertas a la entrada o a la salida de los ventiladores. En caso de ventiladores axiales, de extremar el cierre de persiana, puede originarse sobrecarga del motor eléctrico

Tabla II

Compuerta a la:	Adecuada para Ventiladores:
-ENTRADA	-CENTRIFUGOS
	-AXIALES
-SALIDA	-CENTRIFUGOS

COMPUERTAS A LA ENTRADA

El control del caudal mediante compuertas a la entrada es preferible al control efectuado mediante compuertas instaladas a la salida. Desde el punto de vista energético el control a la entrada es más eficiente.

Los tipos de compuertas que suelen acoplarse a la entrada de los ventiladores pueden verse en las Fig. 6 y 8. Las de álabes variables, tipos A y B, consta de un conjunto de álabes que pueden orientarse a la vez en la misma dirección y han de instalarse de tal manera que dirijan el aire rotando en la dirección del giro del rodete para interferir lo mínimo con el flujo natural del aire dentro del ventilador y evitar ruidos excesivos.

Este tipo de compuertas son adecuados para ventiladores centrífugos de todos los tipos excepto cuando el rodete sea del tipo de álabes hacia delante. Generan un remolino espiral del mismo sentido y dirección que los álabes de los ventiladores; se le llama pre-rotación. Pueden instalarse de dos formas:

Integradas con la boca de carga del Ventilador.

Cilíndricas, **acopladas** al conducto de entrada del aparato.

Cuando las compuertas se suministran integradas por el fabricante, la curva característica del conjunto incluye el efecto de la compuerta.

En cambio si son acopladas el efecto del sistema debe tenerse en cuenta en la selección inicial del ventilador. Unas gráficas facilitadas por el fabricante permiten calcular dicho efecto en la presión en función de la velocidad del aire en la entrada.

Otro tipo de compuertas es el construido mediante lamas, tipos C y D, siendo preferibles las lamas opuestas a las lamas paralelas. Fig. 8

Cuando sea necesario instalar compuertas a la entrada de ventiladores axiales estas deben colocarse a una cierta distancia de la hélice del ventilador para que la vena se uniformice antes de alcanzar al aparato a menos que, como se ha dicho, los álabes de la compuerta den al aire la misma dirección que la inclinación de los álabes del ventilador. Esta distancia L depende de las características geométricas del diseño de la hélice del ventilador axial. Fig. 9

COMPUERTAS A LA SALIDA

Ya se ha dicho que este tipo de compuertas se aplica únicamente a los ventiladores centrífugos y dentro de estos únicamente cuando las salidas son cuadradas o rectangulares.

Los tipos de compuertas que se acoplan a la salida de los ventiladores pueden verse en la Fig. 10

El tipo de compuerta adecuado para cada aplicación depende de las características del recinto en el que descarga el ventilador. Así si el recinto de descarga es amplio, como en el caso de un plenum, cualquiera de las compuertas de la Fig. 10, es adecuada.

Si por el contrario el ventilador descarga en un conducto, el comportamiento del sistema ventilador-compuerta queda muy influenciado si el aire choca o no contra las paredes del conducto de descarga. Fig. 11. Así el tipo con lamas opuestas, es mejor que el tipo de lamas paralelas, ver Fig. 10, F y H.

Entre los tipos de lamas se presentan dos elecciones, una que las laminas sean perpendiculares al eje del ventilador o que sean paralelas al mismo. La experiencia muestra que es mejor utilizar compuertas con lamas perpendiculares, fig. 10, E y F.

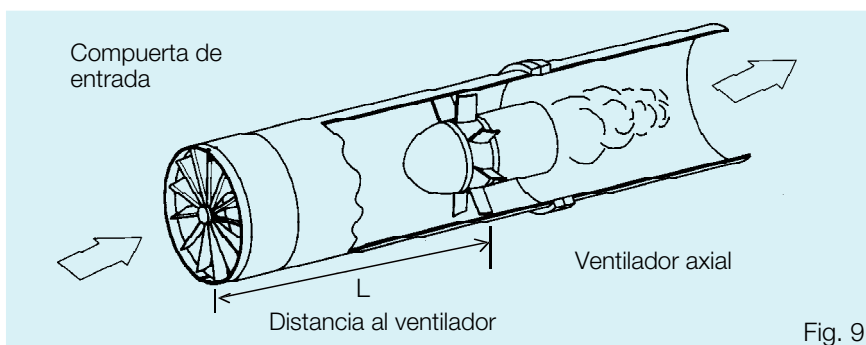


Fig. 9

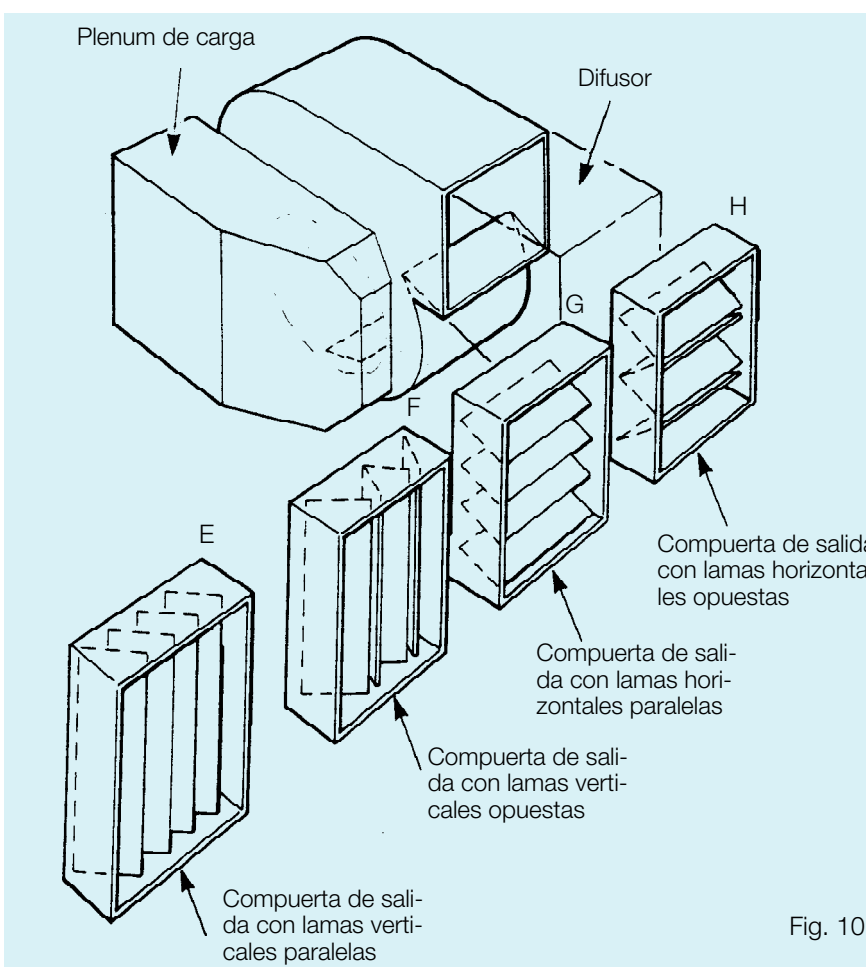


Fig. 10

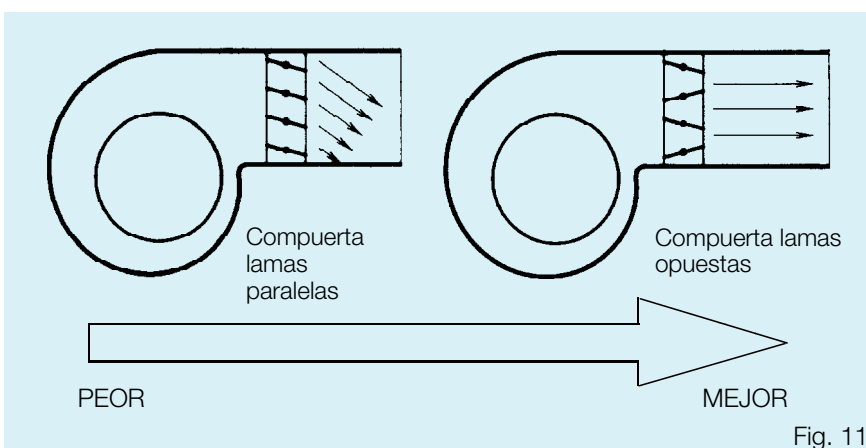


Fig. 11

LOS VENTILADORES

LAS VIBRACIONES I

OSCILACIONES

Si se experimenta alguna vez con una masa colgada de un muelle o una goma elástica, según la fig.1, y llevamos "m" a la posición **A** y la dejamos suelta veremos que adquirirá un movimiento rectilíneo vertical hacia el punto **B**, para luego retroceder de nuevo hacia **A**, repitiéndose sucesivamente estos movimientos. Decimos entonces que la masa "m" tiene un movimiento oscilatorio.

Veamos las magnitudes que caracterizan este tipo de movimientos:

Período T: Es el tiempo que tarda la masa "m" en ir desde A hasta B y volver al **A**. Es decir el tiempo que tarda en dar una oscilación completa.

La unidad es el segundo (s).

Frecuencia f: Es el número de oscilaciones que da en 1 segundo. La unidad es el Herzio (Hz) que equivale a 1/s.

La relación entre el período **T** y la frecuencia es muy simple: $f = 1/T$.

Pulsación ω : Es el producto de la frecuencia por 2π . Así:

$$\omega = 2\pi f = 2\pi / T$$

Aunque la unidad es 1/s suele indicarse en rad/seg para distinguirla de la frecuencia.

Elongación χ : A partir del momento en que abandonamos la masa en la posición **A**, la situación de la misma irá variando en cada instante. Para determinarla, podemos medir la distancia que hay entre "m" y la posición de equilibrio **E**. A esta distancia la llamamos elongación. Naturalmente se medirá en m, mm, μ m, ...

En la fig. 2 vemos la gráfica de la elongación en función del tiempo transcurrido desde el instante en que hemos soltado la masa en **A**.

Amplitud χ_0 : Es el valor mayor que alcanza la elongación. Sería en nuestro caso la distancia de **E** hasta **A**, o de **E** hasta **B**.

Algunas veces se utiliza el doble de χ_0 , es decir la distancia de A a B.

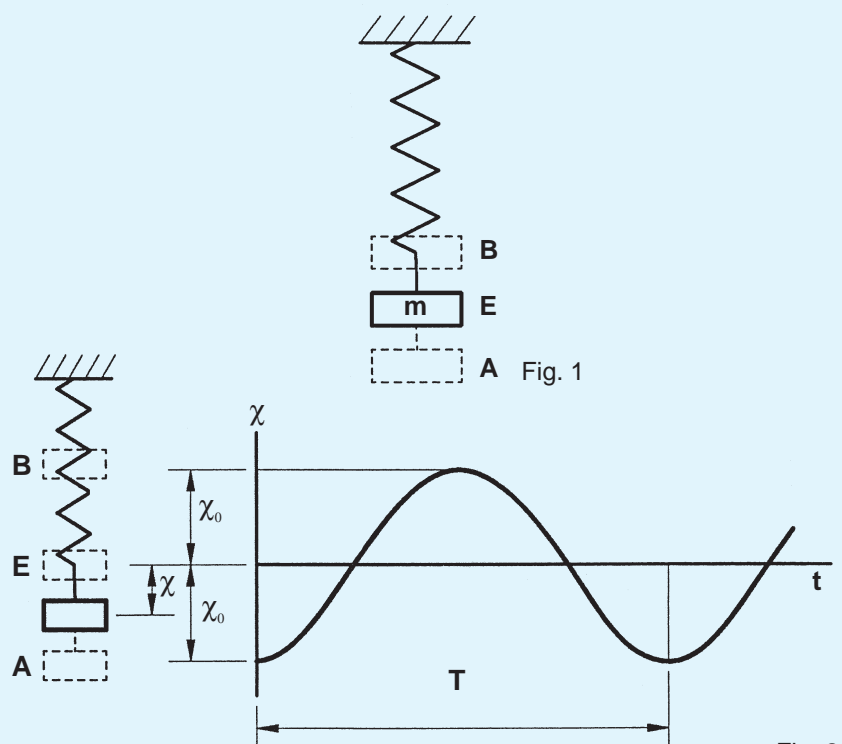


Fig. 2

Entonces se le llama "peak-to-peak". Para no confundir la amplitud χ_0 con el valor anterior, aquel se identifica con o-p y éste con p-p.

Velocidad v: En su movimiento oscilatorio la masa va adquiriendo distintas velocidades con el tiempo. Así en las posiciones **A** y **B**, la velocidad es nula, mientras que cuando pasa por el equilibrio **E**, es máxima. La representación gráfica de la velocidad en función del tiempo será la de la fig. 3

El valor máximo de la velocidad v_0 , podría usarse como una de las magnitudes características para definir el movimiento, sin embargo suele utilizarse más a menudo el valor eficaz, v_{ef} , ya que en casos más complejos lo define mejor.

La relación entre ellas es:

$$v_{ef} = v_0 / \sqrt{2}$$

Las unidades son el m/s y el mm/s.

Aceleración a: Como velocidad de la masa oscilante varía continuamente, hay aceleración. Ésta tampoco es constante y con el tiempo sigue el gráfico de la fig. 4.

También podemos definir la aceleración máxima y la eficaz ambas relacionadas por:

$$a_{ef} = a_0 / \sqrt{2}$$

La unidad es el m/s²

MOVIMIENTO OSCILATORIO ARMÓNICO SIMPLE

Si el movimiento de nuestro ejemplo se mantuviera indefinidamente, sería un movimiento armónico simple. Las ecuaciones matemáticas que lo rigen son las siguientes:

$$\chi = -\chi_0 \cos \omega t$$

$$v = +v_0 \sin \omega t$$

$$a = a_0 \cos \omega t$$

Asimismo χ , v , a , están relacionadas entre sí por las expresiones:

$$v_0 = \chi_0 \omega ; a_0 = \chi_0 \omega^2$$

$$\text{siendo } \omega = 2\pi f = 2\pi / T$$

En la fig. 5 están resueltas gráficamente estas expresiones. Podemos observar que con dos parámetros a_0, f ó v_0, f ó χ_0, f podemos definir este tipo de movimiento.

MOVIMIENTOS NO ARMÓNICOS

No siempre los movimientos oscilatorios son tan simples como el descrito hasta ahora. Algunas veces la representación gráfica elongación-tiempo tiene otras formas. Son como las de las figuras 6 y 7.

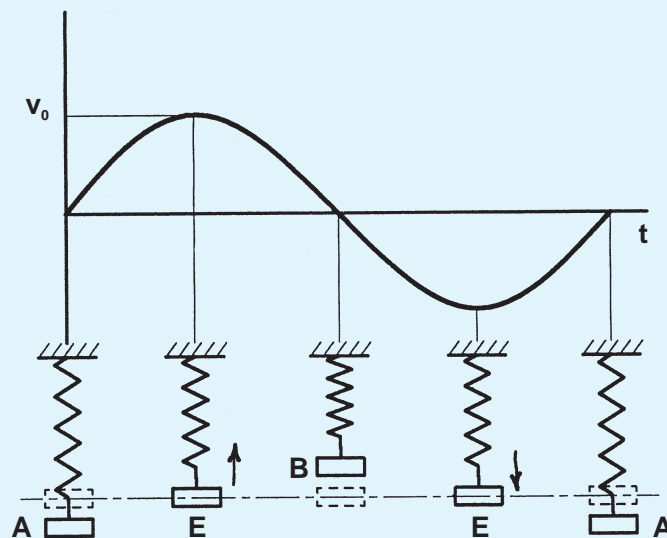


Fig.3

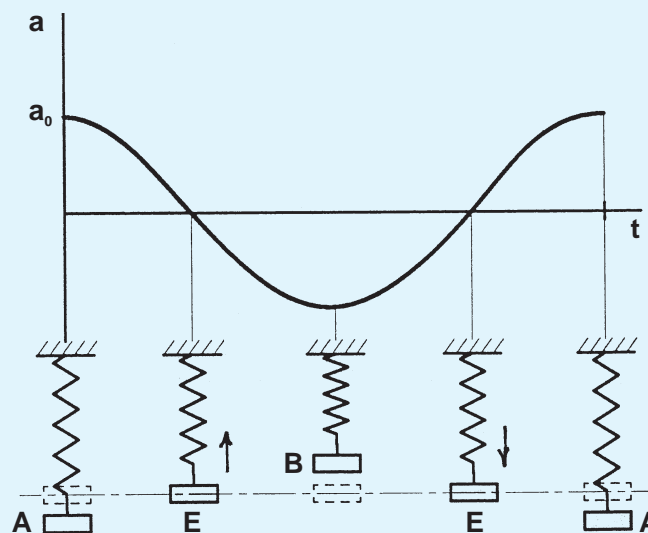


Fig. 4

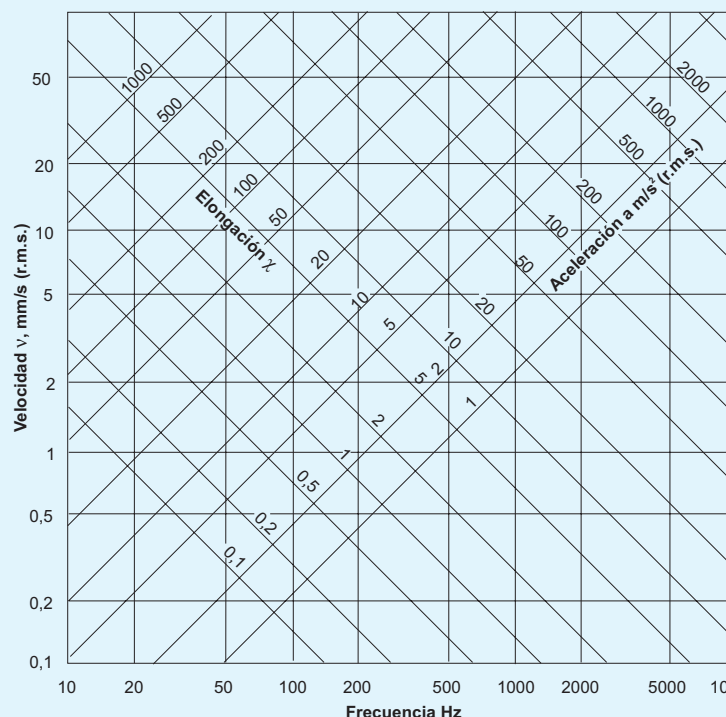


Fig. 5

En estos movimientos también puede definirse la velocidad máxima y eficaz así como las aceleraciones correspondientes, pero estos valores no lo describen íntegramente. Es por ello que se utiliza la transformación de Fourier que permite descomponer cualquier movimiento oscilatorio en suma de movimientos armónicos simples. Así tendremos:

$$\chi = \chi_1 \text{ sen } \omega_1 t + \chi_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

$$v = v_1 \text{ sen } \omega_1 t + v_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

$$a = a_1 \text{ sen } \omega_1 t + a_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

Luego cada uno de los sumandos queda caracterizado por dos parámetros como $\chi_1 f_1$, $v_1 f_1$, $a_1 f_1$, que representados gráficamente nos dan una disposición como la fig. 8, llamada espectro de frecuencia. En el caso de movimientos periódicos, el espectro es como el de esta figura formado por líneas situadas a 2, 3, 4... n veces la frecuencia f_1 , llamada fundamental e igual a la inversa del período T . Las demás frecuencias se llaman armónicas.

Si el movimiento no es periódico el espectro es continuo, fig. 9.

El caso general es una mezcla de las dos anteriores como el espectro mostrado en la fig. 10.

VIBRACIONES

Los distintos puntos de una cuerda de guitarra ó los distintos puntos de la membrana de un tambor ó los del columpio de la fig. 11, tienen un movimiento oscilatorio semejante al descrito anteriormente. Cuando sucede esto decimos que el cuerpo correspondiente vibra.

Evidentemente no todos los puntos tienen la misma velocidad ó elongación ó aceleración. Así el punto a_1 de la cuerda de guitarra se mueve más rápidamente que el a_2 . Tampoco tiene porque desplazarse en el mismo sentido y al mismo tiempo. En efecto el punto b_1 del columpio se mueve igual que el b_2 , pero mientras uno sube el otro baja. Decimos entonces que no tienen la misma fase; para ser más exactos, que oscilan a contrafase ó que tienen un desfase de 180° . De un modo similar decimos que los puntos a_1 y a_2 están en fase.

En resumen un cuerpo vibrante está caracterizado por el hecho de que diferentes puntos del mismo oscilan en general a velocidades y en fases distintas.

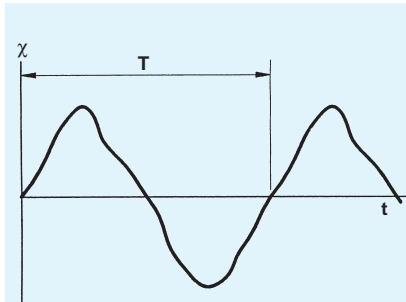


Fig. 6

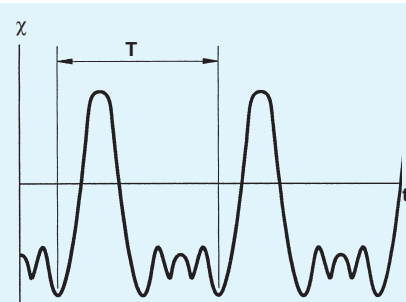


Fig. 7

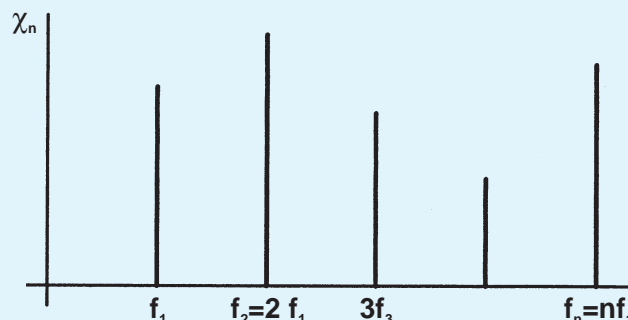


Fig. 8

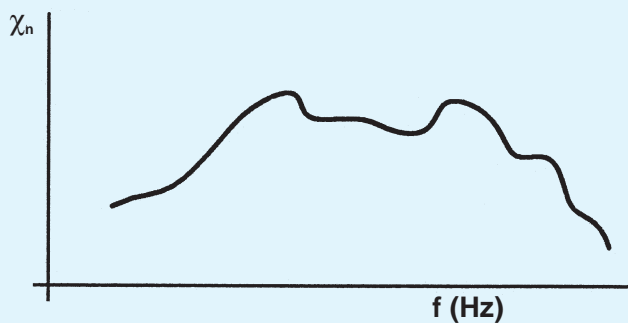


Fig. 9

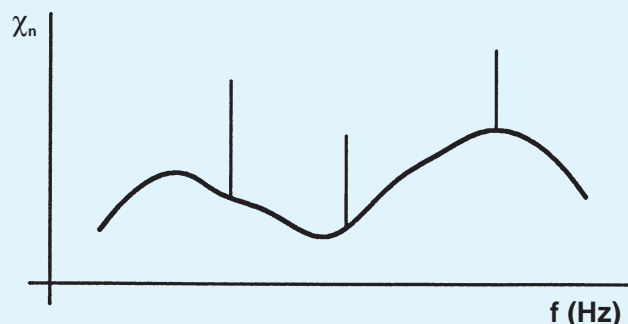


Fig. 10

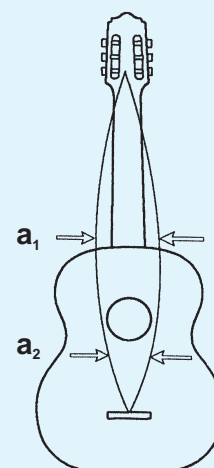
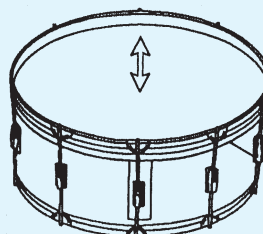
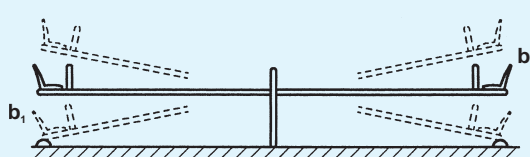


Fig. 11

CARACTERIZACIÓN DE UN CUERPO VIBRANTE

Es evidente que sabríamos exactamente cómo vibra un cuerpo si conociéramos el espectro de frecuencia y la fase de cada uno de sus puntos.

Esto en la práctica no suele hacerse así, sino que se busca la vibración de los puntos que oscilan con mayor severidad.

Así la norma ISO 10816-1 para máquinas en general ó el borrador ISO CD 14694 para ventiladores en particular, limitan la velocidad eficaz máxima que puede encontrarse en sus órganos fijos. Véanse tablas A y B.

En la tabla A, las clases I a IV quedan definidas por el tipo de máquina y su potencia. Las zonas A, B, C y D dependen de la aplicación, siendo la A la más exigente y la D una indicación de que la máquina no puede aceptarse en cuanto a vibración.

Las categorías señaladas de la tabla B, BV1 a BV5, quedan definidas en la tabla C.

CAUSAS DE LAS VIBRACIONES

Describiremos a continuación las causas más importantes de vibración en los ventiladores.

Desequilibrio

Es quizás la fuente de vibración más común. Se produce cuando el eje de giro de un elemento rotativo (hélice o rodete) no pasa por su centro de masas c.d.m., (desequilibrio estático) ó que si pasando por el c.d.m., no coincide con un eje principal de inercia del rotor (desequilibrio dinámico). Tanto un caso como otro pueden interpretarse fácilmente, considerando que el rotor tiene unos excesos de masa "m", fuera del eje de rotación, tal como se indica en la fig. 12.

La vibración producida por el desequilibrio se caracteriza porque su frecuencia es igual a la velocidad de rotación en rev/s. Así por ejemplo, si en un ventilador encontramos una vibración de 22 Hz y vemos que gira a $22 \times 60 = 1320$ rev/min, casi podremos asegurar que tal vibración es producida por un desequilibrio, sobretodo si la hélice está directamente acoplada al motor.

Límites de vibración para máquinas en general (ISO 10816-1)

R.m.s. velocidad de la vibración	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8				
4,5	C	C	C	C
7,1				
11,2				
18	D	D	D	D
28				
45				

Tabla A

Límites de vibración para ventiladores (ISO CD 14694)

Aplicación y Categoría	Montaje rígido mm/s		Montaje flexible mm/s	
	máximo	r.m.s.	máximo	r.m.s.
BV-1	12,7	9,0	15,2	11,2
BV-2	5,1	3,5	7,6	5,6
BV-3	3,8	2,8	5,1	3,5
BV-4	2,5	1,8	3,8	2,8
BV-5	2,0	1,4	2,5	1,8

Tabla B

Categoría de ventiladores según su aplicación (ISO CD 14694)

Aplicación	Ejemplos	Potencia motor Kw	Categoría de la aplicación
RESIDENCIAL	Ventiladores de techo tejado y acond. de ventana	$\leq 0,15$ $> 0,15$	BV-1 BV-2
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y AGRÍCOLA	Ventilación de edificios, aire acond. y sistemas comerciales	$\leq 3,7$ $> 3,7$	BV-2 BV-3
PROCESOS INDUSTRIALES GENERACIÓN DE ENERGÍA	Ventiladores de filtros húmedos, ensacadoras, transporte neumático, de minas, quemadores, control de la polución, túneles aerodinámicos	≤ 300 > 300	BV-3 BV-4
TRANSPORTE Y MARINA	Locomotoras, camiones y automóviles	≤ 15 > 15	BV-3 BV-4
TRÁFICO EN TÚNELES	Ventilación de energía en metros, ventiladores de túnel, de garages y ventiladores circuladores de túnel	≤ 75 > 75 ANY	BV-3 BV-4 BV-4
PROCESOS PETROQUÍMICOS	Gases tóxicos y ventilación de procesos	≤ 37 > 37	BV-3 BV-4
FABRICACIÓN DE CHIPS PARA ORDENADORES	Habitaciones limpias	CUALQUIERA	BV-5

Tabla C

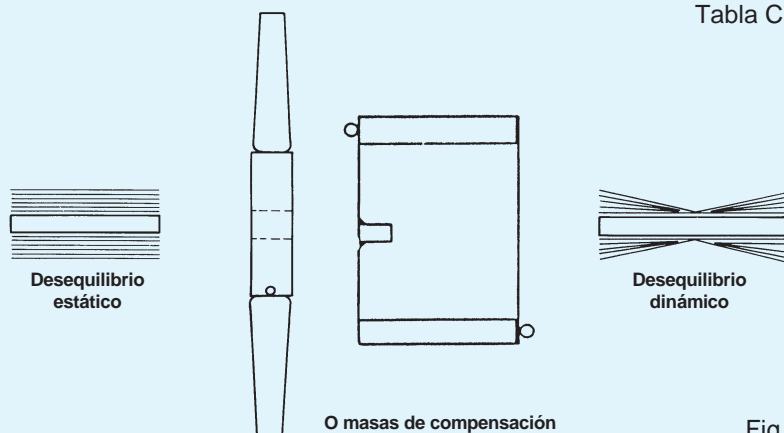


Fig. 12

LOS VENTILADORES

LAS VIBRACIONES II

Desalineaciones

Esta causa es casi tan común como el desequilibrio, aunque se utilicen rodamientos autolineables o acoplamientos flexibles. La fig. 12 a, b, c, d, ilustra diferentes tipos de desalineaciones. Un eje torcido entra asimismo dentro de este grupo.

Las desalineaciones producen vibraciones radiales y axiales, proporcionales al grado del defecto. En general las vibraciones axiales son un 50% de las radiales. La frecuencia de las mismas coincide con la velocidad de rotación en rev/s.

Cuando la desalineación es importante, pueden salir frecuencias de 2 y 3 veces la de rotación.

Si la desalineación se produce en los cojinetes y éstos son de fricción, no habrá vibración por esta causa a menos que el rotor esté desequilibrado. En cambio si los cojinetes son rodamientos de bolas, se produce siempre vibración, esté o no desequilibrado el rotor. Fig.13.

La desalineación axial o angular de dos poleas entre las que se transmite el movimiento mediante correas V, ver fig. 12 d, también produce vibraciones a 1, 2 y 3 veces la velocidad de rotación, principalmente en dirección axial.

Excentricidad

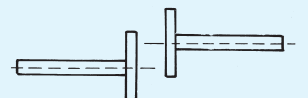
Esta ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico. En la fig. 14 se muestran varios casos de excentricidad.

La del caso a) es un tipo de desequilibrio que puede subsanarse si se equilibra el conjunto eje-rotor.

En la b) y la c) se producen unas fuerzas radiales de compresión en b y de tracción en c cuando los tres centros mostrados quedan alineados. Estas fuerzas provocan vibraciones a una frecuencia igual al número de revoluciones por segundo a las que gira la pieza con problemas de excentricidad.

Holguras

Normalmente provienen de tornillos flojos o de cojinetes con juegos



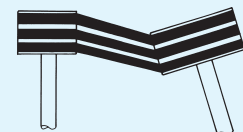
a) Ejes paralelos desalineados



b) Desalineación angular

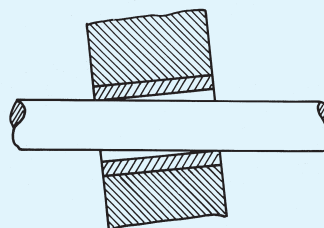


c) Combinación de las dos desalineaciones

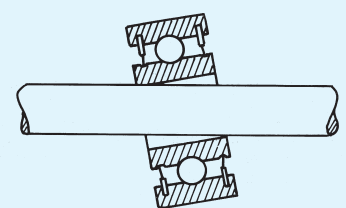


d) Desalineamiento paralelo y angular de ejes de poleas en «V»

Fig. 12

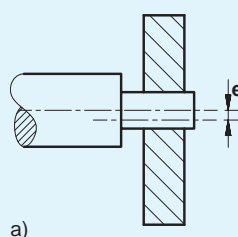


Con un casquillo de fricción desalineado sólo se producirán vibraciones si existen desequilibrios

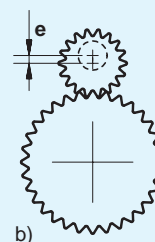


Con un rodamiento a bolas desalineado pueden aparecer vibraciones axiales haya o no desequilibrio

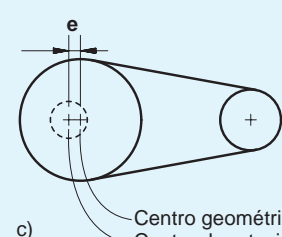
Fig. 13



a)



b)



c)

Centro geométrico
Centro de rotación

Fig. 14

demasiado grandes. No se producirá vibración a menos que existan otras fuerzas como las de desequilibrio o las de desalineación. Sin embargo fuerzas pequeñas pueden producir vibraciones importantes, por lo que es mejor solucionar las holguras que no eliminar las fuerzas, alineando o equilibrando mejor.

La frecuencia de estas vibraciones suele ser de 2 x rev/s.

Fuerzas aerodinámicas

Estas en general no provocan vibraciones en el mismo ventilador, pero sí pueden engendrar vibraciones en los conductos acoplados al mismo.

Tienen una frecuencia igual al número de álabes multiplicado por la velocidad de rotación en rev/seg.

Cojinetes de fricción

Dan problemas de vibración cuando tienen un juego excesivo o están mal lubricados o se han desgastado por falta de mantenimiento. La frecuencia es 1 ó 2 veces las rev/s.

En el caso de máquinas de alta velocidad pueden encontrarse frecuencias de vibración cercanas a la mitad de la velocidad de rotación (latigazo del aceite).

Rodamientos a bolas

Causan vibraciones cuando hay algún defecto en los caminos de rodadura o en las bolas.

De la fig. 15 podemos deducir la frecuencia según donde radique el defecto.

Correas en V

Aparte de los problemas ya mencionados de desalineación y excentricidad, las correas pueden provocar vibraciones, especialmente cuando hay varias en paralelo y están despareadas, condición que no se tiene demasiado en cuenta en la práctica.

Los defectos en las correas producen vibraciones a unas frecuencias que son múltiples de la velocidad lineal de aquéllas. Así :

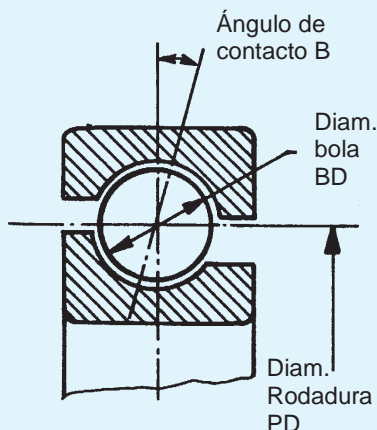
$$\text{Hz} = 1, 2, 3 \text{ o } 4 \frac{\varnothing \text{ polea} \times \text{rev/s}}{\text{long. correa}}$$

En cambio los defectos en las poleas producen frecuencias iguales a su velocidad de rotación.

Motores eléctricos

Aparte de los problemas mecánicos expuestos hasta ahora, los campos

Niveles de vibración irregulares (a menudo aparecen sacudidas)



Impactos por segundo:

Si hay defectos en el aro exterior:
 $f \text{ (Hz)} = n/2 f_r (1 - BD/PD \cos \beta)$

Si hay defectos en el aro interior:
 $f \text{ (Hz)} = 4/2 f_r (1 + BD/PD \cos \beta)^2$

Si hay defectos en las bolas:
 $f \text{ (Hz)} = PD/BD f_r [(1 - (BD/PD \cos \beta)^2)]$

n = Número de bolas o rodillos

f_r = Velocidad relativa en rev/s entre los anillos interior y exterior

Fig. 15

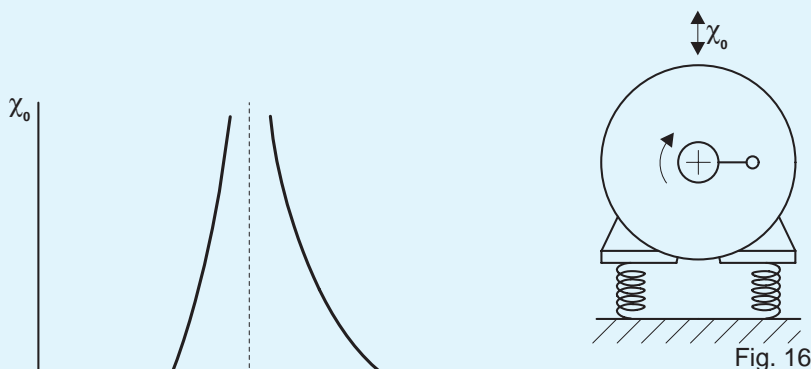


Fig. 16

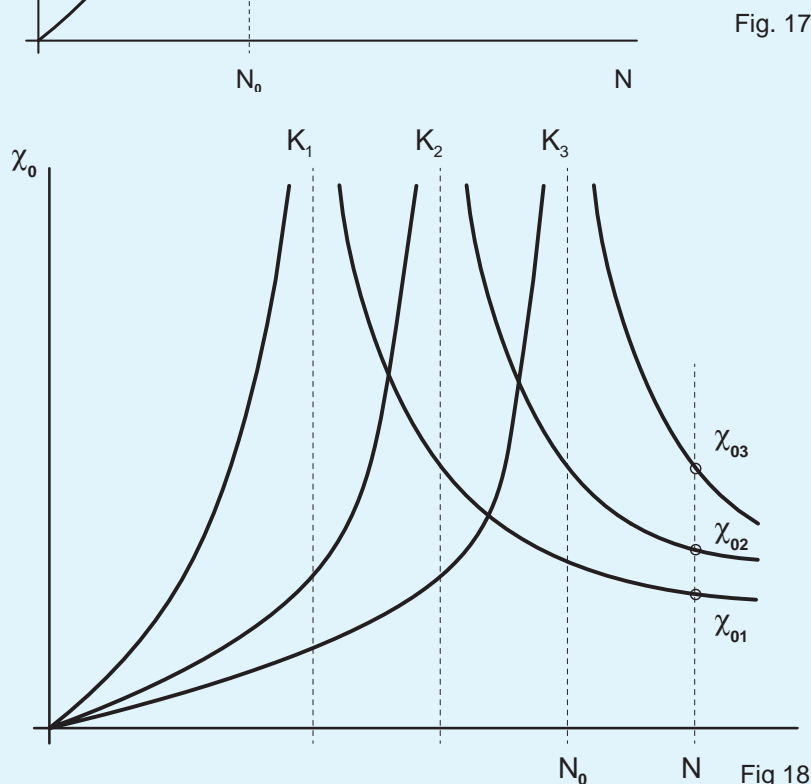
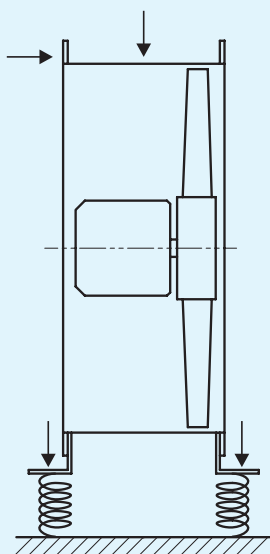


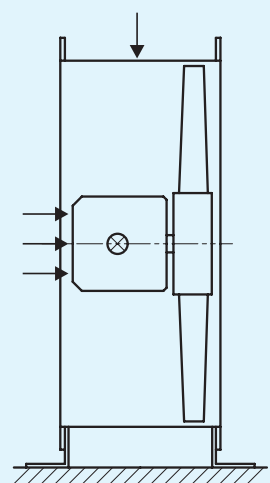
Fig. 17

Fig 18



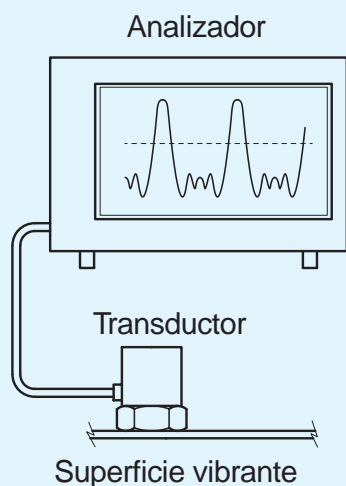
Montaje elástico

Fig. 19



Montaje rígido

Fig. 20



Superficie vibrante

Fig. 21

electromagnéticos del motor pueden generar vibraciones.

En los motores asíncronos la frecuencia de las mismas suele ser el doble de la de la red de alimentación, es decir, encontramos vibraciones a 100 Hz o 120 Hz para alimentados respectivamente a 50 o 60 períodos.

Si el motor está bien construido, la severidad de estas vibraciones es baja, sin embargo si hay excentricidad en el rotor y en el estator o si hay defectos en la jaula de ardilla, pueden tomar valores alarmantes.

Una manera de identificar rápidamente los defectos de procedencia electromagnética es desconectar el motor y observar si desaparecen de inmediato. Los de origen mecánico se mantienen mientras va perdiendo velocidad.

MEDIDA DE VIBRACIONES

Si nos fijamos en la tabla B en la Hoja Técnica, Vibraciones I, nos daremos cuenta que la Norma ISO CD 14694 limita la vibración máxima no sólo por la categoría del ventilador, sino también según el tipo de montaje, distinguiendo un montaje rígido de otro flexible. Esto quiere decir que la severidad de la vibración de una máquina, no es propiedad intrínseca de la misma.

Para entender esto vamos a simular que realizamos un experimento con un motor montado sobre unos muelles que hace girar una masa desequilibrada, según la fig. 16.

No es difícil intuir que al poner en marcha el motor, éste adquirirá un movimiento oscilatorio un poco complejo que se podrá descomponer en varias direcciones de las cuales, sólo nos fijaremos en la vertical.

Si para cada velocidad N del motor medimos la amplitud χ_0 de la oscilación, podremos obtener una gráfica como la de la fig. 17.

En ella vemos que a medida que crece la velocidad, la amplitud también aumenta, pero no linealmente, de modo que a una velocidad N_0 se hace muy grande para reducirse de nuevo hasta hacerse prácticamente constante, a valores altos de la citada velocidad.

Cuando se alcanza N_0 decimos que el conjunto motor-soporte está en resonancia.

Si repetimos la experiencia montando la máquina sobre otros muelles de distintas rigideces $K_1, K_2, K_3...$ obtendremos otras gráficas semejantes, como las indicadas en la fig. 18.

Si N_n es la velocidad nominal del motor, deduciremos de la misma fig. 18 que las amplitudes obtenidas $\chi_{01}... \chi_{02}... \chi_{03}...$ a esta velocidad dependen de la rigidez de los muelles y por tanto del sistema de anclaje de la máquina.

En consecuencia nos podemos reafirmar en lo dicho al principio de este parágrafo: la vibración no depende sólo de la máquina en sí, sino también de su montaje.

Antes de continuar con la medida de vibración vale la pena hablar de los parámetros que definen la velocidad o frecuencia de resonancia. Esta coincide con la frecuencia natural del sistema motor-muelles, es decir aquella que mediríamos con el motor parado después de separarlo con un impulso de su posición de equilibrio. Su valor se puede calcular fácilmente con la siguiente expresión:

$$N_0 = 1/2 \pi \sqrt{K/M}, \text{ (Hz ó rev/s)}$$

K es la constante de rigidez del muelle en N/m y M la masa total del motor en Kg.

De lo dicho hasta aquí podemos intuir que una buena medida de vibración debe empezar por elegir unas condiciones de anclaje adecuadas de modo que sean bien conocidas y permitan obtener unos resultados repetitivos. Esto se consigue con un anclaje muy rígido o muy elástico de manera que quedemos lejos de la resonancia, donde las medidas estarían afectadas por una incertidumbre alta. (Una pequeña variación de la velocidad de rotación representaría unas variaciones muy grandes de la amplitud).

El siguiente paso consiste en determinar los puntos y direcciones donde debemos tomar las medidas.

Para un montaje elástico éstos deben elegirse en los anclajes de la máquina y otros lugares apartados del eje de rotación, en dirección radial y axial. Fig. 19.

Si el montaje es rígido elegiremos puntos cercanos a los cojinetes íntimamente ligados a los mismos, haciendo también medidas en las direcciones radial y axial. Fig. 20.

Sobre los puntos de medida se fijan rígidamente unos transductores de

aceleración (acelerómetros) o de velocidad que transforman estas magnitudes en sendas señales eléctricas tratadas por un analizador Fig. 21.

Los analizadores poseen unos filtros analógicos o digitales o son unas computadoras que calculan la Transformada Rápida de Fourier (FFT). Como salida proporcionan el espectro de frecuencia de la amplitud, velocidad o aceleración eficaces de la vibración del punto que se analiza.

También suelen dar el valor eficaz total de la magnitud medida para el rango de frecuencias que interese.

AISLAMIENTO DE VIBRACIONES

Preliminares

Cuando una máquina se instala en su ubicación definitiva, la estructura que la soporta puede ser un medio perfecto para transmitir sus vibraciones y llevarlas a distancias considerables, causando problemas de ruido y vibración en recintos alejados.

Es por ello necesario colocar una barrera adecuada entre máquina y estructura que evite la propagación de la energía de las vibraciones. Estas barreras son los aislantes de vibraciones, muchas veces llamados "silent-blocks".

Volvamos al motor desequilibrado fig. 16. Si se une directamente a la base sin ningún muelle, toda la fuerza del desequilibrio se transmitirá a la estructura que la soporta. Decimos entonces que la "transmisibilidad" es igual a 1 ó del 100%, entendiéndose ésta como la relación entre la fuerza transmitida y la causante de la vibración. Asimismo diremos que el "aislamiento" es cero, definido como la diferencia hasta 1 o 100 de transmisibilidad en tanto por uno o en t%.

Supongamos ahora que los datos de la experiencia que simulamos con el motor y los muelles, los transformamos en transmisibilidad dividiendo la fuerza que realizan los muelles, igual a KX_0 por la fuerza del desequilibrio $m\omega^2 r$. Si estos datos los representamos, no en función de la velocidad de rotación, sino en función de ésta, dividida por:

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

obtendremos la gráfica de la fig. 22.

En ella podemos ver que si los muelles son de una rigidez suficien-

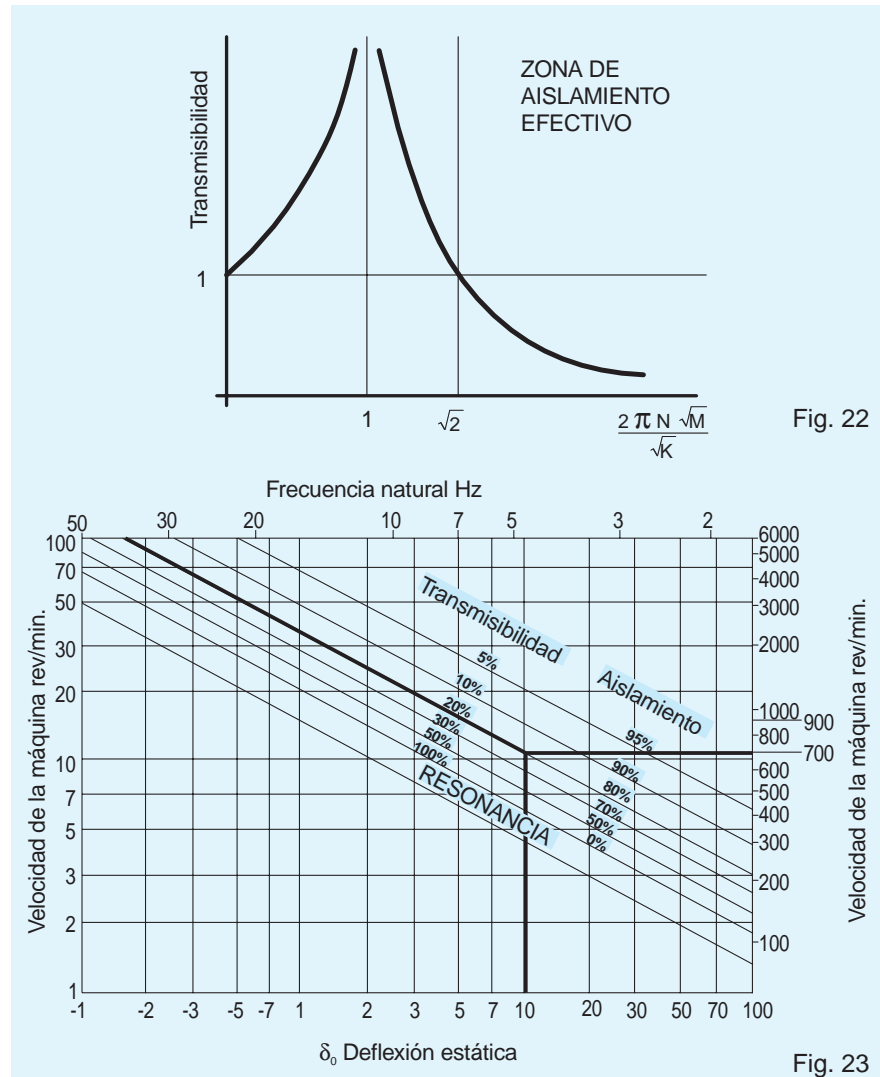


Fig. 22

Fig. 23

temente baja como para que el número adimensional,

$$\frac{2\pi N}{\sqrt{K}}$$

esté por encima de $\sqrt{2}$, tendremos que la transmisibilidad será <1 y por tanto habrá aislamiento, mientras que si está por debajo de $\sqrt{2}$, habrá amplificación de la fuerza de desequilibrio y en consecuencia no se cumplirá nuestro objetivo de aislar.

Para el caso de vibraciones verticales, la relación entre la frecuencia natural:

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

y la deflexión que tienen los muelles por causa del peso del motor (deflexión estática δ_0) es muy simple.

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_0}}$$

Esto nos permite relacionar esta fórmula con la fig. 22 y construir el ábaco

de la fig. 23 que relaciona la velocidad de la máquina, la transmisibilidad, el aislamiento y la deflexión estática.

Por ejemplo si montamos un ventilador sobre unos muelles y se produce una deflexión de 10 mm y la velocidad de giro es de 700 rev/min, los muelles proporcionarán un aislamiento del 80%, que es equivalente a decir que sólo transmitirán el 20% de la fuerza perturbadora.

Volviendo a la fig. 22 podremos darnos cuenta que al poner en marcha la máquina o al pararla, el valor de la abscisa variará desde cero hasta la zona de aislamiento o al revés. Esto lleva consigo el hecho de pasar por la resonancia, lo cual significa que la fuerza es amplificada y en consecuencia transmitida a la estructura. Naturalmente esto no es bueno aunque se produzca de modo transitorio.

Para subsanar este problema podemos dotar a los muelles de amortiguación.

CONCEPTOS VENTILACION**LA VENTILACION**

Puede definirse la Ventilación como aquella técnica que permite sustituir el aire ambiente interior de un local, considerado inconveniente por su falta de pureza, temperatura inadecuada o humedad excesiva, por otro exterior de mejores características.

Funciones de la Ventilación

A los seres vivos, personas principalmente, la ventilación les resuelve funciones vitales como la provisión de oxígeno para su respiración y el control del calor que producen, a la vez que les proporciona condiciones de confort afectando a la temperatura del aire, su humedad, la velocidad del mismo y la dilución de olores indeseables.

A las máquinas e instalaciones y procesos industriales la ventilación permite controlar el calor, la toxicidad o la potencial explosividad de su ambiente.

Tipos de ventilación:

Ventilación por Sobrepresión, que se obtiene insuflando aire a un local, poniéndole en sobrepresión interior respecto a la presión atmosférica. El aire fluye entonces hacia el exterior por las aberturas dispuestas para ello. Fig. 1. A su paso el aire barre los contaminantes interiores y deja el local lleno del aire puro exterior.

La Ventilación por Depresión se logra colocando el ventilador extrayendo el aire del local, lo que provoca que éste quede en depresión respecto de la presión atmosférica. El aire penetra desde fuera por la abertura adecuada, efectuando una ventilación de iguales efectos que la anterior. Fig. 2.

Ventilación Ambiental o General

El aire que entra en el local se difunde por todo el espacio interior antes de alcanzar la salida. Es el caso de las figuras 1 a 3. Este tipo de ventilación tiene el inconveniente de que, de existir un foco contaminante concreto, como es el caso de cubas industriales con desprendimientos de gases y vapores moles-

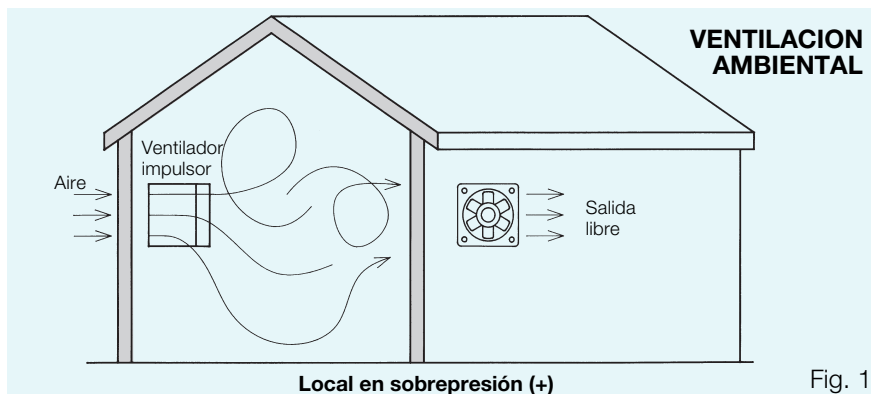


Fig. 1

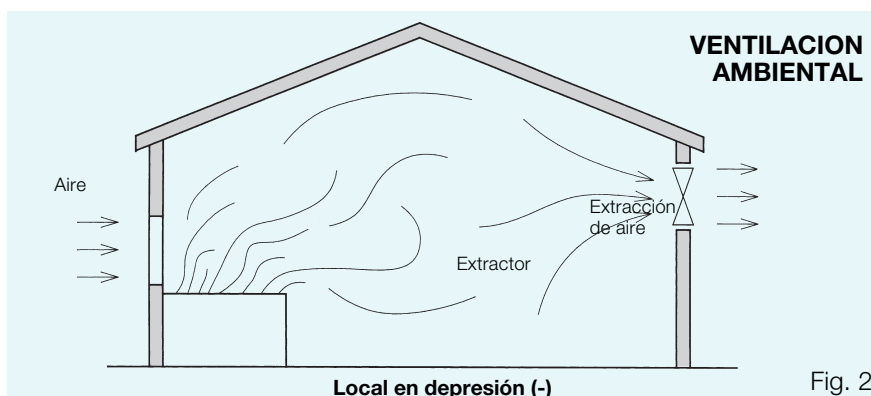


Fig. 2

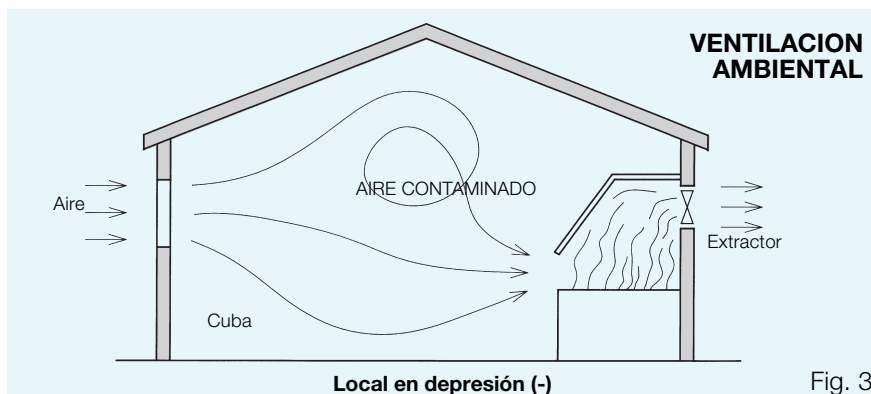


Fig. 3

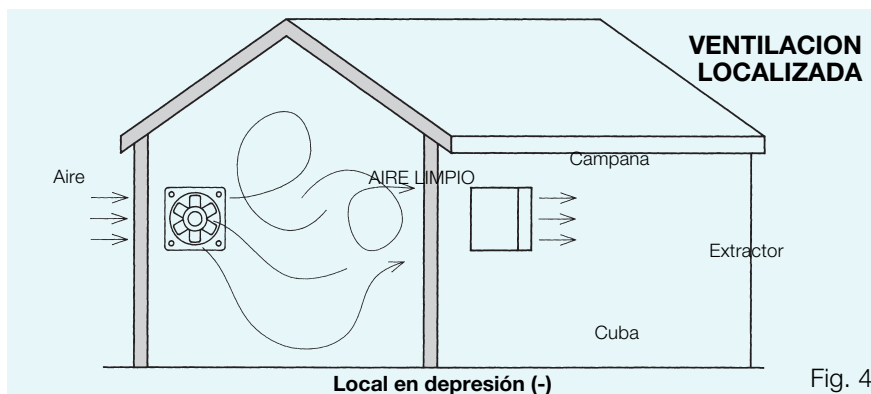


Fig. 4

tos o tóxicos, el aire de una ventilación general esparce el contaminante por todo el local antes de ser captado hacia la salida.

Ventilación Localizada

En esta forma de ventilación el aire contaminado es captado en el mismo lugar que se produce evitando su difusión por todo el local. Se logra a base de una campana que abraza lo más estrechamente posible el foco de polución y que conduzca directamente al exterior el aire captado. Fig. 4.

Ventilación Mecánica Controlada

Conocida por sus siglas V.M.C. es un sistema peculiar que se utiliza para controlar el ambiente de toda una vivienda, local comercial e incluso un edificio de pisos, permitiendo introducir recursos para el ahorro de energía. Trataremos este caso de forma monográfica en una Hoja Técnica específica.

Situación del extractor

Los diversos edificios reales, con la gran variedad de construcciones que existen, dificulta que se den normas fijas respecto a la disposición de los sistemas de ventilación.

Damos no obstante unas directrices generales que deberían seguirse en lo posible:

Los ventiladores deben situarse diametralmente opuestos a las entradas de aire, de modo que el caudal de ventilación atraviese toda la zona contaminada.

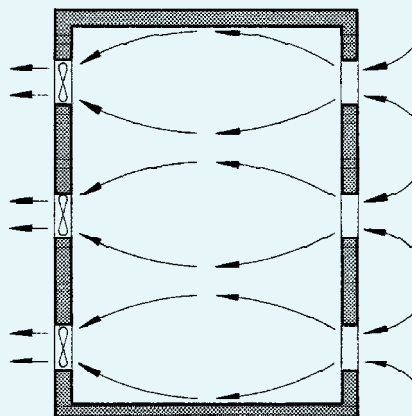
Colocar los extractores cerca de los focos de contaminación para captar el aire nocivo antes de que se difunda por el local.

Alejar el extractor de una ventana abierta o entrada de aire exterior, para evitar que entre de nuevo al aire expulsado.

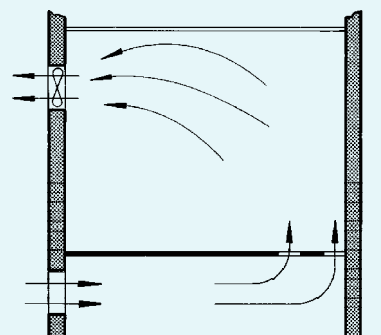
Las figuras 5 a 12 ilustran diversos casos con soluciones para lograr las recomendaciones apuntadas.

Todas estas disposiciones suponen que el aire extraído se desecha y lanza al exterior, práctica poco recomendable en caso de aire calefaccionado en época invernal. Para poder recuperar parte de la energía del mismo hay que proceder a recirculaciones que se describirán en la Ventilación V.M.C. mencionada antes.

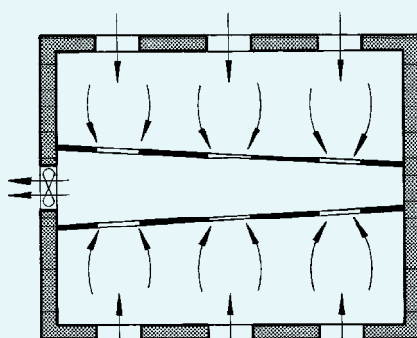
DISPOSICIONES DE LOS APARATOS DE VENTILACION Y LAS ABERTURAS DE ENTRADA DE AIRE



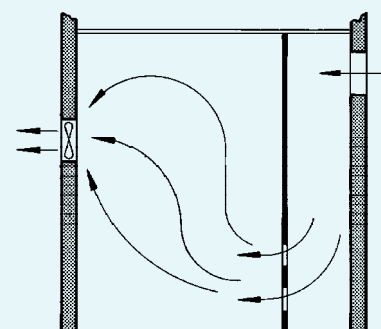
Disposición diametral. Caso ideal. Fig. 5



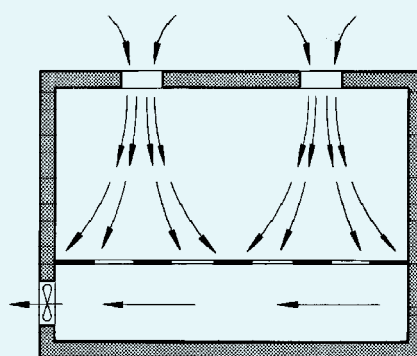
Una sola cara accesible. Fig. 6



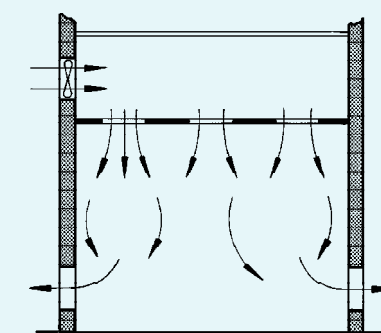
Tres caras accesibles. Fig. 7



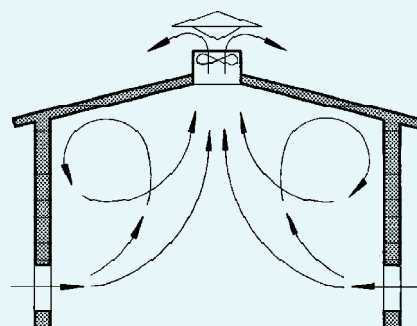
Conducto o tabique para alcanzar zonas muertas. Fig. 8



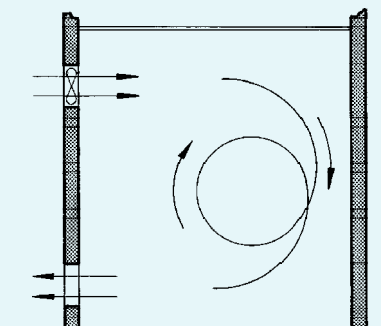
Extracción por plenum. Fig. 9



Insuflación uniformizada por plenum. Fig. 10



Extracción por el techo. Fig. 11



Insuflación. Una sola cara accesible. Fig. 12

VENTILACION GENERAL

Para ventilar un local por el sistema de Ventilación General o Ambiental lo primero que debe considerarse es el tipo de actividad de los ocupantes del mismo. No es lo mismo una oficina moderna, espaciosa, con bajo índice de ocupación, que una cafetería, una sala de fiestas, un taller de confección o de pintura.

La razón de ventilar los habitáculos humanos es el de proporcionar un ambiente higiénico y confortable a los ocupantes ya que se estima que pasan encerrados en locales un noventa por ciento de su tiempo. Hay que diluir el olor corporal, controlar la humedad, el calor, el humo de tabaco y la polución que desprenden los muebles, moquetas, suelos y paredes de los edificios, además de los resultantes de las eventuales actividades industriales.

Una forma de proceder es calcular el caudal de aire necesario en base al número de ocupantes y en razón a **7,5 litros por segundo y persona** para los casos normales en los que no sea significativa la polución provocada por elementos ajenos a las personas.

Pero si se hace difícil prever el número de ocupantes y se cree mejor referirse a la función del local, puede recurrirse al cálculo basado en el **número de renovaciones / hora N**, esto es, las veces que debe renovarse por hora todo el volumen de aire del local. Este número se encuentra en tablas como la que se muestra con el N° 1.

Para su cálculo se determina primero el volumen del local, multiplicando el largo por el ancho y por el alto, en caso de que sea paralelepédico, o descomponiendo en figuras simples el volumen total.

Volumen V (m³) = L x A x H (m)

Se escoge luego el número N de renovaciones por hora, según sea la actividad desarrollada en el local y se multiplican ambos.

Caudal Q (m³/h) = V x N

Ejemplo:

Un restaurante medio cuyo comedor mide 15 x 5 metros, con una altura de 3 m presenta un volumen de:

V = 15 x 5 x 3 = 225 m³

RENOVACION DEL AIRE EN LOCALES HABITADOS	Renov./hora N
Catedrales	0,5
Iglesias modernas (techos bajos)	1 - 2
Escuelas, aulas	2 - 3
Oficinas de Bancos	3 - 4
Cantinas (de fábricas o militares)	4 - 5
Hospitales	5 - 6
Oficinas generales	5 - 6
Bar de hotel	6 - 8
Restaurantes lujosos (espaciosos)	5 - 6
Laboratorios (con campanas localizadas)	6 - 8
Talleres de mecanizado	5 - 10
Tabernas (con cubas de vinos presentes)	10 - 12
Fábricas en general	5 - 10
Salas de juntas	5 - 8
Aparcamientos subterráneos	6 - 8
Salas de baile clásico	6 - 8
Discotecas	10 - 12
Restaurante medio (con un tercio de fumadores)	8 - 10
Granjas Avícolas	6 - 10
Clubs privados (con fumadores)	8 - 10
Cafés	10 - 12
Cocinas domésticas (mejor instalar campana)	10 - 15
Teatros	10 - 12
Lavabos	13 - 15
Sala de juego (con fumadores)	15 - 18
Cines	10 - 15
Cafeterías y Comidas rápidas	15 - 18
Cocinas industriales (indispensable usar campana)	15 - 20
Lavanderías	20 - 30
Fundiciones (sin extracciones localizadas)	20 - 30
Tintorerías	20 - 30
Obradores de panaderías	25 - 35
Naves industriales con homos y baños (sin campanas)	30 - 60
Talleres de pintura (mejor instalar cabinas o campanas)	40 - 60

Tabla 1

Ya que está permitido fumar se escogerá un número de renovaciones horarias de N = 10, resultando un caudal de:

Q = 225 x 10 = 2.250 m³/h

Si el local lo permite, decidiremos la disposición de colocar dos extractores de 1.200 m³/h cada uno en una

pared, descargando directamente al exterior con dos o tres entradas de aire, bajas, en la pared opuesta, que cerraremos con persianas de lamas fijas antilluvia. A los extractores les colocaremos persianas de gravedad que se cierran automáticamente cuando se paran los aparatos, evitando la entrada de aire frío del exterior.

VENTILACION LOCALIZADA

Cuando se pueda identificar claramente el foco de contaminación el sistema más efectivo, y económico, es captar localmente la emisión nociva. Ejemplo de la Fig. 13.

Debe procederse así:

1. Identificar los puntos de producción del contaminante.
2. Encerrarlo bajo una campana.
3. Establecer una succión capaz de captar, arrastrar y trasladar el aire, posiblemente cargado de partículas.

Los elementos básicos de una instalación así, son:

La Captación.

El Conducto o canalización.

El Separador o filtro.

El Extractor de Aire.

La Captación

Su misión es la de poder atraer el aire con los contaminantes que contenga para trasladarlo al lugar de descarga.

Los principios de diseño son:

1. El caudal de captación varía aproximadamente con el cuadrado de la distancia, o sea que si la campana está a una distancia L del foco, necesitando un caudal Q para captarlo, si se aleja a una distancia 2L el caudal necesario será 4Q.

La Fig. 14 muestra diversos modelos de bocas de captación.

2. Cuando se trate de gases nocivos la campana debe colocarse de modo que se avacúe fuera del espacio de respiración de los operarios. Fig 15.

3. La campana, o caperuza, que envuelva una máquina debe diseñarse para que las partículas a captar incidan dentro de su boca. Fig. 16.

4. Siempre que sea posible, las boquillas de extracción deben ser con brida, reduciendo así el caudal en un 25 % aproximadamente. Es el caso Canto con Brida de la Fig. 14.

La Canalización ya se trató en "Circulación de aire por Conductos", la tecnología de **Separación** de polvos y grasas del aire se estudiará más adelante y los **Extractores de Aire**, su clasificación y selección, está contenida en sus Hojas correspondientes.

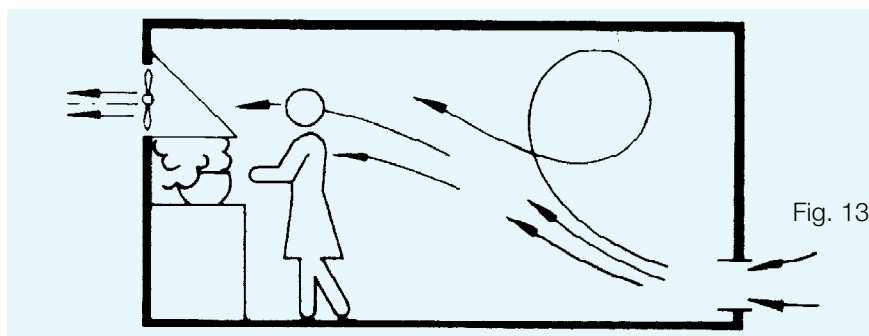
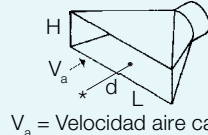
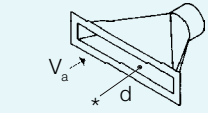
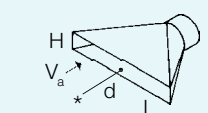
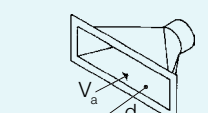
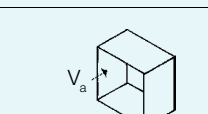
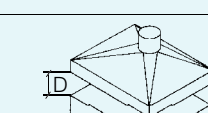


Fig. 13

CAPTACION DE AIRE CONTAMINADO

TIPO DE BOCA	ABERTURA	DIMENS.	CAUDAL NECESARIO
	RANURA	$\frac{H}{L} \leq 0,2$	$Q = 13500 V_a Ld$
	RANURA CON BRIDA	$\frac{H}{L} \leq 0,2$	$Q = 10000 V_a Ld$
	A CANTO VIVO	$\frac{H}{L} \geq 0,2$	$Q = 3600 V_a (10 d^2 + S)$ $S = L \times H$
	CANTO CON BRIDA	$\frac{H}{L} \geq 0,2$	$Q = 2750 V_a (10 d^2 + S)$ $S = L \times H$
	CABINA	De acuerdo a la función	$Q = 3600 V_a S$
	CAMPANA	De acuerdo a la función	$Q = 5000 V_a PD$ $P = \text{Perímetro [m]}$

d, H, L [m]; V [m/s]; * = Punto contaminación; Q [m³/h]

Fig. 14

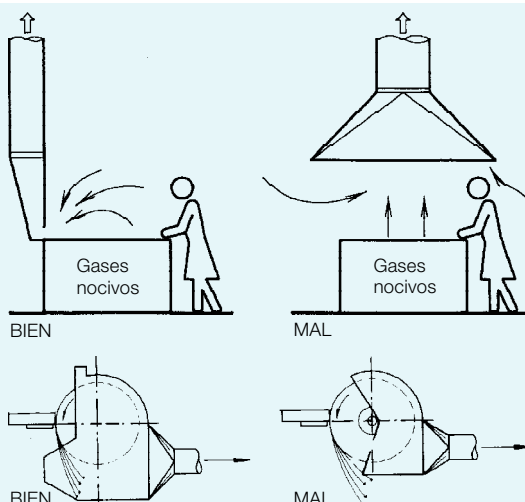


Fig. 15

Fig. 16

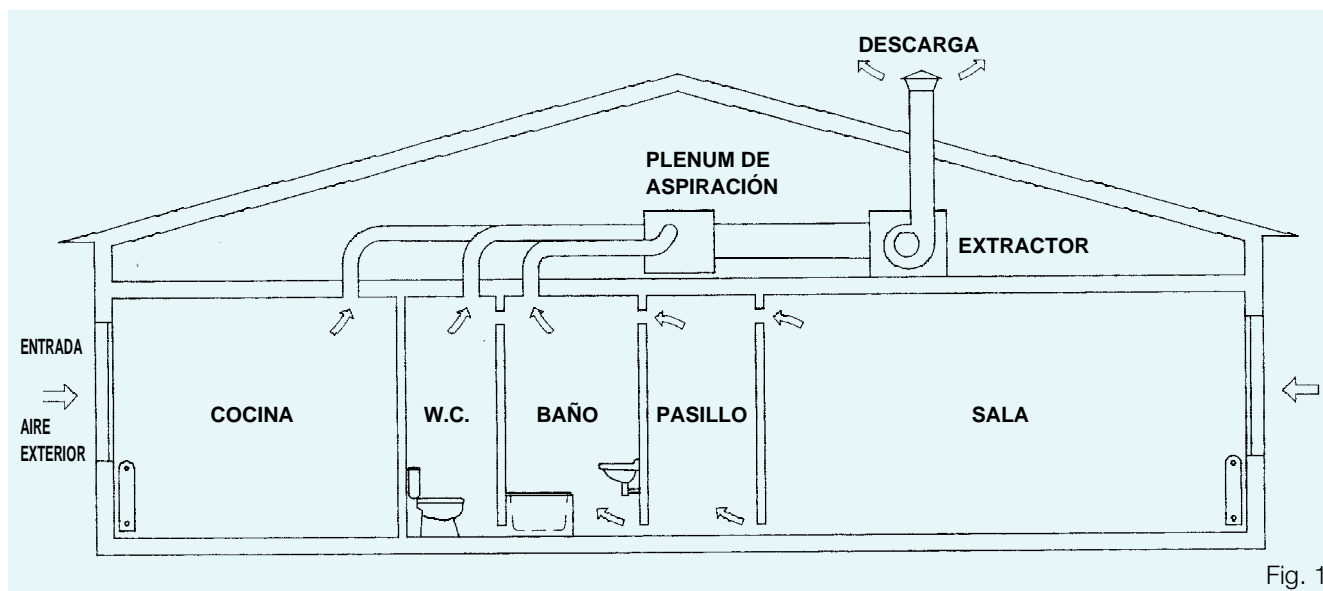
CONCEPTOS VENTILACION**LA VENTILACION CENTRALIZADA**

Fig. 1

Definida ya la Ventilación y sus funciones en beneficio de personas, animales y máquinas o instalaciones en la Hoja Técnica «La Ventilación», nos ocuparemos en ésta de la Ventilación Centralizada conocida por sus iniciales V.C., cada vez mejor considerada por los expertos y diseñadores de edificios al tiempo de decidir una aireación racional de sus habitáculos.

Ventilación Centralizada

Consiste en un sistema de ventilación concentrando la extracción en un solo punto del edificio y, por medios mecánicos, extractor/ventilador, controlar el caudal de aire. Una red de conductos y accesorios de aspiración/expulsión/transmisión de aire, aseguran una distribución uniforme y un barrido eficaz de los contaminantes.

Desde el convencimiento de tener que mejorar las condiciones de habitabilidad de las viviendas y no sólo las de nivel alto sino también las de todo tipo, sociales o medias, se llega a la necesidad de eliminar de las mismas los malos olores, gases, polvo, humos, humedades, etc. arrastrándolos al exterior, a la vez que se suministra un aire de características higiénicas aceptables. Pero, además, todo ello compatible con el ahorro de energía, no desperdiciando

el calor que contenga un aire, aunque esté polucionado.

La V.C. permite atender a ambas exigencias de forma racional, aunque sean intrínsecamente antagónicas. Controlar los niveles de aireación dentro de los límites estrictamente imprescindibles, dictados por la higiene y el confort y a la vez, si se desea, proporcionar medios viables para recuperar la energía del aire extraído, antes de que sea expulsado, constituye la virtud de este sistema.

Ventilación Natural

Traemos aquí este tipo de ventilación como antípoda de la ventilación mecánica. Lejos de poder controlar nada, podemos calificar este sistema como de Ventilación Incontrolable, al extremo de resultar muchas veces una ventilación nula mayormente en verano que los vientos son débiles.

Aunque se sigan principios de diseño en función de la altura del piso, se realicen aberturas diversas, se construyan chimeneas o artilugios en las viviendas, orientándolas a los puntos cardinales eventualmente favorables, el resultado depende siempre de las temperaturas, interior y exterior y de los vientos, mucho mayores en invierno que en verano, para conseguir una circulación del aire. La ventilación queda al albur de la conjugación

favorable de las variantes de la meteorología, muchas veces nefastas como en el caso de las inversiones térmicas.

Algunos autores especializados en climatización califican a la ventilación natural como de **absolutamente incontrolable** y al cálculo del caudal nada fiable. Concluyen haciéndose la pregunta: ¿Por qué no se dicen las cosas tal como son al hablar de ventilación natural y no se estimula el uso de la ventilación mecánica, que permite una recuperación de calor si se quiere?.

Cualidades de la Ventilación Centralizada

Podemos señalar las siguientes:

Independencias de las variaciones atmosféricas, de los obstáculos que representan las edificaciones colindantes y de la orientación del bloque.

Economía en el coste de la instalación atendiendo a su rentabilidad térmica.

Ventilación permanente con caudales precisos del orden que se desee.

Expulsión controlada del aire viciado.

Nivel de ruido bajísimo.

Sin retornos del aire extraído.

Mantenimiento bajo. Los equipos mecánicos son de pequeña potencia

Facilidad de montaje e inspección.

Regulación bajo control por medio de componentes fácilmente ajustables.

Sistemas

Existen dos sistemas principales de Ventilación Centralizada aunque se presentan a veces variantes de los mismos en función de la clase de regulación o de recuperación de energía que se adopte.

Extracción Centralizada

En este sistema, que es principalmente por depresión, aunque puede diseñarse por sobrepresión, se extrae el aire por las piezas húmedas de la casa (cocinas, aseos, baños) de las que parten conductos que confluyen en el punto en el que se monta el extractor mecánico para lanzar al exterior el aire captado.

Las entradas de aire se hacen por las piezas secas, dormitorios, estudios y estancias, directamente del exterior por medio de aberturas permanentes con regulación manual o bien auto-regulables. Los dibujos de las Fig. 1,2,3 etc muestran en esquema el Sistema de Extracción Centralizada.

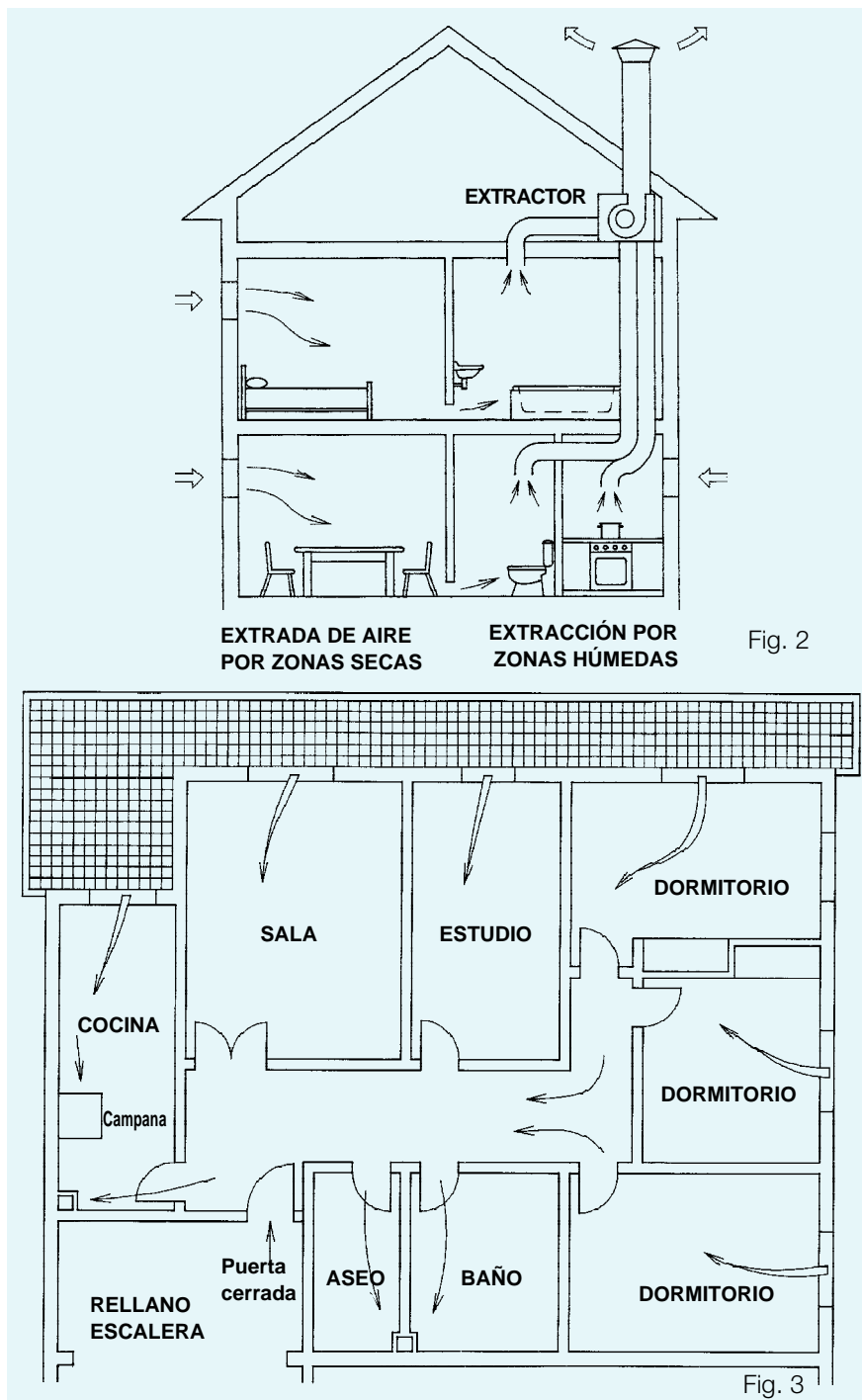
El aire de entrada a las piezas secas de la casa debe proporcionar un caudal en función de los ocupantes y polución que se origine. Un cálculo basado en un litro por segundo por metro cuadrado de la estancia podría ser correcto. La velocidad del aire en las aberturas no debería sobrepasar los 2 m/s y en las zonas ocupadas no superior a 0,25 m/s.

La transferencia de aire de una zona a otra, en dirección a las piezas húmedas, no debería suponer pérdidas de carga de 1 N/m² (0,1 mm c.d.a.) por lo que las rejillas o el destalonado de puertas deberían facilitar 20 cm² por cada 10 m³/h de aire transferido.

La puerta de entrada a la vivienda debería ser estanca, obligando a que el aire entre en la misma por los dormitorios y estancias.

Las chimeneas u hogares con leños ardiendo deben tener una ventilación independiente.

El aire extraído por el ventilador, suma del procedentes de las salas húmedas, baños y cocinas, debe ser el mismo que entre por las piezas

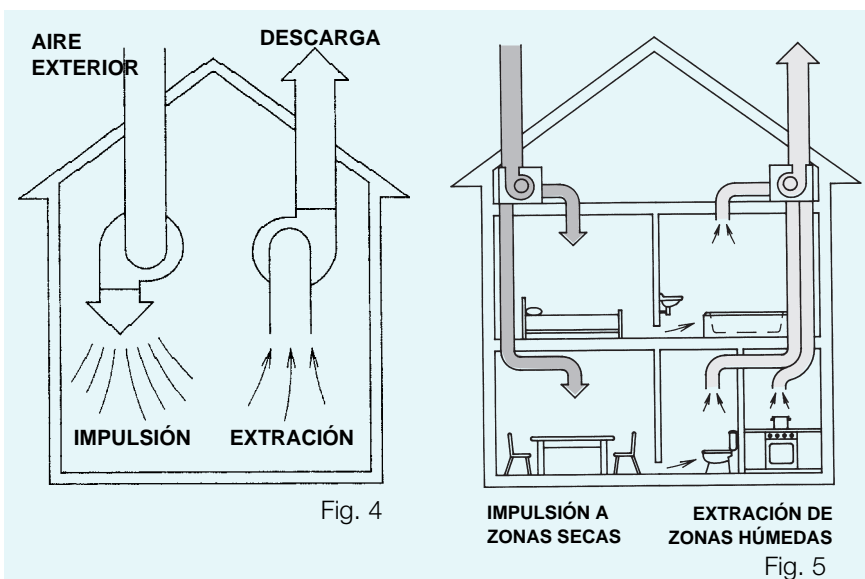


secas. Aquí se contabiliza el extraído de forma permanente de la cocina. En función de la superficie de estas piezas puede estimarse un caudal de 4l/s.m².

Pero el aire necesario para la campana, encima de los fogones, durante el tiempo que dure la cocción de los alimentos, debe proceder de una entrada exclusiva a la cocina, con un caudal nunca inferior a los 250 m³/h.

Asimismo debe contemplarse el aire requerido por los calentadores de

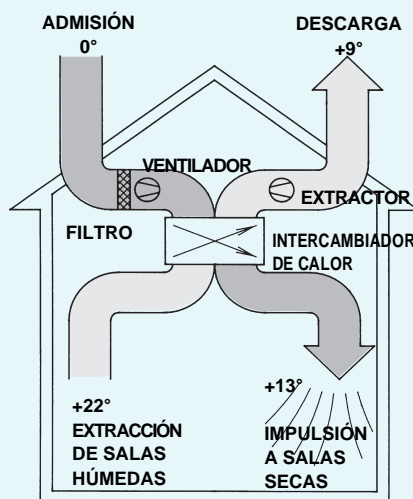
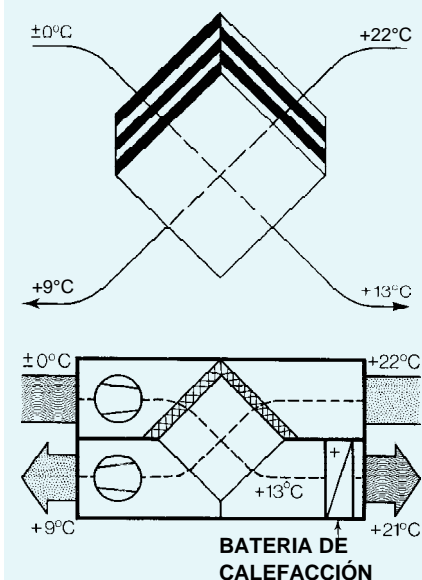
gas, cuya entrada también exclusiva o contabilizada sumada a la que precisa la campana, debe ser del orden de los 0,3 m³/h por el número de kcal/min de potencia del aparato.



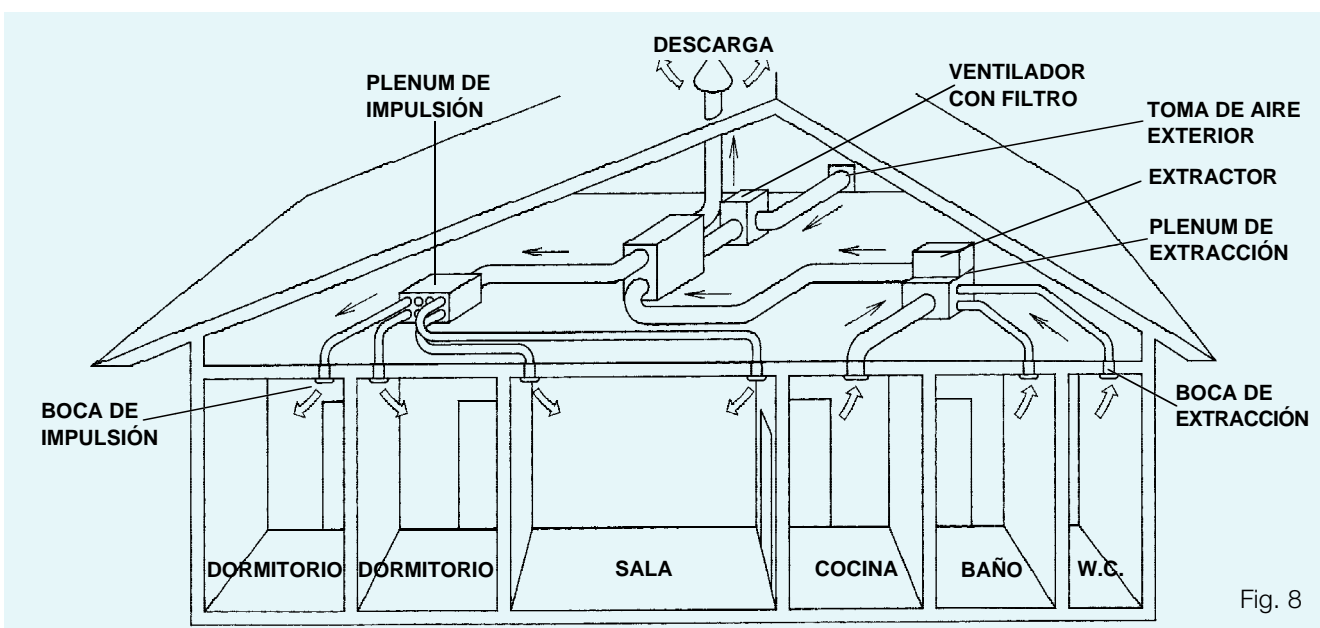
Ventilación Centralizada Total

El segundo sistema se caracteriza por centralizar tanto la entrada de aire desde el exterior como la salida del aire expulsado. Un ventilador impulsa aire fresco a través de una red de conductos a las dependencias secas y otro aparato, extractor, aspira a través de otra red de conductos el aire viciado de las piezas húmedas. Las fig. 4 y 5 son esquemas simplificados del sistema.

Este método permite instalar, si se desea, un recuperador de calor de flujo cruzado entre placas, como el de la fig. 6, o de cualquier otro tipo, que intercambia la energía térmica del aire caliente viciado extraído con el aire exterior frío impulsado hacia adentro. La fig. 6 muestra también, de forma indicativa cómo un aire extraído con 22 °C cede energía hasta quedar enfriado a 9 °C al salir y que el aire impulsado desde el exterior, a 0 °C, gana calor hasta llegar a los 13 °C. Luego, con una batería calefactora auxiliar, se le eleva la temperatura hasta los 21 °C con la que penetra al interior del edificio.



La fig. 7 es la misma que la figs. 4 y 5 una vez instalado un intercambiador de calor como el descrito. Y la fig. 8 es una representación esquemática de un edificio equipado con un sistema Ventilación Centralizada Total con recuperador de calor y algunos accesorios como los plenums, que son cajas de distribución de flujos confluyentes hacia el extractor o bien procedentes del grupo de impulsión.



Tanto las toberas de impulsión con rejillas difusoras para las salas secas como las válvulas o compuertas de extracción de las salas húmedas, pueden ser regulables manualmente o bien autorregulables.

Una variante más sofisticada dentro del afán de recuperar energía estriba en instalar una bomba de calor en los grupos de ventilación. El aparato de extracción hace pasar el aire viciado a 20 °C por la batería de aletas del

evaporador hasta ser enfriado a 2 °C, al salir al exterior. A su vez el ventilador de impulsión capta el aire exterior a 10 °C, se calienta hasta los 40 °C al cruzar la batería del condensador y es distribuido a las salas secas. El ciclo frigorífico se mantiene por la acción del compresor, cuyo consumo de energía se rentabiliza muy positivamente en su función calefactora.

Ventilación Centralizada en viviendas colectivas

Los dos sistemas descritos, son perfectamente de aplicación a bloques de viviendas. En la Fig 10 y 11 se representan edificios de varias plantas con sistemas de VC instalados.

El Total, fig. 11 con la entrada y salida de aire centralizados, es el que permite la instalación de un sistema de recuperación de energía. Para este caso se requiere un cierto espacio en el desván o en una cabina en la azotea para ubicar todo el equipo de extracción, impulsión, recuperador, batería calefactora, filtros para el aire de entrada así como plenums de distribución.

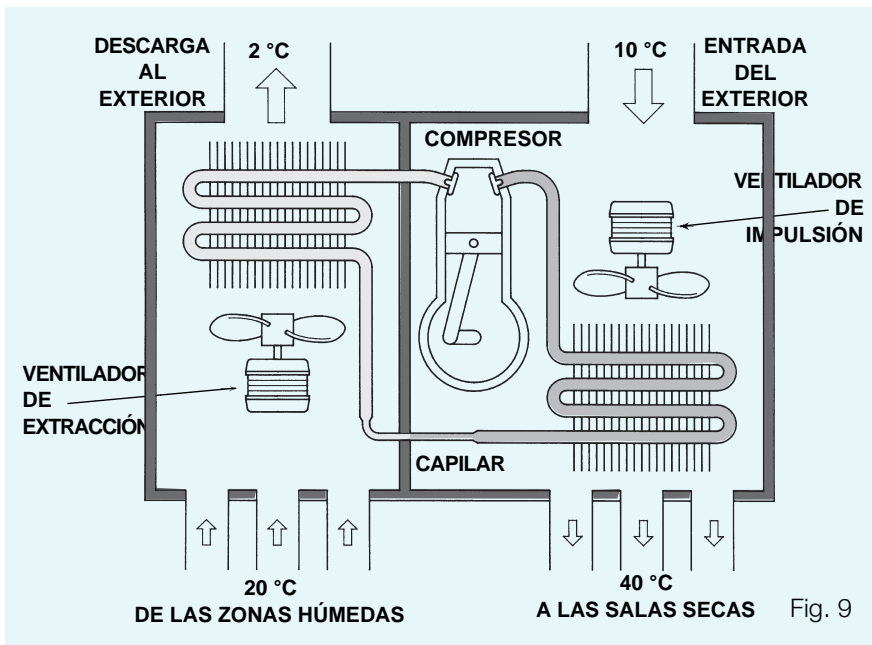


Fig. 9

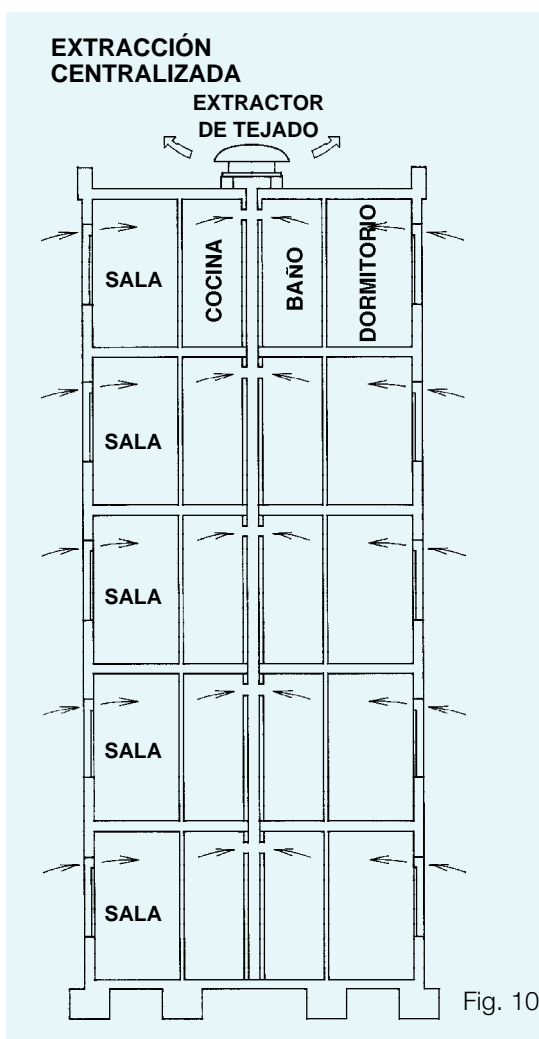


Fig. 10

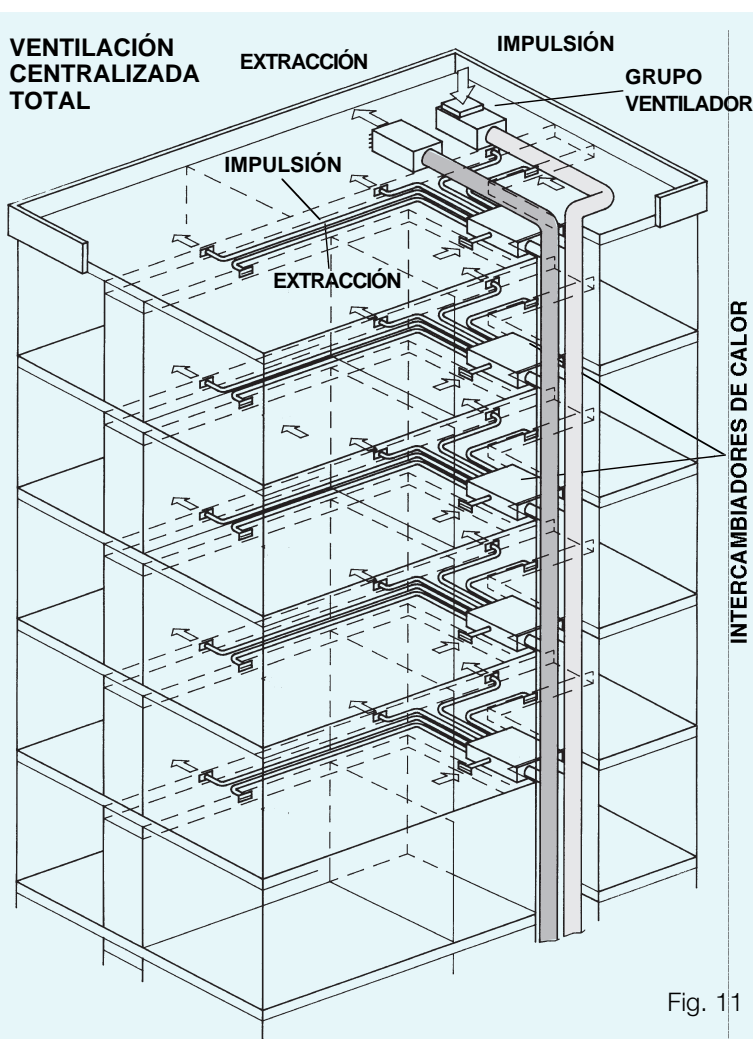


Fig. 11

CONCEPTOS VENTILACION

CAMPANAS DE EXTRACCIÓN

Cuando en la Hoja Técnica VENTILACIÓN 1, 4/1995, se hablaba de Ventilación Localizada se justificaba el uso de la misma cuando era posible identificar en un punto concreto el foco contaminante del aire. Entonces, decíamos, el sistema más racional y económico, así como el único eficaz si pretendíamos controlar emanaciones tóxicas o polverientas o de humos, consistía en capturar la contaminación a medida que se producía y en el mismo lugar de origen, para impedir su difusión por todo el ambiente. La Campana de Captación es el elemento esencial en este caso, consistiendo en una caja cerrada con una cara abierta a la emisión nociva y la de qué parte un conducto de evacuación activado por un extractor mecánico.

El proyecto de una Campana de Captación ó Extracción debe resolver dos cuestiones principales:

- Forma, dimensiones y situación de la Campana.
- Cálculo del caudal necesario y determinación de las velocidades de aire para la captación y el arrastre.

CONCEPTOS BÁSICOS. UNIDADES

Cantidad de aire (V): Como en los procesos de acondicionamiento de aire tienen lugar a bajas presiones, puede considerarse el aire como un fluido incompresible y así la cantidad de aire existente en un local coincide con el volumen del mismo. Su expresión se hace en metros cúbicos, m³.

Caudal de Aire (Q): Este concepto implica aire en movimiento y por tanto hay que relacionar la cantidad con el tiempo en qué circula. Se expresa en metros cúbicos por hora m³/h y, a veces, en litros por segundo l/s. La fórmula de relación entre ambos es:

$$1 \text{ m}^3/\text{h} = 3,6 \text{ l/s.}$$

Velocidad del Aire (v): La velocidad del aire con qué circula un determinado caudal (Q) que atraviesa una sección (S) de conducto u otro

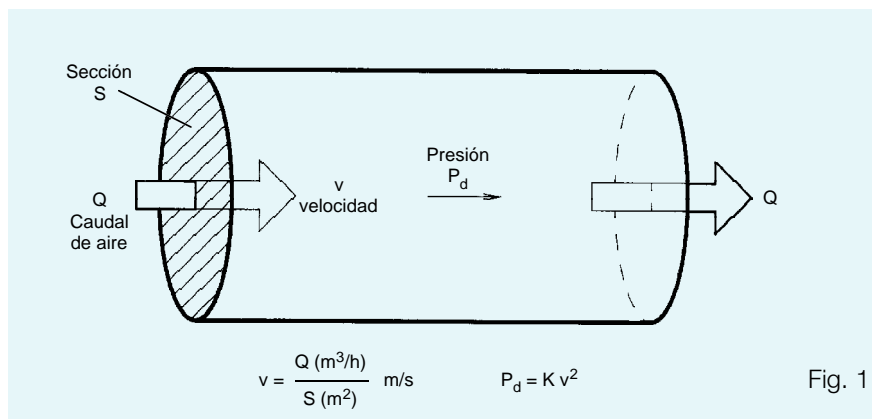


Fig. 1

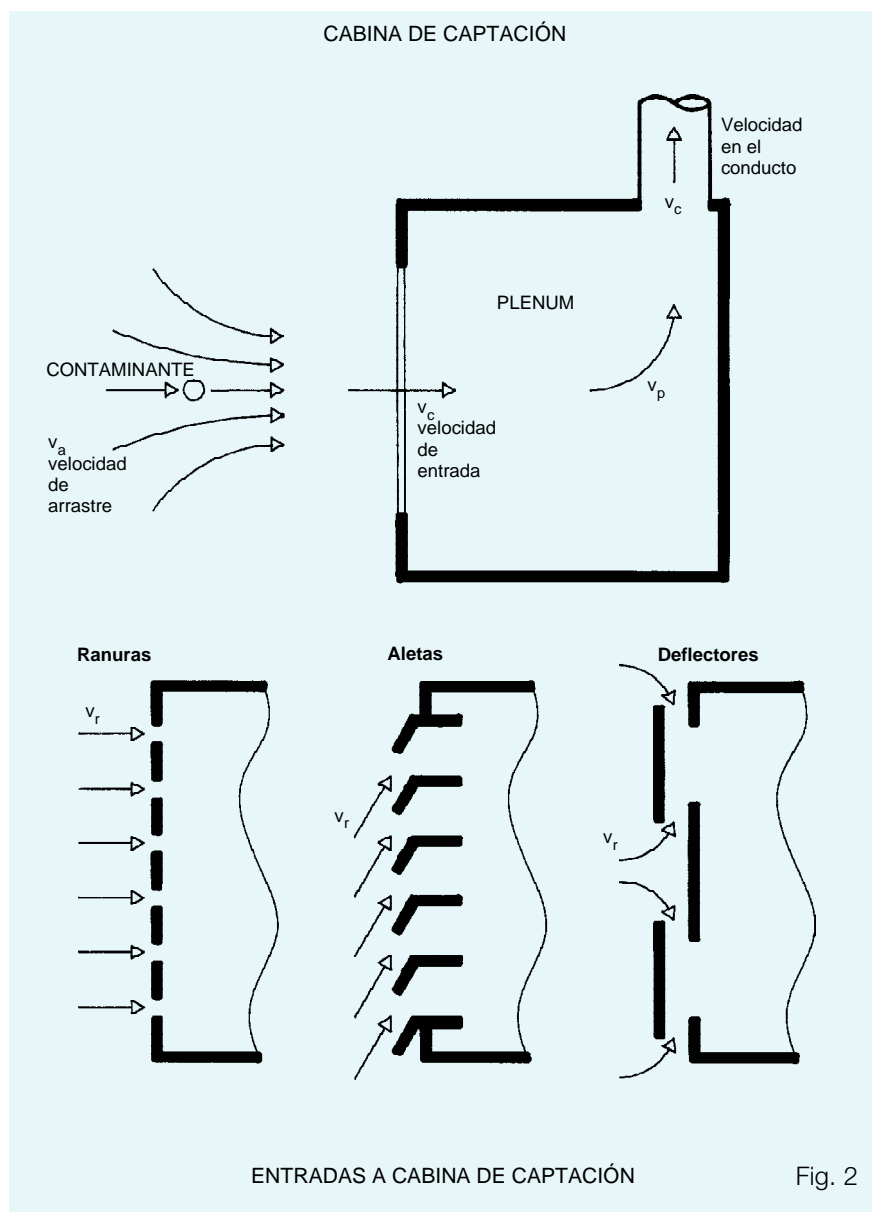


Fig. 2

espacio, viene determinada por la fórmula:

$$V \text{ (m/s)} = \frac{Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{3.600 \text{ (m}^2\text{)}}$$

Esta velocidad determina una presión del aire en dirección a la circulación del mismo que se llama Presión Dinámica (P_d) cuya expresión es:

$$P_d \text{ (mm c.d.a.)} = \frac{v^2 \text{ (m/s)}}{16,3}$$

Esta presión (P_d) sumada a la Presión Estática (P_e) que el aire produce en todas direcciones dentro del conducto o recinto, dan la Presión Total (P_t), lo que constituye la Ecuación de Bernoulli, fundamental en el estudio de los fluidos (aire) en movimiento:

$$P_t = P_e + P_d$$

DEFINICIONES

Campana: Dispositivo diseñado para la captación del aire contaminado. Suele tener una forma ahuesada.

Cabina: Tiene forma de paralelepípedo descansando en el suelo, cerrado, con una cara abierta por la que aspira.

Coefficiente «n»: Es una constante que evalúa la pérdida de carga de un elemento dentro de la canalización o entrada a la misma.

Humo: Es una suspensión de partículas sólidas en el aire y que se forma en el proceso de combustión o sublimación.

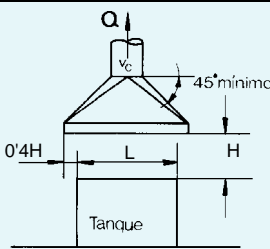
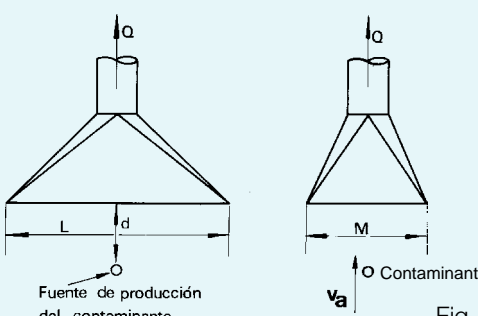
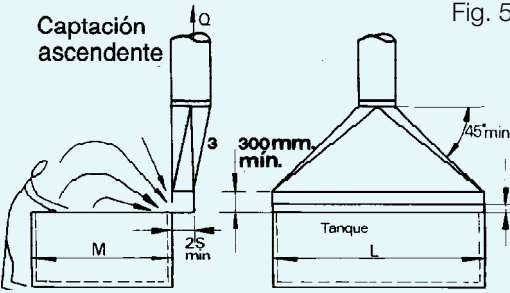
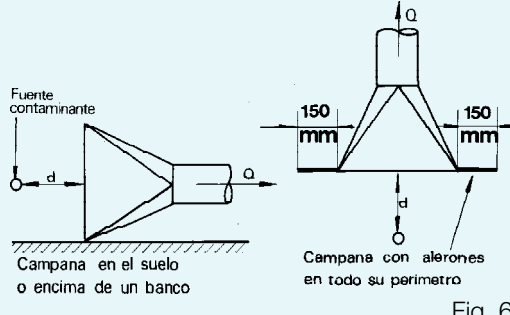
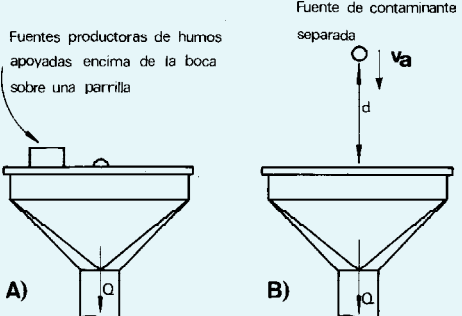
Niebla: Pequeñas gotas de líquido en suspensión en el aire.

Pérdida de carga: Es la pérdida de presión que se origina al circular el aire por una canalización, a la entrada o por obstáculos en la misma, debido al rozamiento, al cambio de dirección o choques. Se mide en milímetros de columna de aire (mm c.d.a.) o bien en Pascals, 1 mm c.d.a. = 9,81 Pascal.

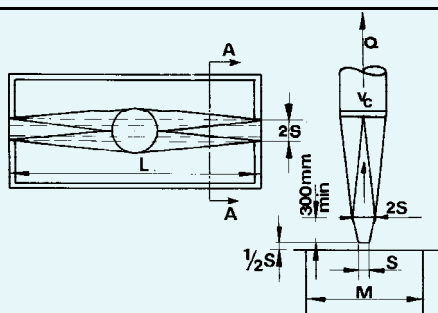
Pérdidas de entrada: Es la pérdida de carga que se produce al entrar el aire a una canalización o elemento del sistema de ventilación.

Plenum: Es una cámara intercalada en una conducción o captación de aire para uniformizar la presión.

Polvo: Son pequeñas partículas sólidas que se crean a partir de otras partículas de mayor tamaño debido a procesos mecánicos de triturado, taladrado, explosiones, etc.

<p>CAMPANA SOBRE UN TANQUE</p>  <p>Este tipo de captación no es recomendable para desprendimientos tóxicos; sólo debe aplicarse para vapor de agua o vapores inocuos.</p> <p>Fig. 3</p>	<p>Caudal necesario:</p> <p>CUATRO COSTADOS ABIERTOS $Q \text{ [m}^3\text{/h]} = 5.000 \text{ PHv}$ P = perímetro [m] v_a = velocidad de captación, de 0,25 a 2,5 m/s</p> <p>DOS COSTADOS (L y M) ABIERTOS (M anchura tanque) $Q = 3.600 (L + M) H v_a$</p> <p>UN COSTADO (L) ABIERTO $Q = 3.600 L H v_a$</p> <p>En todos: Velocidad en el conducto: $v_c = 10$ a 15 m/s Pérdidas entrada $n = 0,25$</p>
<p>CAMPANA LIBREMENTE SUSPENDIDA</p>  <p>Fig. 4</p>	<p>$Q \text{ (m}^3\text{/h)} = 3.600 (10 d^2 + S) V$ d [m] = distancia de la campana a la fuente de contaminante $S \text{ [m}^2\text{]} = L \times M$ [m] v_a = velocidad [m/s] de captura</p>
<p>TANQUES PARA RECUBRIMIENTOS ELECTROLÍTICOS</p>  <p>Fig. 5</p>	<p>El caudal necesario:</p> <p>$Q \text{ [m}^3\text{/h]} = KLM$ K = de 1.000 a 10.000 (usualmente de 3.000 a 5.000)</p> <p>L, M en metros [m] La velocidad aire en la ranura: $v_r \geq 10 \text{ m/s}$</p> <p>Con esta captación se mantiene alejado el contaminante de la zona de respiración del operario.</p>
<p>CAMPANAS EN CASOS ESPECIALES</p>  <p>Fig. 6</p>	<p>El caudal necesario:</p> <p>$Q \text{ [m}^3\text{/h]} = 2.750 (10 d^2 + S) v_a$ $S = L \times M \text{ [m}^2\text{]}$</p>
<p>CAMPANAS INVERTIDAS</p>  <p>Fig. 7</p>	<p>$S = \text{[m}^2\text{]} \text{ superficie de la boca de la campana} = L \times M$ [m]</p> <p>v_a = velocidad de captura del contaminante [m/s]</p> <p>Caudal necesario A) $Q \text{ [m}^3\text{/h]} = 3.600 v_a S$ B) $Q = 3.600 (10 d^2 + S) v_a$</p>

CAPTACIÓN POR RANURA CENTRAL



sección A-A Fig. 8

- La velocidad en el conducto debe ser $V_c \geq 10 \text{ m/s}$
- Las pérdidas de entrada $n = 1,8$
- La velocidad v en el plenum debe ser igual de las ranuras.
- La velocidad en las ranuras debe ser de $v_r \geq 10 \text{ m/s}$
- Si la anchura del tanque es $> 1,80 \text{ m}$ es aconsejable disponer dos tomas de aire y si alcanza los 3 m es totalmente necesario.

CAPTACIÓN POR RANURAS LATERALES

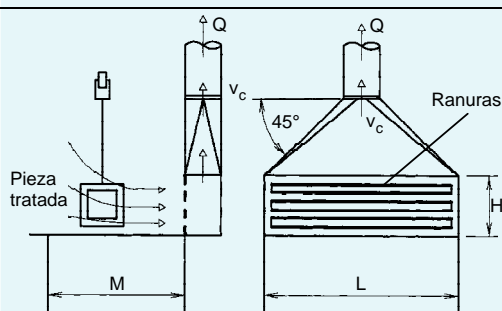


Fig. 9

- Disponer una sección holgada al final del plenum.
- La anchura del tanque determina a veces el tipo de captación a adoptar:
Hasta $0,5 \text{ m}$ una ranura lateral
de $0,5$ a 1 m Es aconsejable ranuras a ambos lados
de 1 a $1,25 \text{ m}$ Es necesario dos ranuras
 $> 1,25 \text{ m}$ Lo mejor es cerrar el tanque en una cabina

CAPTACIÓN SEMI-LATERAL

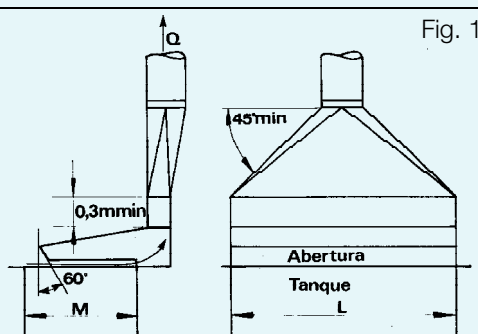


Fig. 10

- La superficie del líquido debe quedar por lo menos 150 mm por debajo de la abertura de la ranura.
- Es aconsejable colocar tapas encima de los tanques, cuando no se utilizan, así como puertas de limpieza en los conductos.
- Es una buena práctica acoplar los extractores de aire a través de juntas elásticas a los conductos para evitar vibraciones.

BANCO PORTÁTIL DE PULIR

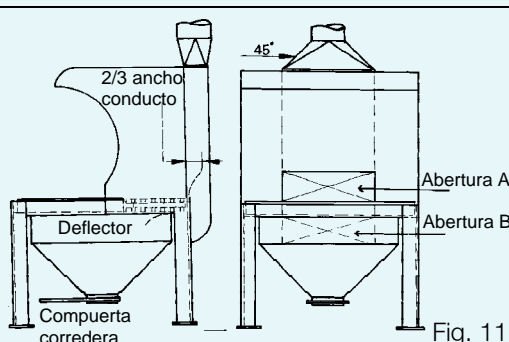


Fig. 11

Caudal necesario:
 $Q = 3.000 \text{ a } 5.000 \text{ m}^3/\text{h}$ por m^2 de superficie del banco.

$$S = \frac{0,75 Q}{V_c} \text{ m}^2$$

V_c en A: 5 m/s

V_c en B: 1 m/s

FUNDICIÓN

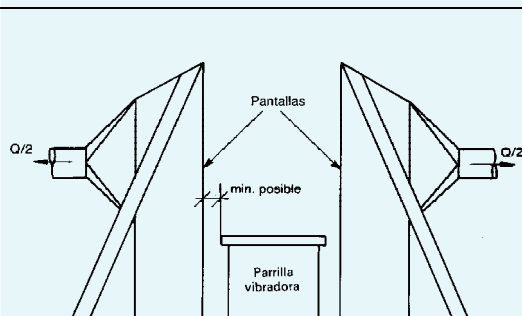


Fig. 12

Caudal necesario:
Piezas calientes:
 $Q = 7.500 \text{ m}^3/\text{h}$ por m^2 de superficie de parrilla desmoldeo.

Piezas frías:
 $Q = 5.500 \text{ m}^3/\text{h}$ por m^2 de superficie de parrilla.

Las tolvas de recogida de tierras deben contar con una extracción equivalente al 10% del volumen total extraído.

Presión Atmosférica: Es la debida al peso del aire que nos envuelve. Se mide con un barómetro. La presión atmosférica normal es de 760 mm c.d.m. (columna de mercurio) que equivale de 10.334 mm c.d.a.

Tobera: Elemento de captación cuyo diseño estrecha la boca de captación para aumentar la velocidad del aire.

Vapor: Sustancia en estado gaseoso que, normalmente, lo está en líquido o sólido. Se pasa de uno a otro estado por variación de la temperatura.

Velocidad de captación (o de arrastre) V_a : Es la velocidad del aire en la boca de una campana o cabina necesaria para vencer las corrientes contrarias y recoger, (arrastrar), aire, gases, polvo o humo, obligándoles a entrar en las mismas.

Velocidad en el conducto (o de transporte) V_c : Es la velocidad del aire dentro del conducto necesaria para evitar que las partículas sólidas en suspensión sedimenten y queden depositadas en el mismo.

Velocidad de entrada (V_e): Es la velocidad del aire en la boca de la campana u otro elemento de captación.

Velocidad de en plenum (V_p): Es la velocidad media dentro de la cámara de uniformización de presiones del aire una vez captado.

Velocidad en las ranuras (V_r): Es la velocidad del aire en las aberturas de que disponen las cabinas para distribuir uniformemente la extracción.

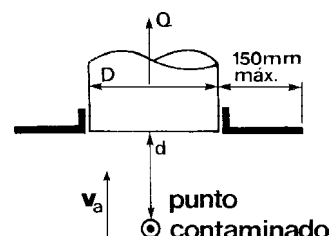
PRINCIPIOS DE DISEÑO

Cualquier boca de captación si dispone de bridas, o sea rebordes planos de cierta anchura que la circunden, reducirá el caudal de aire necesario en aproximadamente un 25% .

Si las dimensiones indicadas en el dibujo cumplen,

$$D > d > D/2$$

la velocidad de arrastre debe ser:



$$V_a = \frac{Q}{2.750 (10 d^2 + 5)}$$

La velocidad de arrastre V_a decrece con el cuadrado de la distancia, esto es, a una distancia doble del foco de contaminación a la campana, corresponde un caudal necesario cuádruple.

CAPTACIÓN POR CAMPANA

Tipo de Trabajo	V_a (m/s)	V_c
Gases o vapores	0,25 a 0,5	12
Gases soldadura	0,5 a 1	15
Caldera de vapor	0,75	10
Estufa barnizado	1 a 1,25	8
Taladrado	2	22

CAPTACIÓN POR CABINA

Pintura, triturado	1 a 2,5	15
Aerografismo	2	10
Amolado	1	18
Máquina embalar (Aspirac. descendente)	0,25 a 0,5	
Motores explosión	3.500 m ³ /h. m ²	
Tanque impregnado	3.500 m ³ /h. m ²	
Forja manual	1	8

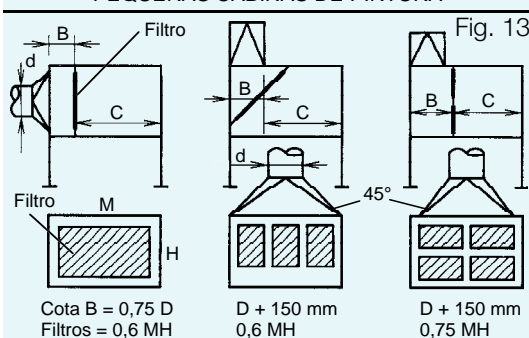
CAPTACIÓN POR CABINA

Esmerilado	2,5 a 10	15
Perforado rocas, vertical descendente	0,3	18
Soldadura plata	0,5	10

VARIOS

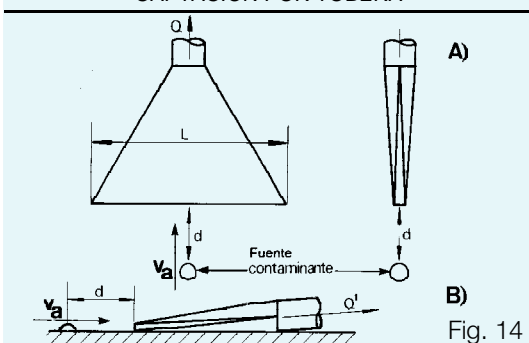
	V_c
Todos los vapores y gases	9 a 10
Polvos semillas, yute o goma	10
Soldadura eléctrica	10 a 13
Hilachas de algodón, harina de gramíneas y de madera, polvos de litografía	13 a 15
Serrín de madera	15
Polvo metálico de rectificado	16
Finos de goma, hilachas de yute, polvo de algodón, de jabón y bakelita, virutas ligeras de madera y cuero	15 a 20
Polvo de amolado, de yute, lana, granito y corte prod. cerámicos y barro de arcilla, de fundición y envasado prod. textiles, granos de café, harina de sílice, viruta fina metálica	18 a 20
Polvo pesado de aserrado, torneado metálico, vibrado y volcado en fundición, proyección de arena, cubitos de madera, polvo de plomo con partículas, de cemento, de asbestos en el cortado de conductos, desperdicios pegajosos de lino, polvo de cal viva y finos de carbón	25 y +

PEQUEÑAS CABINAS DE PINTURA



El operario precisa máscara
 M = pieza a realizar + 0,3 m.
 H = pieza a realizar + 0,3 m.
 C = 0,75 M ó H (el mayor de los dos)
 Q = 3.800 m³/h por m² (3.800 MH).
Para superficie hasta 0,35 m².
 Q = 2.800 m³/h por m² para superficie mayor de 0,35 m².
Velocidad conducto: v_c 0,5 – 15 m/s
Pérdida entrada:
Con pantallas = 1,8 Pd (ranura) + 0,5 Pd (conducto) con filtros, sucios = Pd (conducto)

CAPTACIÓN POR TOBERA



A) TOBERA SUSPENDIDA

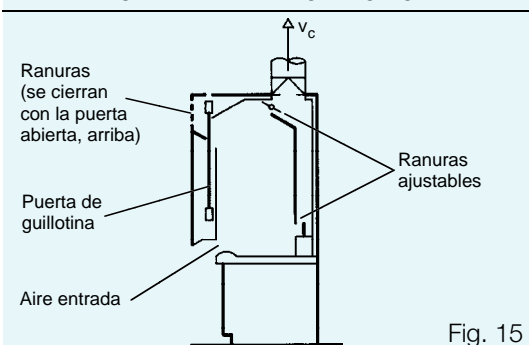
Caudal necesario:

Q [m³/h] = 13.500 dv_a
 L [m] = Longitud de la tobera
 d [m] = Distancia a la fuente del contaminante
 v_a [m/s] = Velocidad de captura a la distancia d

B) TOBERA ENCIMA DE UNA MESA

Q [m³/h] = 10.000 $L dv_a$
 L [m]

CAMPANA DE LABORATORIO



Caudal necesario:

Q = 1.800 S m³/h/m² para materiales de toxicidad normal.

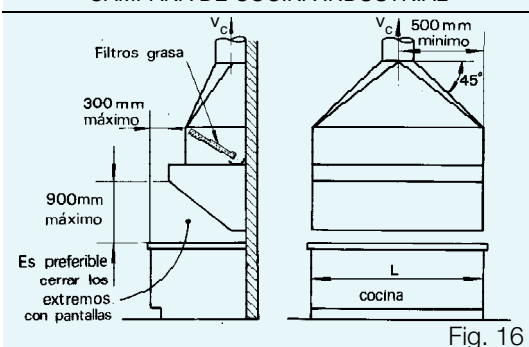
Q = 2.800 S m³/h/m² para materiales de alta toxicidad.

S = Superficie abierta, [m²]

Velocidad en el conducto:
 v_c = 5 a 10 m/s

Pérdidas en la entrada
 n = 0,5

CAMPANA DE COCINA INDUSTRIAL



TIPO RECORTADO

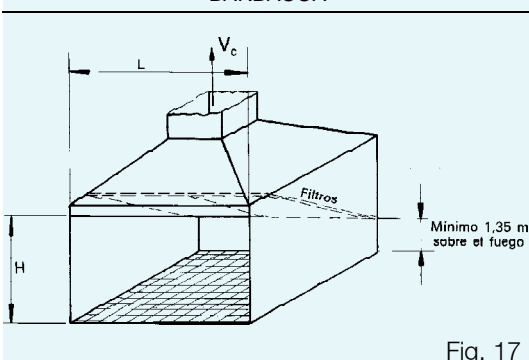
Caudal necesario:

Q [m³/h] = 1.150 L
 L en metros [m]

Velocidad en el conducto
 v_c = 5 a 20 m/s

Pérdida entrada: n = 0,25 (inferior a los casos precedentes por la entrada gradual al conducto)

BARBACOA



Caudal necesario:

Q [m³/h] = 1.800 LH

Velocidad en el conducto:
 v_c = 5 a 15 m/s

Pérdidas entrada:
 n = 0,25
 n = 0,25 conducto
= Pérd. filtros + 2,5 + 0,25 Pd (conducto)

CONCEPTOS VENTILACION

DIFUSION DE AIRE EN LOCALES

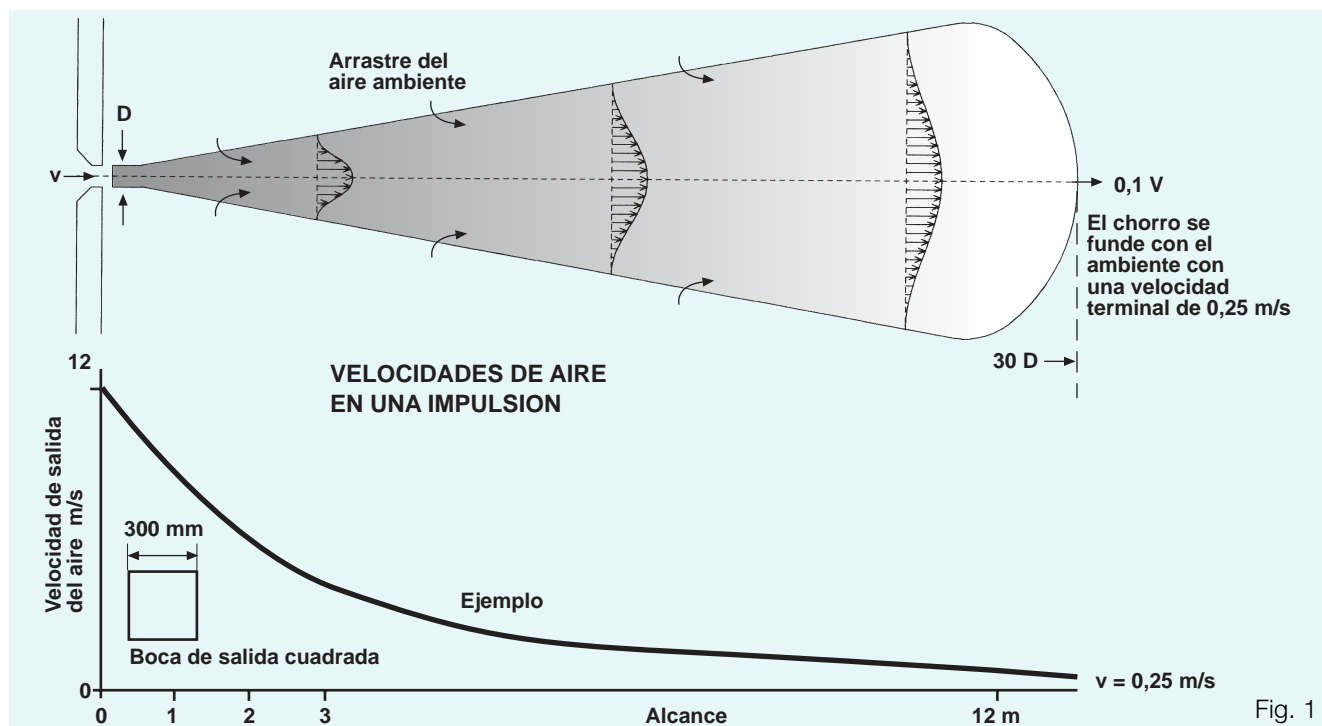


Fig. 1

Actualmente todos los grandes edificios se proyectan con una instalación de aire acondicionado y no se concibe un local comercial que no disponga de, por lo menos, refrigeración.

Pero una vez se tiene un aire en condiciones de calidad y confort el paso siguiente es distribuirlo por los locales de forma uniforme y con una velocidad que cuando menos no moleste. Esta técnica se denomina Difusión de Aire en Locales.

Existen hoy día en el mercado difusores de inducción elevada con venas radiales rotativas, de geometría fija o variable, toberas de largo alcance y bajo ruido, elementos para difusión por desplazamiento así como una gran selección de rejillas y difusores que el técnico puede usar en sus proyectos, preveyendo el resultado de su aplicación mediante sofisticados programas de simulación.

Definiciones y conceptos

Si no rigurosamente definitorias, las denominaciones que se dan a continuación son las más comúnmente aceptadas en ventilación, distribución y difusión de aire.

Eficiencia: Es la relación entre la concentración de un contaminante en el punto de extracción y la que se contiene, como media, en la zona ocupada. En casos de impulsión de aire por mezcla esta eficiencia alcanza la unidad. En general suele ser inferior a la unidad, pero en los casos de impulsión por desplazamiento puede ser superior aunque no utilizable para calentamiento de locales.

Alcance: Es la longitud a la que llega el chorro antes de que su velocidad descienda a la terminal, generalmente 0,25 m/s.

Chorro axial: Corriente de aire a lo largo de una línea.

Coefficiente de descarga: Relación entre la superficie de la sección de salida y la sección de la vena contraída.

Difusión: Distribución de aire por una boca que descarga en varias direcciones y planos.

Difusor: Boca de salida de aire suministrado en varias direcciones y planos.

Caída: Distancia vertical entre la salida del aire y el final de su desplazamiento hacia abajo, definido por una velocidad concreta del aire.

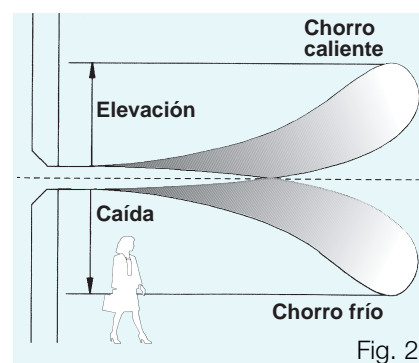


Fig. 2

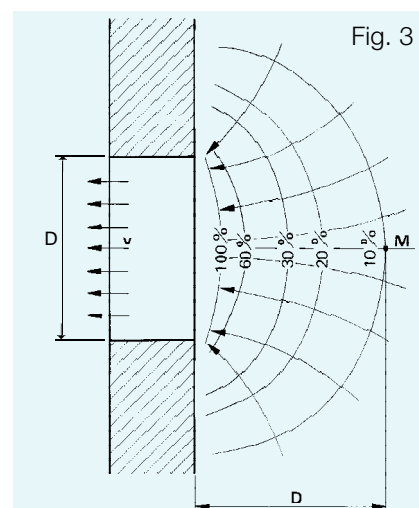


Fig. 3

Elevación: Concepto igual a la caída pero hacia arriba.

Area efectiva: Es el espacio neto de una boca de descarga o entrada de aire. Es igual a la sección de salida por el coeficiente de descarga.

Arrastre: Efecto de inducción del aire ambiente por el del chorro de impulsión.

Coeficiente de arrastre: Relación entre el aire movido en un local y el aire impulsado por la boca de salida.

Envolvente: Es la cobertura de aire en movimiento con velocidad perceptible.

Chorro radial: Corriente de aire desde un centro hacia afuera, cubriendo una circunferencia.

Radio de difusión: Distancia horizontal desde la salida de aire y el final del alcance del chorro, cuyo límite viene definido por una velocidad fijada.

Aire total: Es el aire impulsado más el arrastrado.

Alabes: Planchas delgadas múltiples en las bocas de impulsión.

Relación de alabes: Cociente entre la anchura de un alabe y la separación del contiguo.

Aspiración: Efecto contrario al de impulsión y por el que se evacúa el aire del local.

La figura 3 pone de manifiesto la gran diferencia de las velocidades del aire próximas a una aspiración a las de una impulsión graficadas en la fig. 1. A la distancia de un diámetro de una boca de aspiración se encuentra una velocidad de aire que en una boca de impulsión hay que buscarla a una distancia de treinta diámetros.

Así pues hay que tener muy en cuenta que al insuflar en un local, con velocidades elevadas para que el chorro alcance distancias convenientes, las personas o animales que ocupan el mismo toleren la corriente de aire. La impulsión debe arrastrar aire del ambiente y mezclarse con el mismo fuera de la zona de ocupación para llegar a una velocidad terminal que luego no moleste a los habitantes.

Hay que tener en cuenta también que los movimientos de aire en un local en el cual se insufla depende, no solamente de la velocidad de proyección del aire soplado, sino también de las diferencias de la temperatura más elevada del aire introducido como del enfriamiento del aire a lo

largo de las paredes. Si hay algo de ventilación natural, en invierno el aire exterior penetra por la parte baja del local y empuja hacia arriba el aire interior.

La posición relativa de las bocas de impulsión y la de aspiración pueden ser muy diversas y es importante disponerlas adecuadamente para obtener una buena difusión de aire. Las figuras 4 a 7 recogen en esquema cuatro de las más usuales para locales de dimensiones discretas. Si los locales llegan a alcanzar dimensiones considerables o formas irregulares, debe zonificarse la difusión recurriendo a distribuir los impulsores orientando sus descargas y acoplar sus efectos de modo que no resulten contrarios. La fig. 8 ilustra diversos casos posibles.

La disposición de la fig. 4 es muy clásica y apropiada para lugares con

poca altura de techo. Las bocas de impulsión pueden adoptar cualquier forma: circular, rectangular, cuadrada, lineal, con o sin regulación, etc.

La disposición de la fig. 5, con difusores circulares o cuadrados admite grandes caudales de aire con una buena distribución, aunque necesitan alturas de techo superiores a los 3 m. La boca de aspiración, en el zócalo, suele ser de rejilla rectangular, alargada.

La insuflación y recuperación, esto es la impulsión y aspiración, por el suelo de la fig. 6 logra una buena homogeneidad de temperatura en el local sin necesidad de disponer de alturas de techo importantes. Tiene el inconveniente que revuelve polvo del suelo obligando a trabajar de firme los filtros que se colmatan con rapidez.

El sistema de la fig. 7 con la ventaja de su compacidad sólo es recomen-

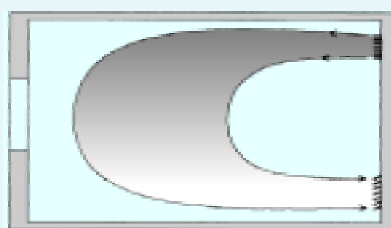


Fig. 4: **Impulsión lateral.**
Aspiración por rejilla baja.

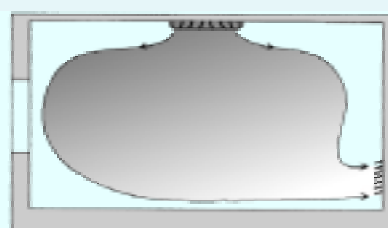


Fig. 5: **Impulsión por el techo.**
Aspiración por rejilla baja.

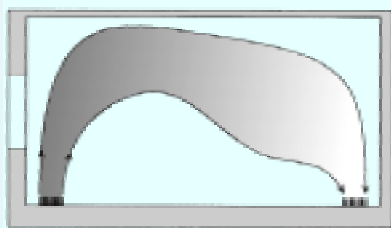


Fig. 6: **Impulsión y aspiración por el suelo**

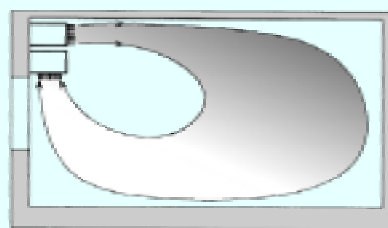
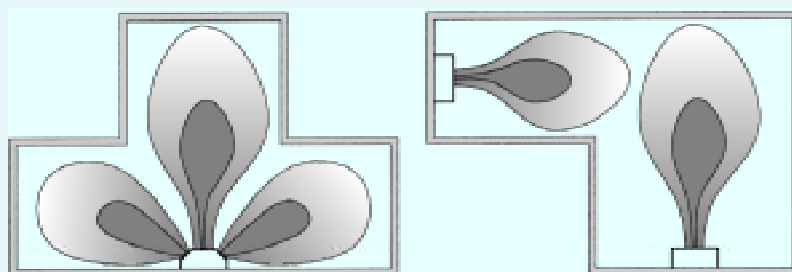


Fig. 7: **Impulsión y aspiración en un bloque, con bocas en distintas direcciones.**



ZONIFICACION DE ESPACIOS PARA DISTRIBUIR LA DIFUSION

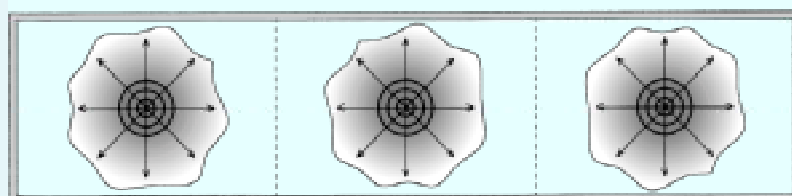


Fig. 8

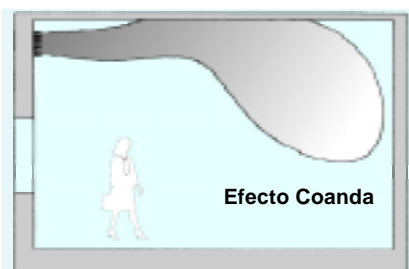


Fig. 9

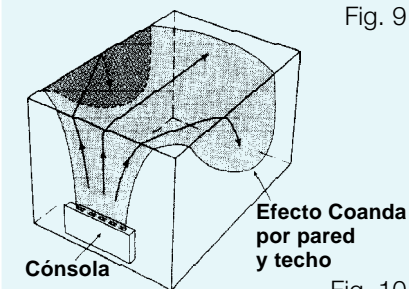


Fig. 10

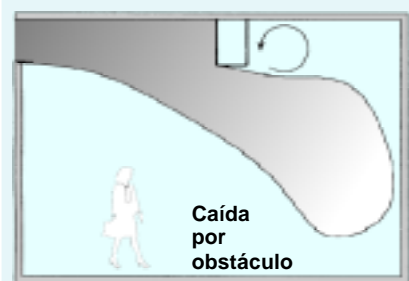


Fig. 11

dable para refrigeración. En calefacción se producen diferencias de temperatura importantes que no obstante desaparecen si el local es grande como en instalaciones de naves industriales.

Presencia de Obstáculos

Los chorros de impulsión tienden a pegarse a las paredes y recorrer distancias largas antes de desprenderse y caer (Fig. 9). Para ello las bocas deben estar muy próximas al techo. También las consolas pegadas a las paredes, pueden aprovechar este efecto, llamado Coanda, descargando verticalmente y siguiendo luego el chorro adherido al techo (Fig. 10).

Pero el efecto Coanda queda anulado cuando lo intercepta un obstáculo, una viga atravesada o una luminaria que sobresale, o una columna lo suficiente ancha que se oponga (Fig. 11). Hay que elegir pues el lugar de impulsión colocándolo, cuando sea posible, con el chorro paralelo al obstáculo o insuflar pasado el mismo.

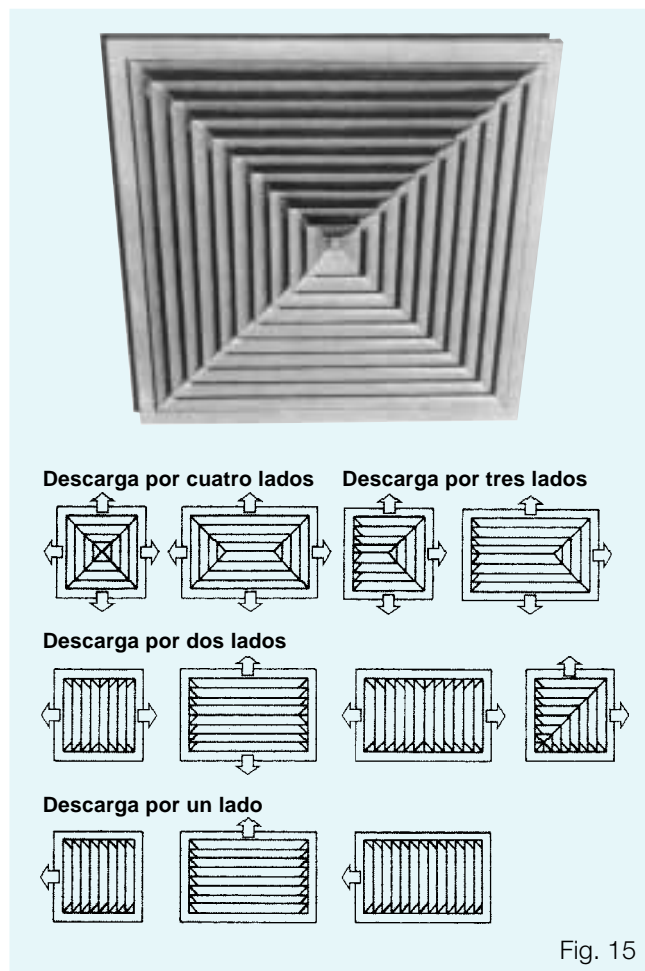
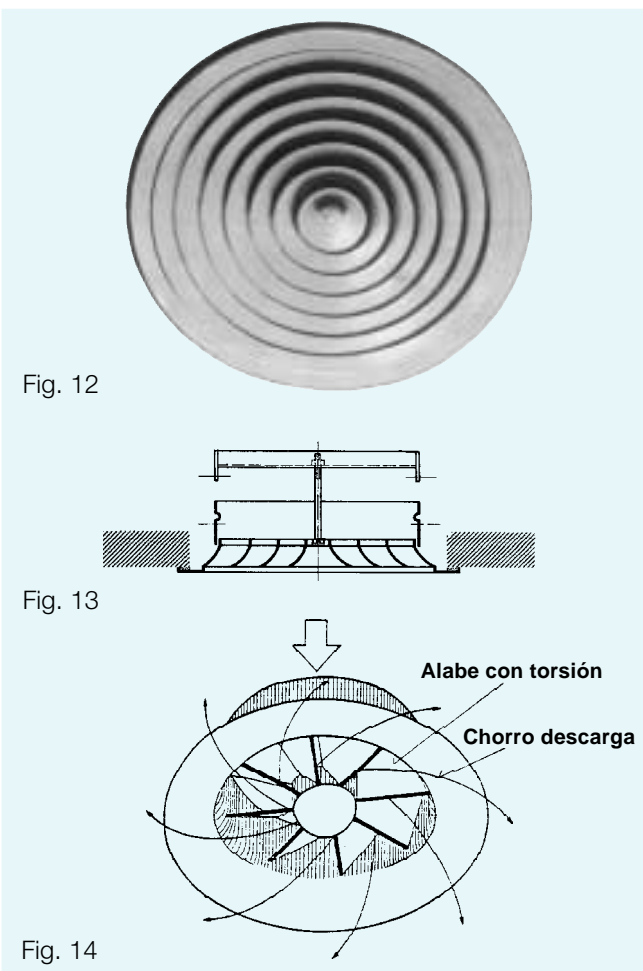
Tipos de difusores

Difusores de Techo: La difusión por el techo es la mejor forma de hacerse

porque está fuera de la zona ocupada. Los difusores generalmente adoptan la forma circular o cuadrada.

Los difusores circulares están contruidos por varios conos concéntricos que proyectan el aire paralelamente al techo y en todas direcciones (Fig. 12 y 13). Existen tipos con aletas torsionadas que proyectan el chorro en espiral (Fig. 14). Los hay semicirculares adecuados para instalar cerca de una pared. Algunos llevan dispositivos de regulación que permiten orientar el chorro parcialmente hacia el suelo. Es conveniente que se instale una compuerta en el conducto de alimentación del difusor que permita regular el caudal de aire. El radio de difusión viene definido por la velocidad terminal, indicada en el catálogo del fabricante.

Los difusores cuadrados se comportan prácticamente igual que los circulares si bien se significan algo más los cuatro chorros que corresponden a cada lado del cuadrado (Fig. 15). También los hay que descargan en sólo tres, dos o una sola dirección. Estos difusores, mas cuando son de dos o una dirección se usan también muralmente.



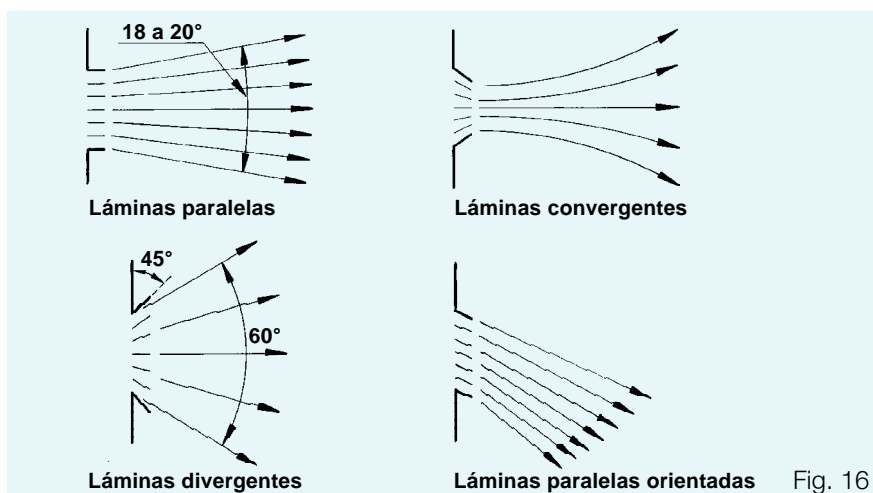


Fig. 16

VALORES DE COEFICIENTE C

Tabla 1

Velocidad de chorro en el punto x	Valor de C por velocidad de salida v_1 igual a:				
	5 m/s	10 m/s	15 m/s	20 m/s	25 m/s
2,5 m/s o más	—	6	6,2	6,4	6,8
2	—	5,6	5,9	6,2	6,5
1,5	5	5,2	5,4	5,7	6,0
1	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4
0,5	3,7	3,7	3,8	3,9	4,0

Difusores rectilíneos

Este tipo de difusor tiene su principal aplicación de forma mural y para aire acondicionado. Suelen ser rectangulares desde proporciones próximas al cuadrado hasta llegar a ser totalmente lineales de varios metros, estrechas. Todas disponen de aletas paralelas, horizontales o inclinadas, y mayormente fijas. Las hay regulables en inclinación y también de dos hileras superpuestas, verticales y horizontales, que permiten regulaciones más finas.

El alcance del chorro y la dispersión o divergencia del cono que forman sus filetes vienen influidos también de forma notable por la rejilla o persiana con que se haya equipado la boca de insuflación. Si las láminas de la persiana mantienen una posición horizontal, o sea que no afecten la forma inclinada, el chorro adquiere una divergencia comprendida entre los 18 y 20°, lo cual puede traducirse en una divergencia en cualquier dirección alrededor de los 0,30 m por cada 2 m de longitud de alcance de la impulsión.

Utilizando persianas con las láminas convergentes, en contra de lo que puede parecer de que debe concentrarse el chorro, no ocurre así, pues si bien a corta distancia de la boca de insuflación se consigue una especie de contracción de la vena, muy pronto la corriente diverge más de lo que

haría sin la existencia de persianas convergentes, de forma que resulta como si las láminas no fueran convergentes y hubieran adoptado su posición horizontal.

Con persianas de láminas divergentes se produce un ensanche angular muy marcado en cuanto a dirección y longitud del chorro. Colocando las láminas extremas de la reja a unos 45°, se obtiene un ángulo de dispersión horizontal de 60° aproximadamente. De esta forma se logra que la impulsión llegue a reducirse hasta la mitad de longitud que con láminas. La fig. 16 ilustra las divergencias que provocan las distintas persianas.

Existe una fórmula que permite medir la velocidad del aire en un punto determinado a una distancia concreta de la boca de insuflación en el caso de láminas horizontales, o en ausencia de las mismas, que es la siguiente:

$$v = \frac{C v_1 \sqrt{S_1}}{x}$$

en donde v es igual a la velocidad del chorro en m/s en un punto dado, x es la distancia a la boca en metros, v_1 es la velocidad de salida del aire de la boca de insuflación, S_1 es la superficie libre de la boca de insuflación, C es una constante que puede sacarse de la Tabla 1.

Difusores de suelo

Este tipo de descarga debe colocarse en la periferia de los locales, junto a

las paredes en lugares en los que los ocupantes no se coloquen encima de ellas y no se vean obstaculizadas por muebles o enseres. Suelen estar empujadas en el piso y llevan aletas regulables que permitan orientar el chorro o hacerlo diverger rápidamente y también compuertas de regulación de caudal.

Otros tipos de difusores

Aparte de los descritos que son los principales, existen difusores de inducción, que favorecen la mezcla del aire impulsado con el del ambiente, difusores de techo orientables que aparte de permitir escoger la orientación de la descarga pueden llegar a cerrar el paso del aire, de rejilla plana constituidos por una simple malla, sistema muy rudimentario, que no permite ningún tipo de regulación ni de orientación y difusores de zócalo que revisten la forma de una rendija de descarga a lo largo de las paredes.

Bocas de aspiración

Constituyen el retorno o descarga del aire ambiente hacia el exterior. Suelen ser de aletas fijas, inclinadas para evitar la visión hacia el interior o bien simples mallas o enrejados. Por efectos estéticos a veces se usan los mismos difusores de impulsión, sobre todo los rectangulares o lineales, instalando en general una boca de aspiración por cada dos de impulsión, calculando convenientemente la sección.

Ruido

Resulta muy complejo calcular de antemano las condiciones de ruido de una boca de insuflación atendiendo el caudal de aire proporcionado, a las características absorbentes propias del local e incluso contando con datos del fabricante de las bocas de insuflación. Estos cálculos resultan demasiado complicados para recomendarlos de forma general. Si no se trata de casos muy particulares, cuando sea imprescindible hacerlos, el método más simple para resolver el problema del ruido consiste en elegir velocidades de aire de insuflación que sean lo suficiente bajas para que provoquen el menor ruido posible. En la Hoja Técnica "Movimiento del aire", se relacionan una serie de velocidades con indicación del destino de los locales habitados. La velocidad superior, cuando se indican dos límites, no debe superarse so pena de ver aparecer niveles de ruido molestos.

CONCEPTOS VENTILACION**VENTILACIÓN DE ATMOSFERAS EXPLOSIVAS I**

Puede resultar útil empezar definiendo algunos conceptos y exponer los comportamientos de los líquidos, vapores y gases en circunstancias de inflamabilidad y explosión para exponer después el control que puede ejercerse con una ventilación adecuada de las atmósferas conteniendo tales elementos.

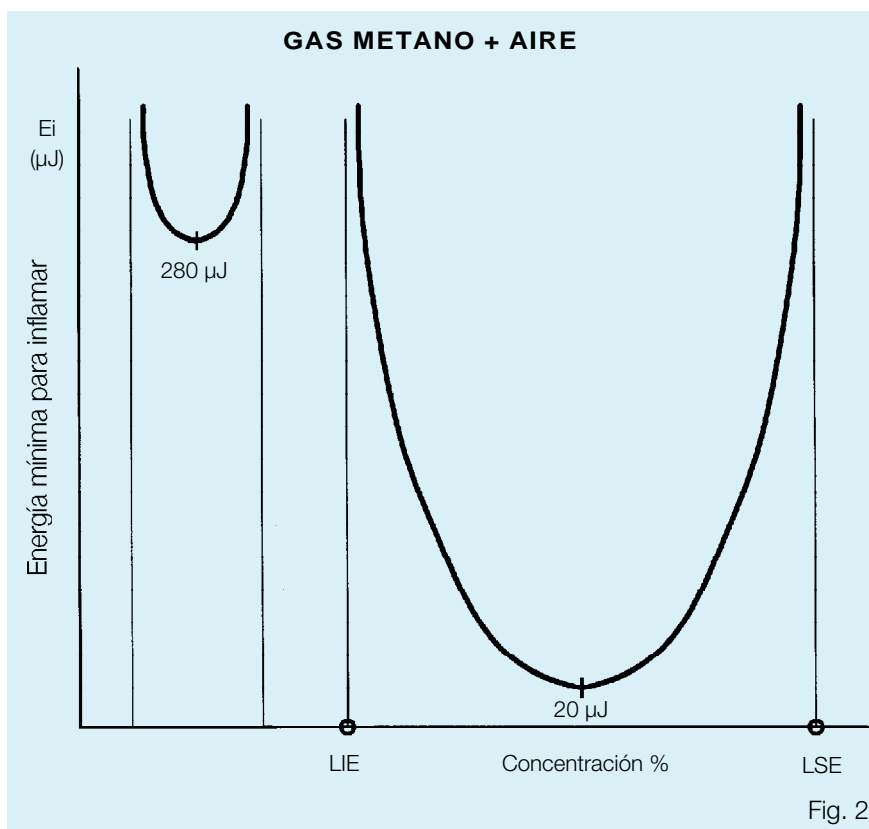
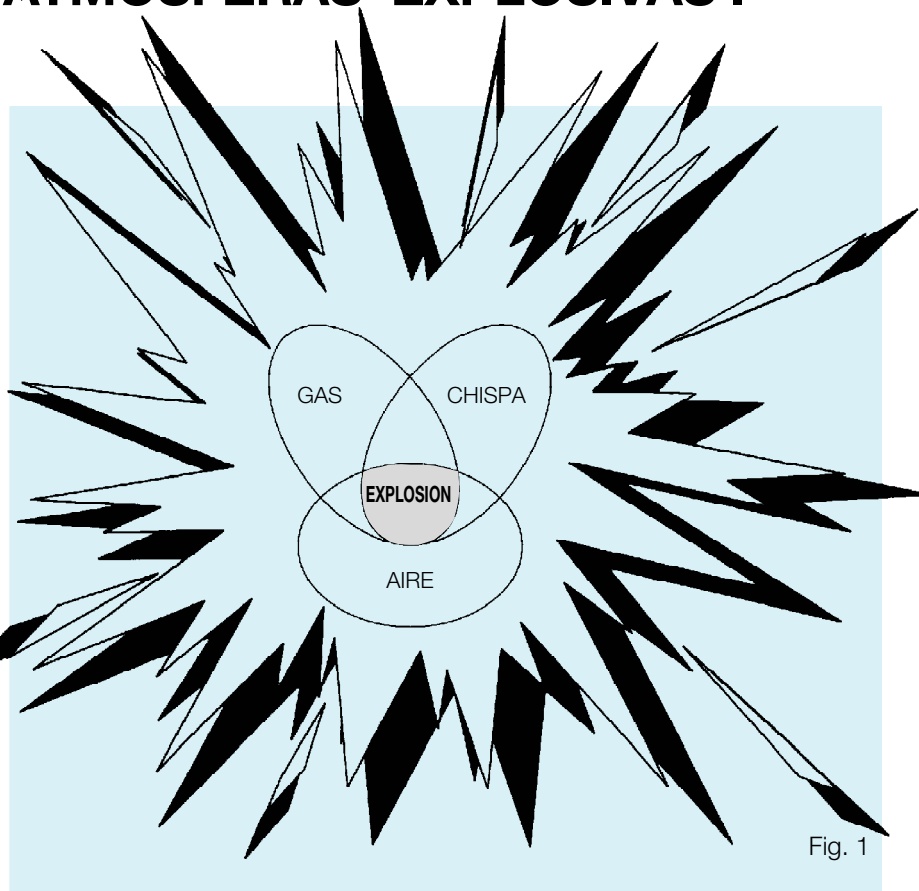
Los líquidos en si no son inflamables, son los vapores que de ellos se desprenden los que con aplicación de una llama o chispa provocan el fuego o la explosión. Estos vapores precisan de una determinada proporción de aire y la presencia de una fuente de ignición para entrar en inflamabilidad.

Así los vapores de la gasolina deben estar presentes en un 1,4% al 7,6% en un volumen de aire para explosionar. Por ello es necesario mantener la gasolina líquida en recipientes estancos y reducir al máximo su contacto con el aire durante su manejo.

Las técnicas de prevención de incendios y explosiones se basan en la eliminación de las fuentes de ignición, evitar el contacto con el aire, hacer un almacenaje estanco de los líquidos, empleo de una atmósfera de gas inerte y **el uso de una ventilación adecuada para diluir las mezclas** e impedir concentraciones de gases inflamables.

La gasolina no es el único líquido que emite vapores inflamables a temperatura ambiente. En la tabla al final figuran otros muchos líquidos combustibles e inflamables de uso común.

Punto de inflamación, temperatura de ignición, límites de inflamabilidad, índice de evaporación, reactividad al calor, densidad, índice de difusión, amén de otros factores deben tenerse en cuenta para una correcta evaluación del riesgo a que estamos expuestos. Cuando el incendio se ha declarado o la explosión se ha provocado, todos estos factores pierden importancia y el control del siniestro pasa a otro nivel.



CLASIFICACION

La asociación americana NFPA define un líquido como un fluido con una presión de vapor inferior a 172 kPa a 38 °C. Otra clasificación establece tres categorías de líquidos inflamables esquematizados en las tablas 1 y 2.

Muchos productos combustibles son sólidos a temperatura de 38 °C o más pero que al calentarse se transforman en líquidos que emiten vapores inflamables. Ceras, pulimentos, etc. deben considerarse bajo el punto de vista de los líquidos y vapores a que dan lugar al calentarse.

ATMOSFERA EXPLOSIVA

Es toda mezcla de aire, en condiciones atmosféricas, de sustancias inflamables en forma de gas, vapor, niebla o polvo en las que tras una ignición, la combustión se propaga a la totalidad de la mezcla no quemada. (Definición contenida en la Directiva 94/9/CE).

La temperatura de inflamación está definida por ensayos normalizados según CEI-79-4. El factor tiempo influye también poderosamente como puede colegirse de la gráfica Fig. 3 del metano (grisú de las minas).

La energía mínima de inflamación expresada en mJ (mili julios) se indica como ejemplo en la Tabla 3.

ATMOSFERA POTENCIALMENTE EXPLOSIVA

Se la llama así cuando el riesgo sólo existe en estado potencial, esto es que la atmósfera pueda derivar a explosiva debido a condiciones locales y de funcionamiento.

PUNTO DE INFLAMACION DE UN LIQUIDO

Corresponde a la temperatura más baja a la que la presión de vapor del líquido puede producir una mezcla inflamable en el límite inferior de inflamabilidad. Más sencillo: Sin vapor no hay inflamación. Como más temperatura más vapor. Hay una temperatura mínima a la que hay suficiente vapor para inflamar. Es el Punto de Inflamación.

Existen aparatos normalizados para realizar los ensayos que determinan este punto.

TEMPERATURA DE AUTOIGNICION DE UN LIQUIDO

Es la temperatura a la que debe calentarse un líquido para que entre en ignición espontánea y arder.

LIQUIDOS INFLAMABLES (Puntos de inflamación <38 °C)

Clase	Punto de inflamación	Punto de ebullición	Observaciones
IA	< 23 °C	< 38 °C	En zonas geográficas que pueden alcanzar los 38°C, basta un calentamiento moderado para que el líquido alcance su punto de inflamación.
IB	< 23 °C	> 38 °C	
IC	>23 ° < 38°		

Tabla 1

LIQUIDOS COMBUSTIBLES (Puntos de inflamación >38 °C)

Clase	Punto de inflamación	Observaciones
II	≥ 38°C < 60°C	—
IIIA	≥ 60°C < 93°C	Requieren para su ignición una considerable aportación de calor, de una fuente distinta del ambiente
IIIB	≥ 93°C	

Tabla 2

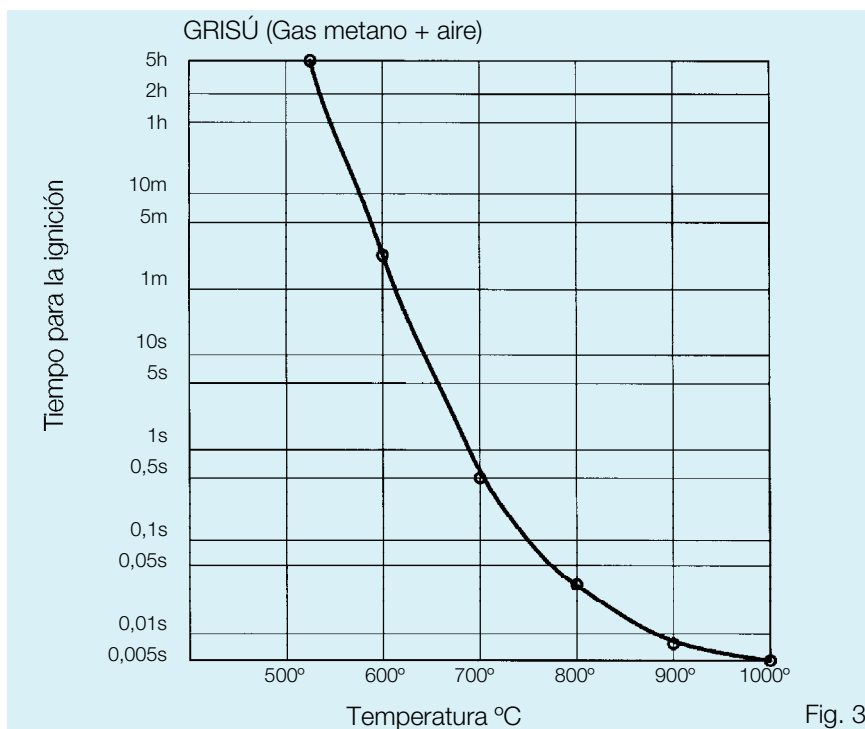
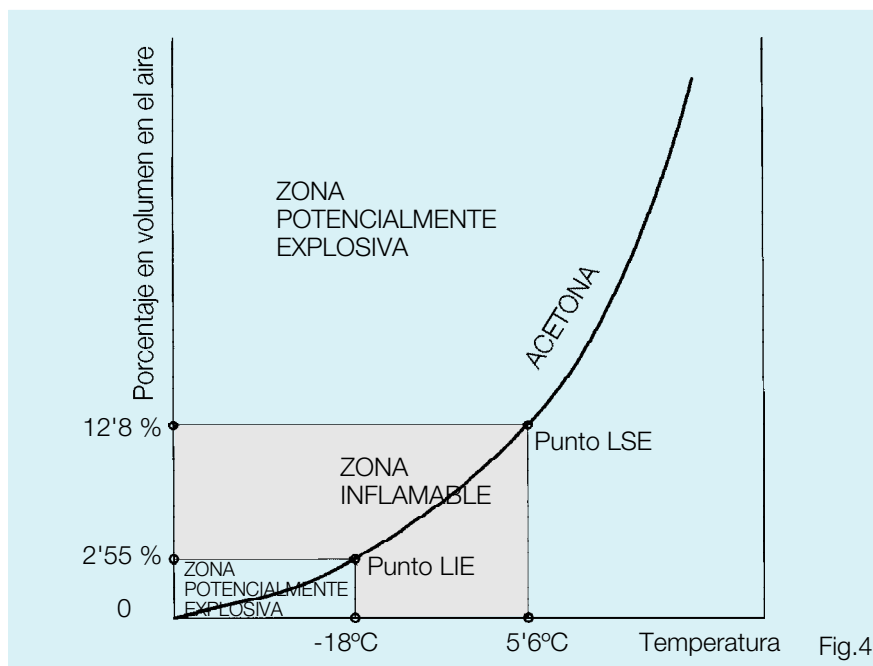


Fig. 3

LIQUIDOS INFLAMABLES (Puntos de inflamación <38°C)

Clase		GAS / AIRE	MINIMA m
I	METANO	8'3 ± 0'3	220
IIA	PROPANO	5'25 ± 0'25	250
IIB	ETILENO	7'8 ± 0'5	96
IIC	HIDROGENO	21 ± 2	20

Tabla 3



desciende esta presión. También, a mayor temperatura el líquido tendrá mayor presión de vapor y tenderá a evaporarse en mayores cantidades. El punto de equilibrio sólo puede alcanzarse obviamente en sistemas cerrados como en tanques, tuberías, etc. Al aire libre el líquido vaporizable continuaría evaporándose hasta su total agotamiento.

ENERGIA NECESARIA PARA LA IGNICION DE VAPORES

Las fuentes de ignición pueden ser muy diversas.

Calor.- Producido por rozamientos en máquinas con funcionamiento anormal, desgastes, roturas, etc. Las superficies calientes, deben tener dimensiones y temperatura suficientes para poder inflamar.

Llamas.- Que sean capaces de calentar el vapor hasta la temperatura de ignición de la mezcla.

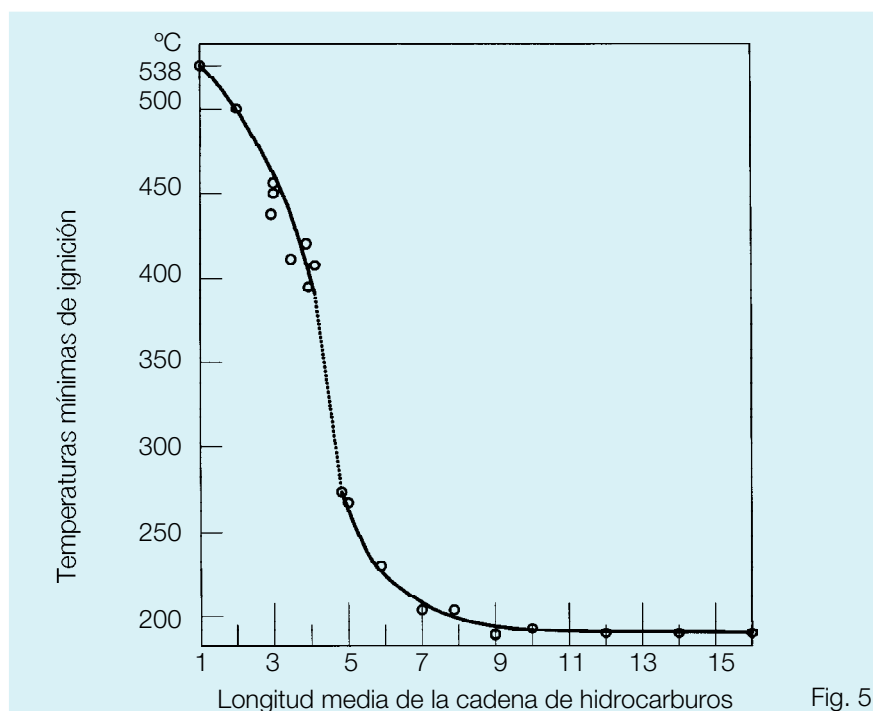
Chispas.- Las producidas por fricción, de corta duración, pueden no llegar a inflamar mezclas. Las chispas eléctricas, en cambio, sí que suelen tener energía suficiente y son capaces de producir ignición de las mezclas inflamables.

POR COMPRESION

Pueden provocarse explosiones muy destructivas a menos que estén controladas y dirigidas, como es el caso dentro de los cilindros de los motores Diesel, en donde la compresión rápida de una mezcla inflamable, de gasoil, genera el calor suficiente hasta su punto de ignición.

La tabla de la página siguiente contiene una lista de productos con indicación de sus características físicas y los límites de explosividad LIE y LSE. También se expresa el MAC, la máxima concentración aceptable para la vida de los humanos. Es un dato muy necesario al tratar de las atmósferas de recintos cerrados, naves o armarios en procesos industriales en los que exista la presencia humana ya que la ventilación de una atmósfera para asegurar su nulo riesgo de explosión puede no ser suficiente para la salud de los ocupantes.

En la segunda parte de esta Hoja Técnica, Ventilación 6 - II, se darán las fórmulas para calcular la aportación de aire que asegure mantener la atmósfera por debajo del LIE.



También está normalizado el método para determinar esta temperatura.

En general la temperatura de ignición disminuye al aumentar el peso molecular del líquido. Como ejemplo puede verse la gráfica Fig. 5.

LIMITES DE EXPLOSIVIDAD

Se define el "Limite Inferior de Explosividad" LIE, como aquel en que la concentración mínima de vapor-aire por debajo de la cual el fuego no se propaga. Gráfica Fig. 4.

Y el "Limite Superior de Explosividad" LSE, como la máxima concentración

de vapor-aire por encima de la cual el fuego no se propaga.

Por debajo del LIE se considera que la mezcla es "demasiado pobre" para arder y por encima del LSE es "demasiado rica" también para arder. En este caso, tratándose de motores de explosión, decimos que se "ahoga".

Los límites de explosividad vienen fuertemente influidos por la temperatura y la presión a que está sometido el líquido inflamable. Los vapores que flotan sobre un líquido se reducen al aumentar la presión que se opone a la vaporización y aumentan cuando

Materias	Peso molecular Pm	Peso específico Kg/dm3	Límites de explosividad Porcentaje % en volumen		Máxima concentración MAC	
			Inferior LIE	Superior LSE	p.p.m.	mg/m3
Acetaldehído	44,05	0,821	3,97	57,00	100	180
Acetato de etilo	88,10	0,901	2,18	11,40	400	1.400
Acetato de metilo	74,08	0,928	3,15	15,16	200	610
Acetato de n-propilo	102,13	0,886	1,77	8,00	200	835
Acetato de n-amilo	130,18	0,879	1,10	-	100	532
Acetato de n-butilo	116,16	0,882	1,39	7,55	150	713
Acetona	58,08	0,792	2,55	12,80	1.000	2.400
Acido acético	60,05	1,049	5,40	-	10	25
Acilonitrilo	53,06	0,806	3,05	17,00	2	4,3
Alcohol etílico	46,07	0,789	3,28	18,95	1.000	1.900
Alcohol isoamílico	88,15	0,812	1,20	-	100	361
Alcohol isopropílico	60,09	0,785	2,02	11,80	400	983
Amoníaco	17,03	0,597	15,50	27,00	25	18
Anhídrido sulfuroso	64,07	2,264	-	-	5	13
Anhídrido acético	102,09	1,082	2,67	10,13	10	25
Anhídrido carbónico	44,01	1,53	-	-	5.000	9.000
Anilina	93,12	1,022	75,6	-	5	19
Benceno	78,11	0,879	1,4	7,10	10	30
Bromo	159,83	3,119	-	-	0,1	0,7
Bromuro de etilo	109,98	1,43	6,75	11,25	200	891
Bromuro de metilo	94,95	1,732	13,50	14,50	20	80
Butadieno	54,09	0,621	2	11,50	10	22
Butano	58,12	2,085	1,86	8,41	800	1.900
Butanol	74,12	0,810	1,45	11,25	100	300
Butanone	72,1	0,805	1,81	9,50	200	590
Cianuro de hidrógeno	27,03	0,688	5,60	40,00	10	11
Ciclohexano	84,16	0,779	1,26	7,75	300	1.030
Ciclopropano	42,08	0,720	2,40	10,40	-	-
Cloro	70,91	3,214	-	-	1	3
Cloroformo	119,39	1,478	No inflamable		10	50
Cloruro de etilo	64,52	0,921	3,6	14,80	1.000	2.640
Cloruro de metilo	50,49	1,785	8,25	18,70	50	103
Cloruro de vinilo	62,50	0,908	4,00	21,70	500	1.300
Dicloroetileno	96,95	1,291	9,7	12,80	5	20
Diclorometano	98,97	1,257	6,2	15,9	50	174
Dicloruro de propileno	112,99	1,159	3,4	14,5	75	347
Disulfido de carbono	76,13	1,263	1,25	50	-	-
Estireno	104,14	0,903	1,1	6,1	50	213
Eter etílico	74,12	0,713	-	-	400	1.200
Etoxi-etanol	90,12	0,931	2,6	15,70	5	18
Formaldehído	30,03	0,815	7,0	73,00	5	6
Formiato de etilo	74,08	0,917	2,75	16,40	100	303
Formiato de metilo	60,05	0,974	4,5	20,00	100	246
Fosfamina	34,00	1,146	-	-	0,3	0,4
Gasolina	86	0,68	1,3	6,00	300	890
Heptano	100,20	0,684	1,1	6,70	400	1.640
Hexano	86,17	0,66	1,18	7,40	100	360
Metanol	34,04	0,792	6,72	36,50	200	260
Metilpropilcetona	86,13	0,816	1,55	8,15	-	-
Monóxido de carbono	28,10	0,968	12,5	74,20	50	55
Octano	114,22	0,703	0,95	3,2	300	1.450
Oxido de etileno	44,05	0,887	3,00	80,00	1	1,8
Ozono	48,00	1,658	-	-	0,1	0,2
Pentano	72,15	0,625	1,40	7,80	600	1.800
Percloroetileno	165,85	1,624	No inflamable		100	670
Propano	44,09	1,554	2,12	9,35	-	-
Sulfuro de carbono	76,13	1,263	1,25	50,00	20	60
Sulfuro de hidrógeno	34,08	1,189	4,3	45,50	10	14
Tetracloruro de carbono	153,84	1,595	No inflamable		10	65
Tolueno	93,12	0,866	1,27	6,75	100	375
Tricloroetileno	131,40	1,466	No inflamable		100	535
Xileno	106,16	0,881	1,0	6,00	100	435

CONCEPTOS VENTILACION**VENTILACIÓN DE ATMOSFERAS EXPLOSIVAS II**

Como se ha indicado en la Hoja Técnica Ventilación 6-1 al tratar de las técnicas de prevención de incendios y explosiones, la ventilación puede cumplir una importante misión evitando que en atmósferas potencialmente explosivas, que se encuentren por debajo del LIE, Límite Inferior de Explosión, mantenerlas así diluyendo los aportes de gases o vapores que se vayan produciendo.

Esto es de capital importancia en procesos industriales que tienen lugar en hornos, estufas y secaderos. El cálculo resulta fácil si la cantidad de solvente es conocida.

El caudal de aire que debe aportar la ventilación es

$$Q \text{ (m}^3\text{/h)} = \frac{22,4 \times P_e \times 100 \times C \times S}{P_m \times \text{LIE} \times B}$$

en donde:

P_e = Peso específico del solvente

P_m = Peso molecular del solvente

C = Coeficiente de seguridad entre 4 y 12.

S = Litros/hora del solvente a diluir.

LIE = Límite Inferior Explosividad %.

B = Constante igual a 1 para temperaturas hasta 120 °C. Para temperaturas superiores debe tomarse =0,7

Una vez conocido este valor hay que tener en cuenta situar las bocas de extracción de aire lo más cerca posible de los focos contaminantes, que el circuito de aire que se establece pase por zona nociva para arrastrar los vapores perjudiciales y que lleguen al exterior sin atravesar los lugares ocupados por el personal. Finalmente, hay que procurar que el aire expulsado no vuelva a entrar, por lo que situaremos alejadas unas de otras las bocas de salida y las de entrada de aire en el local.

Este cálculo es válido para recintos en los que no estén ocupados por personal. En este caso el cálculo debe hacerse ateniendo a la máxima concentración del tóxico permitida

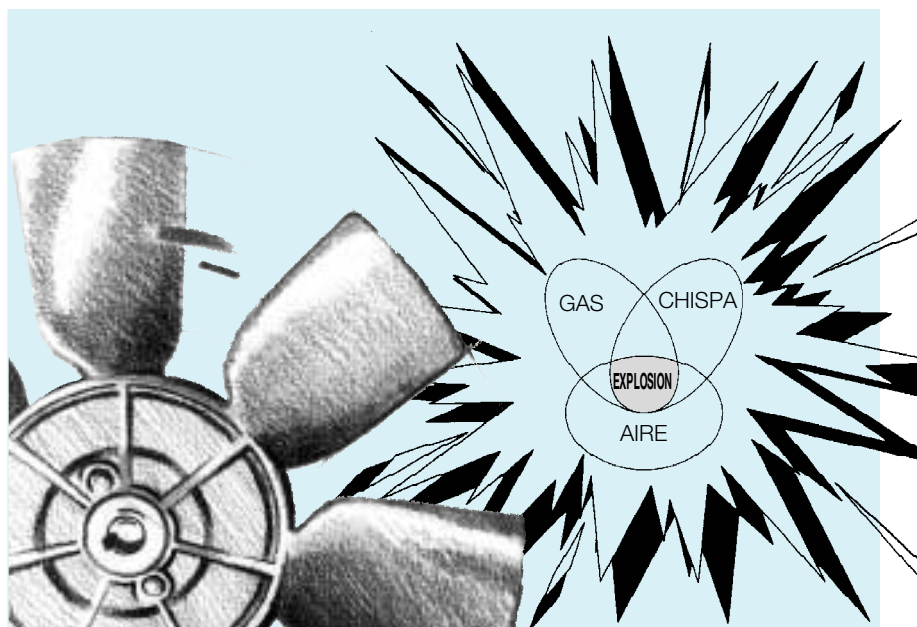
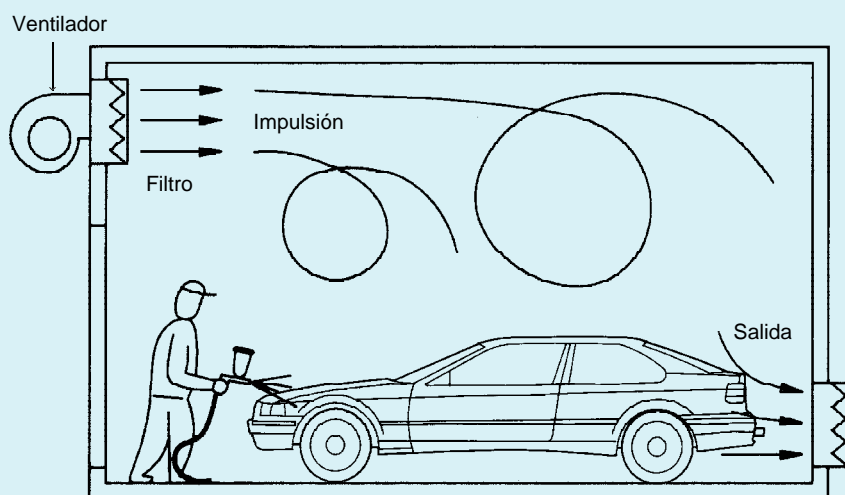


Fig. 1

CABINA DE PINTURA A PISTOLA

El pintado en cabinas y espacios cerrados con evaporación de solventes volátiles al ambiente interior, constituye un caso de atmósfera potencialmente explosiva con presencia humana, cuya ventilación de dilución debe calcularse para que no sobrepasa ni el LIE, Límite Inferior Explosivo ni el MAC Máxima Concentración Aceptable.

Fig. 2

para los humanos, es el término conocido como MAC, que depende de lo pernicioso del producto, de la uniformidad de su distribución, de la situación del ventilador que determina la dirección de arrastre del contaminante, etc. Su valor debe tomarse entre 3 y 10.

Así pues la fórmula anterior reviste la forma:

$$Q(m^3/h) = \frac{22,4 \times P_e \times 100 \times S \times K}{P_m \times MAC}$$

en donde, $K = 3$ a 10

MAC = Máxima concentración
Aceptable en %.

Los valores del LIE y MAC vienen recogidos en la tabla de la última página de la Hoja Técnica 6-1. Debe efectuarse el cálculo basándose en el LIE y en el MAC haciendo prevalecer el resultado que sea más elevado.

Si hay mezcla de gases se puede considerar la mezcla como formada por un solo componente con el LIE más bajo o sea utilizando el mayor caudal de aire. Si se desea hacer un cálculo más preciso puede usarse la fórmula de Le Chatelier;

$$LIE = \frac{100}{\frac{\%_2}{LIE_2} + \frac{\%_3}{LIE_3} + \dots}$$

en donde % es el porcentaje en peso del componente en la mezcla.

Un ejemplo de cuanto llevamos expuesto:

Unas piezas barnizadas deben secarse en una estufa a $175^\circ C$. El disolvente volátil es Tolueno del que se evapora un litro por hora de forma uniforme (ésto es importante: uniformemente a lo largo de una hora). ¿Qué caudal de aire exterior, puro, necesitamos para diluir los vapores de Tolueno por debajo de su Límite Inferior Explosivo?

Caudal $Q (m^3/H) =$

$$= \frac{22,4 \times P_e \times 100 \times C \times S}{P_m \times LIE \times B} =$$

$$= \frac{22,4 \times 0,866 \times 100 \times 10 \times 1}{92,12 \times 1,27 \times 0,7} = 237 m^3/h$$

ESTUFA DE SECADO DE PIEZAS ESTATICAS PINTADAS O BARNIZADAS

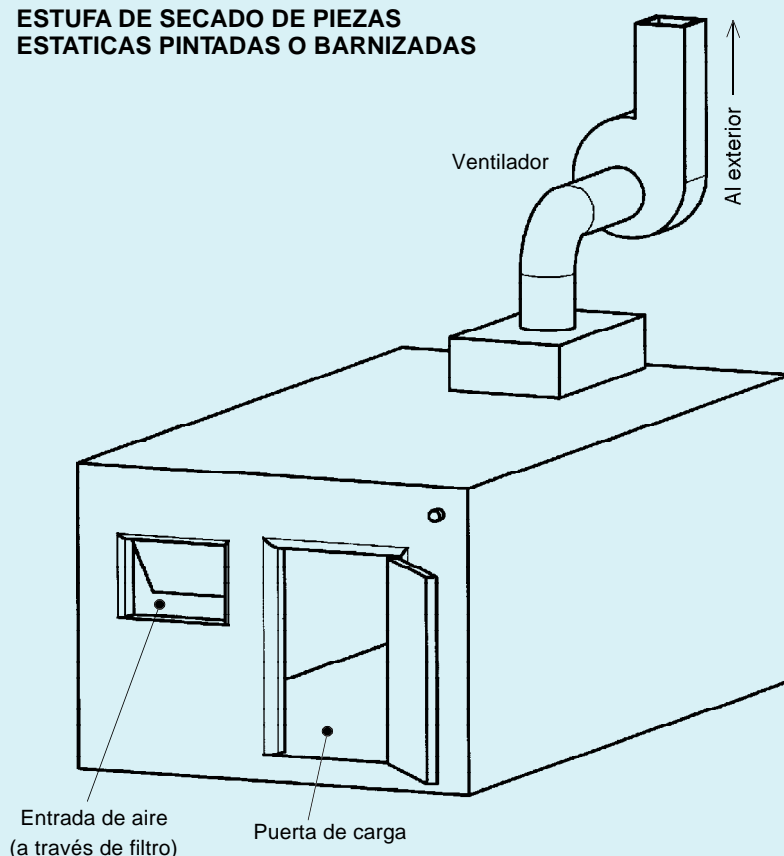


Fig. 3

ESTUFA DE SECADO CONTINUO DE PIEZAS IMPREGNADAS O PINTADAS

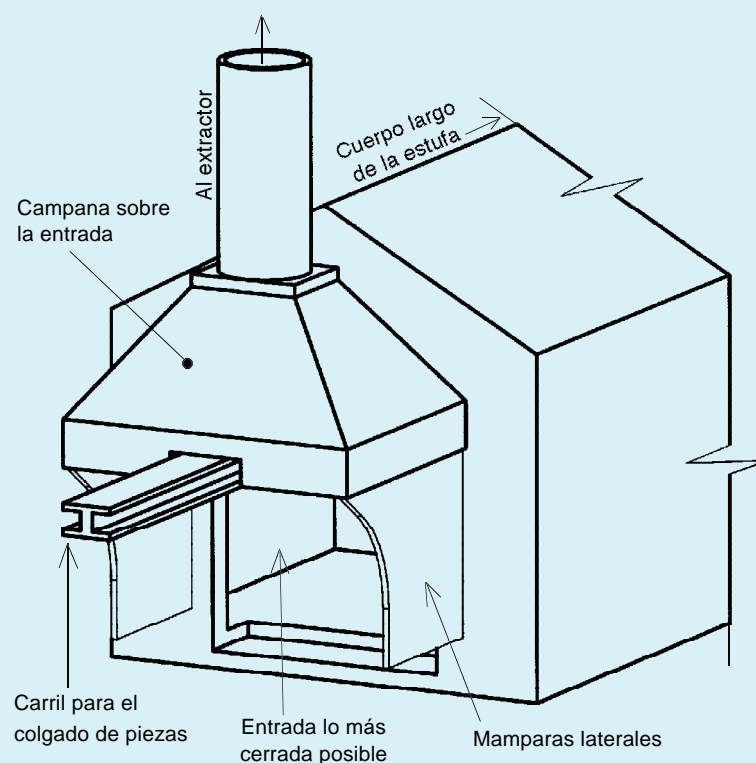


Fig. 4

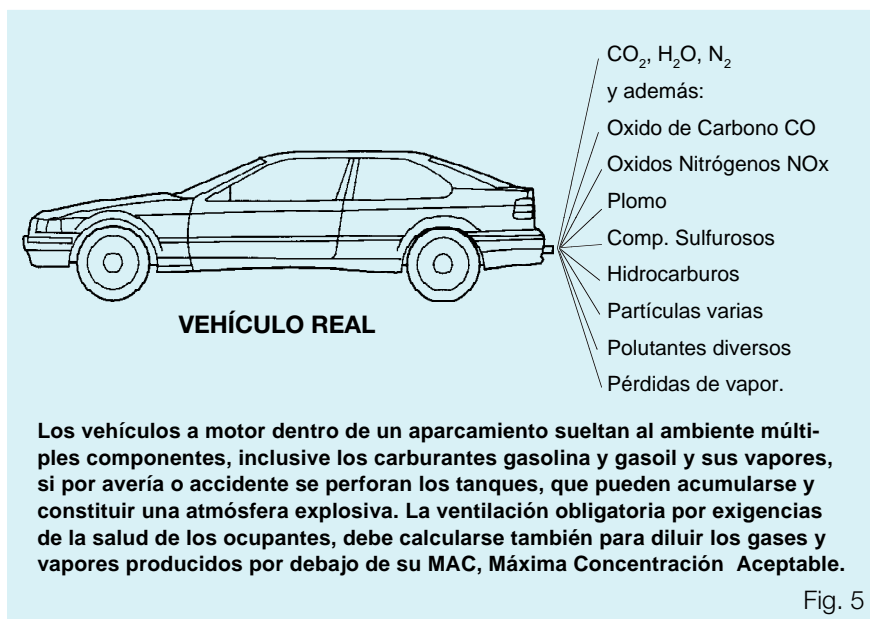


Fig. 5

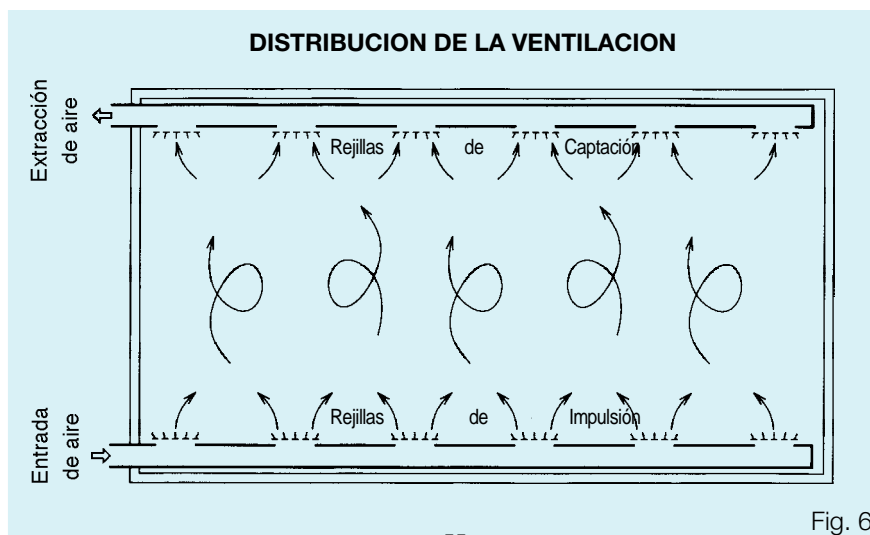
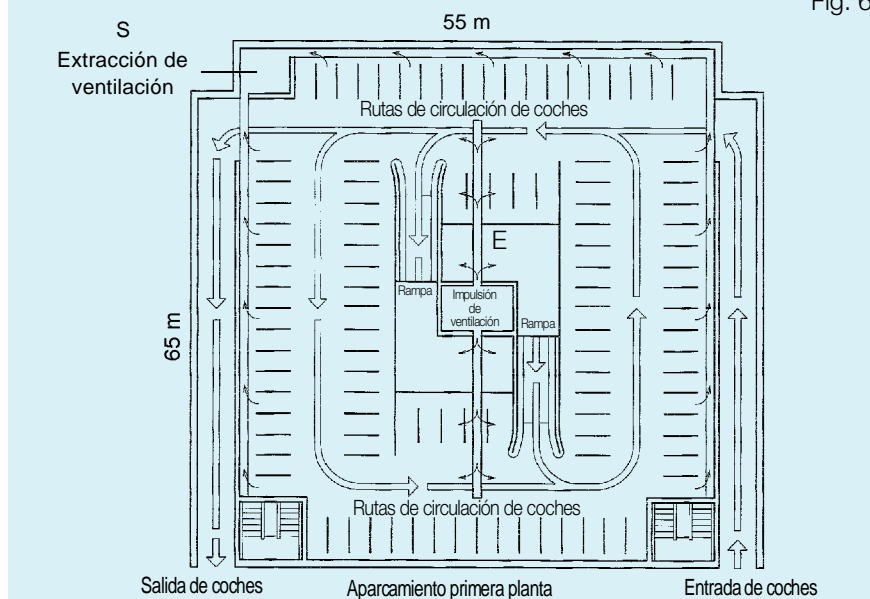


Fig. 6



Planta de un aparcamiento subterráneo con indicación de la entrada de aire E y la salida S.

El ejemplo de cálculo de la ventilación de un aparcamiento subterráneo está desarrollado en la Hoja Técnica "Casos de Aplicación 2"

Fig. 7

Como esta fórmula se refiere a condiciones normales aplicaremos la Ley de Charles y Gay Lusac para conocer el caudal necesario a 175 °C a que trabaja la estufa:

$$Q_2 = Q_1 \frac{t_2 + 273}{t_1 + 273} =$$

$$= 237 \frac{175 + 273}{20 + 273} = 362 \text{ m}^3/\text{h}$$

Este caudal, 360 m³/h aproximadamente, es el que deberá proporcionar el sistema de ventilación de la estufa o sea, insuflar 360 m³ de aire cada hora, de forma uniforme, continuada o bien extraer este mismo volumen horario, preveyendo una entrada de aire a través de un filtro en todo caso.

Otro ejemplo:

Una cabina de pintura a pistola para coches, manual, con los operarios pintores dentro de la misma, que evapora dos litros de xylol por hora, trabajando a temperatura ambiente. ¿Qué caudal de aire precisa para diluir el contaminante?

Para mantener el ambiente por debajo del LIE hace falta un caudal de:

$$Q = \frac{22,4 \times 0,881 \times 100 \times 8 \times 2}{106,16 \times 1 \times 1} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$$

pero como la cabina de pintura está ocupada por seres humanos, deberemos calcular el caudal necesario para diluir el contaminante a valores de la Máxima Concentración Aceptable, el MAC, para lo que resulta:

$$Q = \frac{22,4 \times P_e \times 10^6 \times S \times K}{P_m \times \text{MAC}} =$$

$$= \frac{22,4 \times 0,881 \times 10^6 \times 2 \times 6}{106,16 \times 100} =$$

$$= 22.300 \text{ m}^3/\text{h}$$

En este caso, como la seguridad para la salud de los operarios exige 22.300 m³/h, muy superior a los 300 que se necesitan para prevenir explosiones, ventilaremos en función de la Higiene Industrial con lo que quedará sobradamente protegida la

instalación contra el peligro de explosión.

Hay que recordar que las mezclas de aire y gases inflamables pueden explotar cuando alcancen su temperatura de inflamabilidad. Basta con que una pequeña parte de la mezcla alcance esta temperatura para que se produzca la ignición o la explosión, la que se propaga por toda la mezcla a alta velocidad acelerada. Generalmente la causa de la explosión es una chispa en contacto con el gas.

La explosión solamente ocurre cuando el gas inflamable está presente en una proporción determinada en el aire o el oxígeno. Por ejemplo una mezcla de aire y metano (grisú) solamente es explosiva si el contenido de metano sobrepasa el 5,3 %; en una mezcla

de hidrógeno y aire, cuando el contenido es mayor del 4,1 %; el acetileno sólo explota en el aire cuando su contenido está comprendido entre el 2,8 y el 65 %. Los límites de detonación para una mezcla de aire y monóxido de carbono son 15 - 75 %; aire y gas del alumbrado, 10 - 20 %; aire y benceno 1 - 60 % y aire y amoníaco, 16 - 27 %.

Cuando los vapores de muchos disolventes volátiles se mezclan con el aire en determinadas proporciones, también son inflamables y pueden ocasionar explosiones. Se vaporizan grandes cantidades de disolventes cuando se pinta a pistola objetos grandes y pequeños, cuando se desengrasan objetos metálicos, etc.

Debe tenerse en cuenta lo que

llevamos dicho para controlar atmósferas potencialmente explosivas para que se encuentren por debajo del LIE, Límite Inferior Explosivo, evitando con la ventilación que se sobrepase este límite. Pero cuando una atmósfera está entre el LIE y el LSE basta una fuente de energía, llama, chispa, calor, etc., para provocar la explosión y su control escapa de la simple ventilación, debiendo intervenir especialistas, bomberos, expertos en seguridad, etc., para proceder.

Y cuando la atmósfera está por encima del LSE tampoco es aconsejable la ventilación pues, con el aire aportado sólo se consigue bajar el LSE y entrar en la zona intermedia, entre el LSE y el LIE, repitiendo la situación anterior.

MECANICA DE FLUIDOS**CIRCULACION DE AIRE POR CONDUCTOS I**

Para ventilar un espacio, un recinto o una máquina, ya sea impulsando aire o bien extrayéndole, es muy corriente tener que conectar el ventilador/extractor por medio de un conducto, una tubería, de mayor o menor longitud y de una u otra forma o sección.

El flujo del aire por tal conducto absorbe energía del ventilador que lo impulsa/extrae debido al roce con las paredes, los cambios de dirección o los obstáculos que se hallan a su paso. La rentabilidad de una instalación exige que se minimice esta parte de energía consumida.

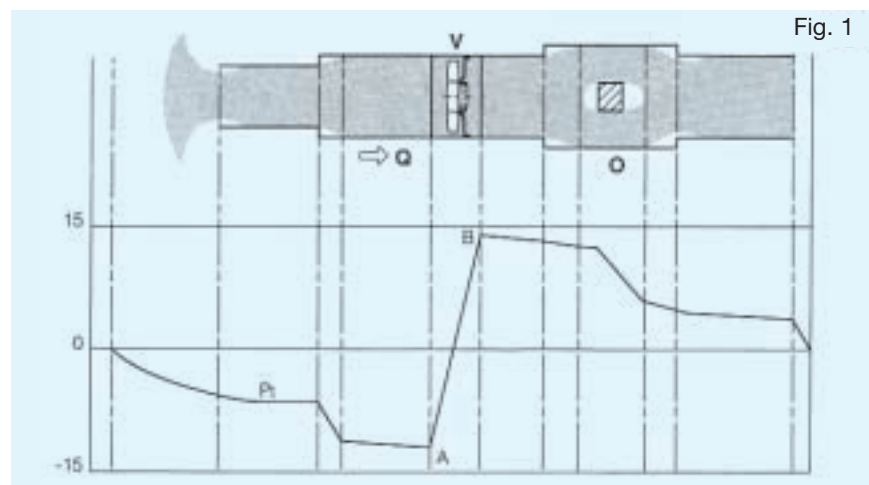
En la fig. 1 hemos representado una canalización en la que un ventilador V trabaja haciendo circular un caudal Q de aire. Esta conducción tiene la entrada cortada a «ras», los cambios de sección «cuadrados», bruscos, y un obstáculo "O" atravesado con su forma natural. Debajo se ha representado una gráfica de las presiones totales P_t que van produciéndose a lo largo como pérdidas de carga y que debe vencer el ventilador. Las zonas sin sombrear indican los espacios «vacíos» de aire y la aparición de torbellinos en el flujo.

La misma canalización, fig. 2, con una embocadura de entrada acampañada, los cambios de sección cónicos y un carenado del obstáculo atravesado, presenta una gráfica de presión mucho más rebajada. De uno al otro supuesto se ha calculado que la presión P_t necesaria, para el mismo caudal Q, pasa de 27 mm c.d.a. a 16 mm, esto es, un 40% menos.

Como el consumo de un ventilador es directamente proporcional a la presión total P_t a que trabaja, podemos constatar que, de no cuidar el diseño de una canalización, puede darse el caso, como el expuesto, de gastar un 68%! más de energía del necesario.

Flujo laminar y turbulento

El flujo del aire se llama laminar cuando su trayectoria es uniforme, los filetes son paralelos y bien definidos, como se pone de manifiesto con trazadores sinópticos.



El flujo es turbulento cuando la trayectoria de las partículas del fluido son irregulares, constantemente cambiantes con la aparición y desaparición de innumerables torbellinos. Calculando un número, llamado de Reynolds, que comprende la densidad del fluido, el diámetro del conducto, la velocidad y la viscosidad, puede conocerse qué régimen tendremos dentro de un conducto. Por debajo de 2.100 será laminar y, por encima de 4.000, manifiestamente turbulento. En ingeniería de ventilación, por razones de economía en la sección de las instalaciones, los regímenes de los flujos de aire siempre son turbulentos.

Pérdida de carga en tramos rectos

A la presión del aire necesaria para vencer la fricción en un conducto,

que es la que determina el gasto de energía del ventilador, se llama pérdida de carga. Se calcula por la fórmula de Darcy que contempla la longitud de la conducción, el llamado diámetro hidráulico, la velocidad y densidad del aire y el coeficiente de frotamiento que, éste, a su vez, depende del número de Reynolds, de rugosidad de las paredes, de las dimensiones y la disposición del mismo.

Calcular la pérdida de carga con estas fórmulas resulta engorroso y, con todo, solo lleva a resultados aproximados ya que tanto la viscosidad, como la densidad y la rugosidad pueden variar entre márgenes muy amplios. De ahí que la forma práctica de hacerlo es recurriendo a nomogramas confeccionados, a base de todo el bagaje técnico expuesto y son válidos para conducciones con la rugo-



**CONDUCTOS CIRCULARES RECTILÍNEOS
PÉRDIDA DE CARGA POR ROZAMIENTO DEL AIRE**

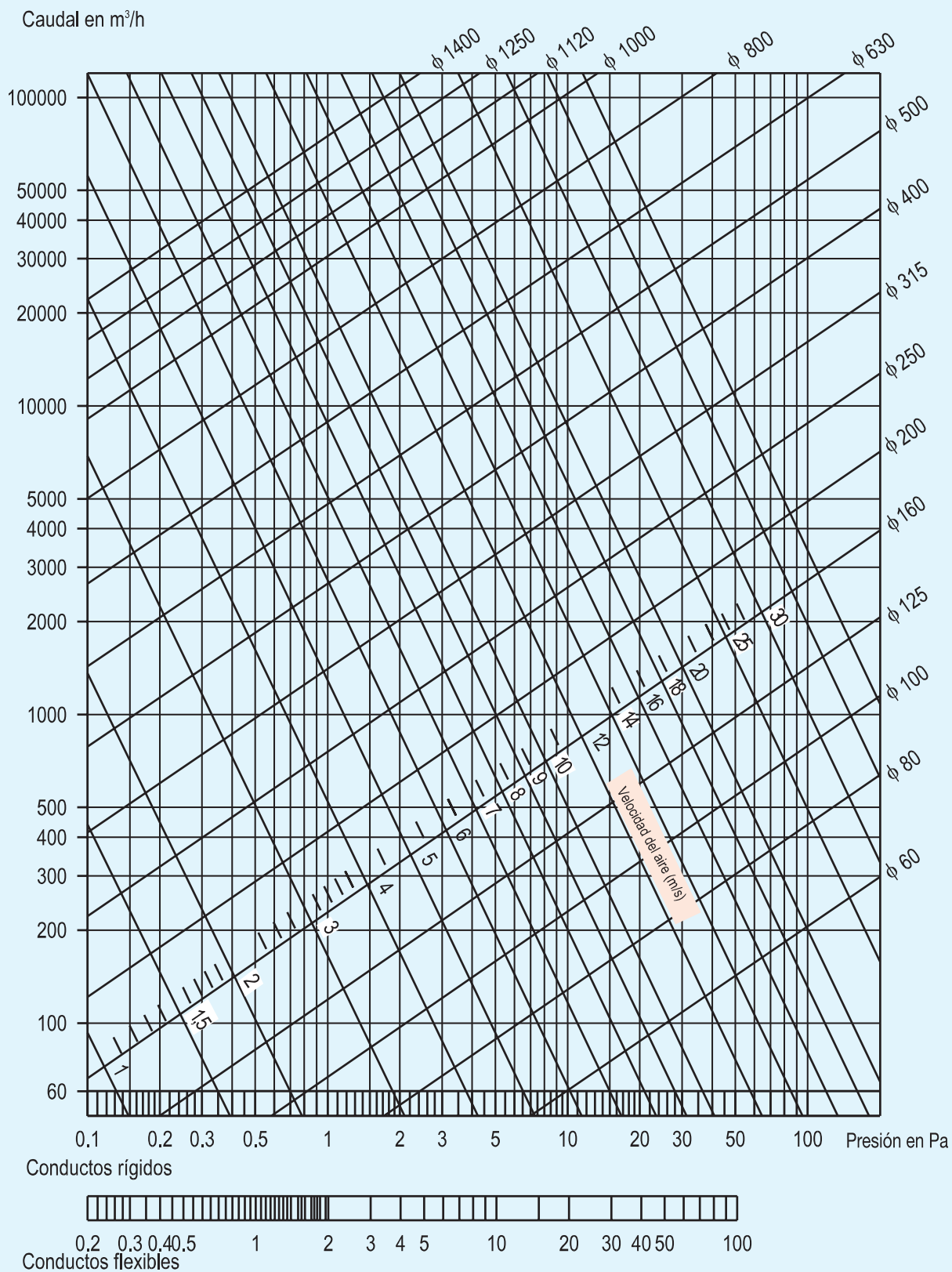


Fig. 3

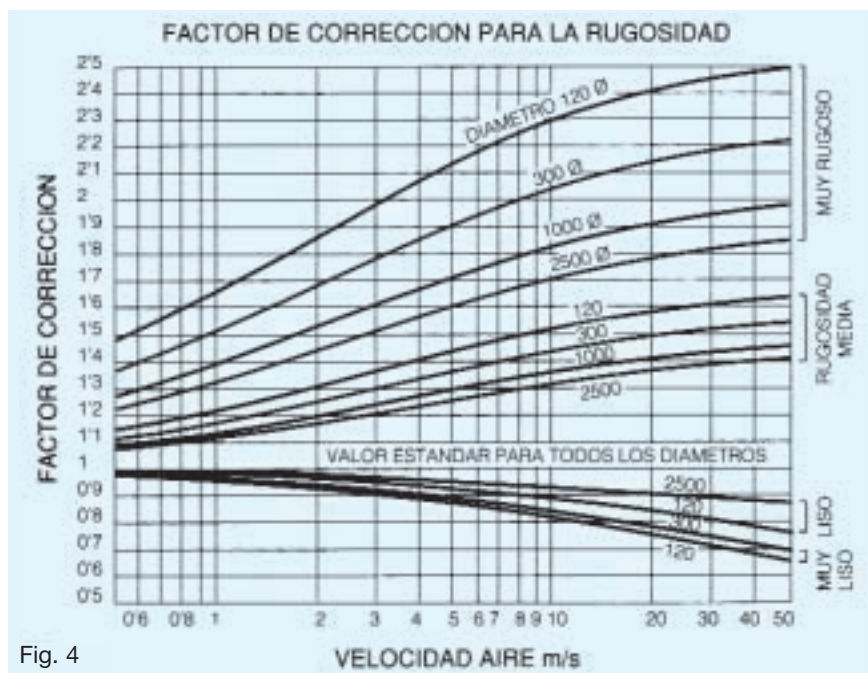


Fig. 4

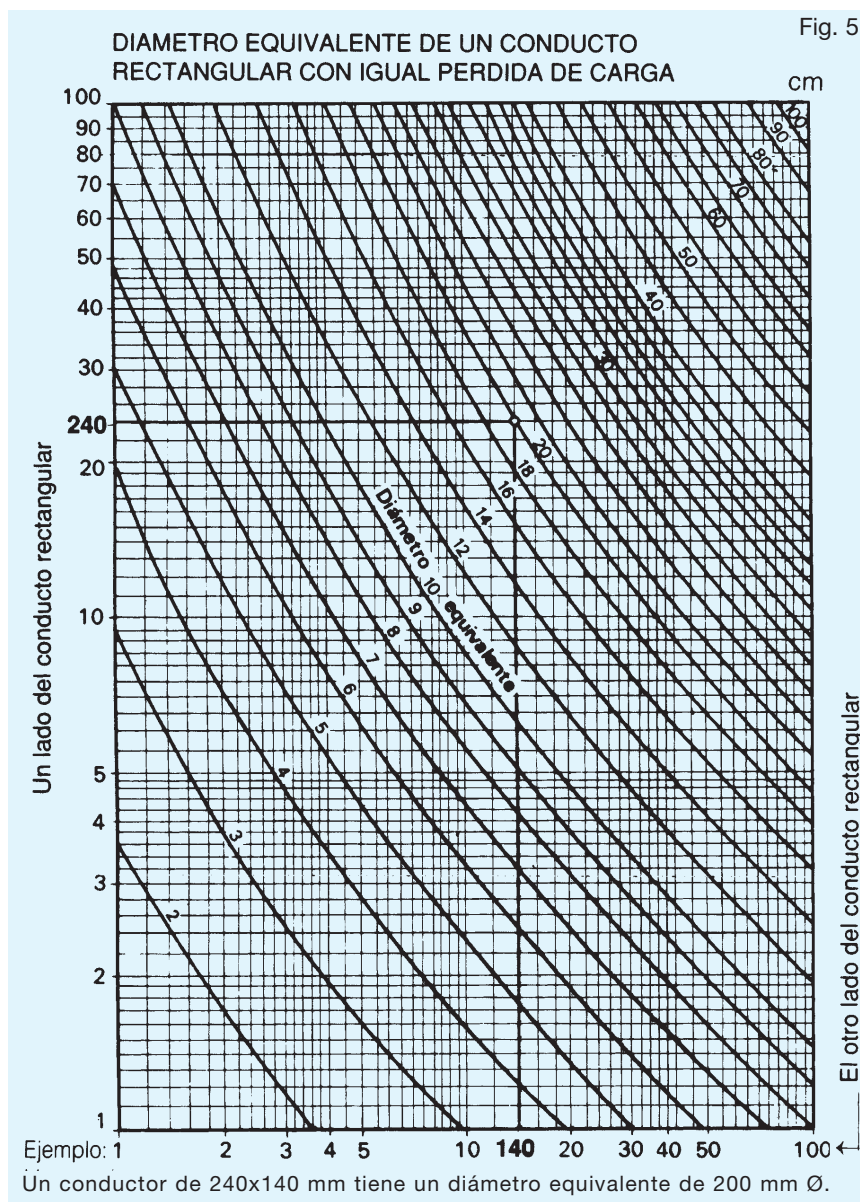


Fig. 5

Ejemplo: 1
 Un conductor de 240x140 mm tiene un diámetro equivalente de 200 mm Ø.

sidad corriente en materiales habitualmente usados.

El nomograma de la fig. 3 muestra uno de ellos para secciones circulares y un coeficiente de fricción $\lambda = 0.02$ (plancha de hierro galvanizada o tubos de fibrocemento). Para otros coeficientes de fricción puede corregirse el resultado multiplicándolo por los coef. De la fig. 4.

Conductos rectangulares

Si la sección del conducto no es circular, caso frecuente en instalaciones de ventilación en donde se presentan formas rectangulares o cuadradas, es necesario determinar antes la sección circular equivalente, esto es, aquella que presenta la misma pérdida de carga que la rectangular considerada. Puede luego usarse el nomograma de la fig. 3. El diámetro equivalente puede calcularse por la fórmula de Huebscher:

$$d_e = 1.3 \frac{(ab)^{5/8}}{(a+b)^{1/4}}$$

muy trabajosa por sus índices. Prácticamente puede usarse la gráfica de la fig. 5 basada en esta fórmula..

Accidentes en las conducciones

Las canalizaciones de aire no siempre se componen de tramos rectilíneos sino que a menudo se presentan accidentes en su trayectoria que obligan al uso de codos, desviaciones, entradas, salidas, obstáculos, etc. Todos los cuales ofrecen resistencia al paso del aire provocando pérdidas de carga. Para conocer la resistencia total de un sistema de conductos será necesario calcular las pérdidas de cada uno de tales accidentes y sumarlos a las de los tramos rectos.

Existen diversos métodos para calcular la pérdida de carga debida a los accidentes de una canalización, siendo el más usado en los manuales especializados, con muchos datos experimentales que permiten, con unas sencillas operaciones, determinar su valor, el siguiente:

Método del coeficiente «n»

Se basa este método en calcular la pérdida de carga, en unidades de presión total P_t , de un elemento de la conducción en función de la presión dinámica P_d del aire que circula y de

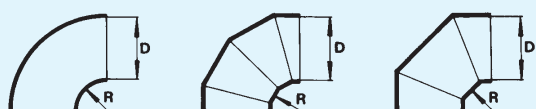
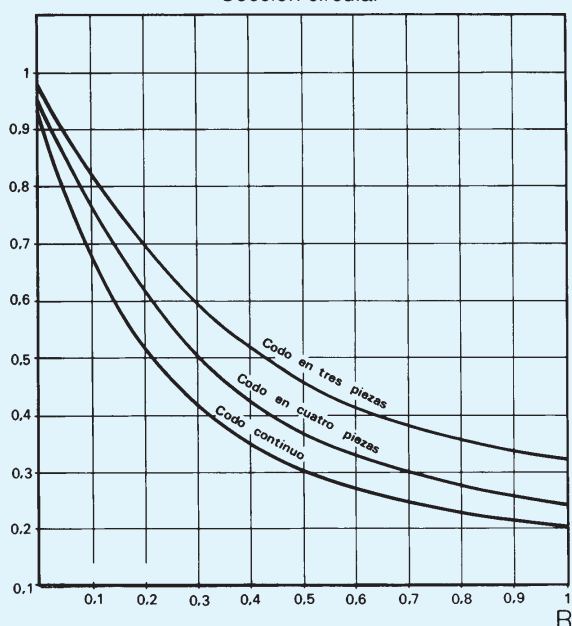
COEFICIENTES «n» DE PERDIDAS DE CARGA EN CODOS

Sección circular


Fig. 6

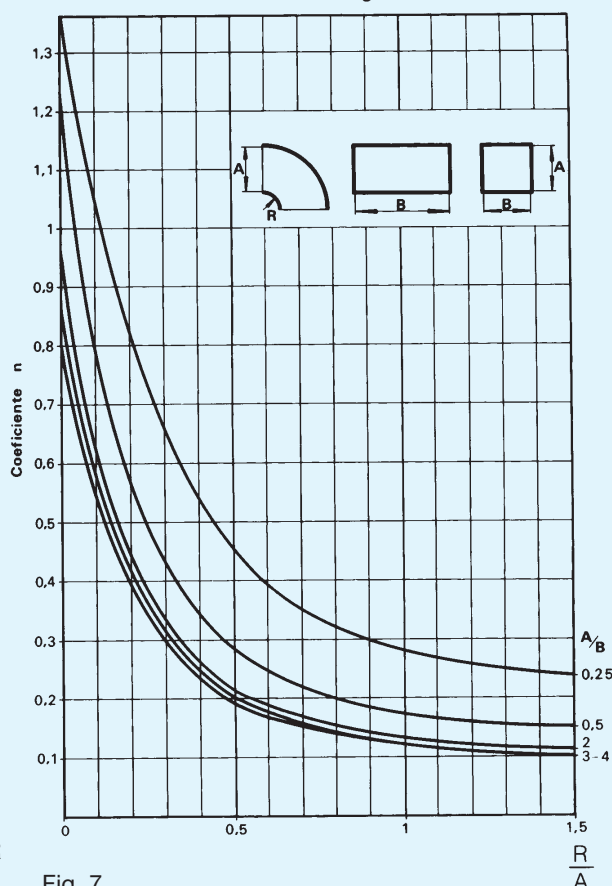
Sección rectangular


Fig. 7

unos coeficientes «n» de proporcionalidad, determinados experimentalmente, para cada uno según su forma y dimensiones. La fórmula usada es:

Pérdida de carga
 $P_t = n \times P_d \text{ [mm c.d.a.]}$

De esta forma calcularemos uno a uno los accidentes de la conducción que, sumados a los de los tramos rectos, tendremos la pérdida de carga total del sistema de conducción.

Ejemplo del coeficiente «n»

Sólo a guisa de ejemplo reproducimos sendas gráficas correspondientes a los coeficientes «n» de codos en ángulo recto de sección circular y rectangular, fig. 6 y 7, con algunas variantes de construcción de los primeros.

En la próxima Hoja Técnica proporcionaremos muchos otros casos de accidentes con los datos sobre los coeficientes con los datos sobre los coeficientes «n» correspondientes, sin pretender agotar el tema. Existen manuales especializados en los que podrán encontrarse muchos otros casos.

Características del sistema de conducción

Cuando se hayan calculado las pérdidas de carga totales de un sistema de canalización con todos sus accidentes, $\sum P_t = P$ tramos rectos + P codos + P desviaciones + P descargas + P etc. para un caudal dado Q_1 , pueden calcularse las pérdidas por otro caudal distinto Q_2 mediante la fórmula:

$$P_{t2} = P_{t1} \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2$$

O sea, que las pérdidas son proporcionales al cuadrado de los caudales que circulan: $P_t = K Q^2$

Calculada K para un caudal concreto, podemos dibujar la gráfica presión (pérdidas) - caudal para todos los valores de caudal. Esta gráfica, fig. 8, reviste la forma de una parábola y se la llama Curva Característica del Sistema.

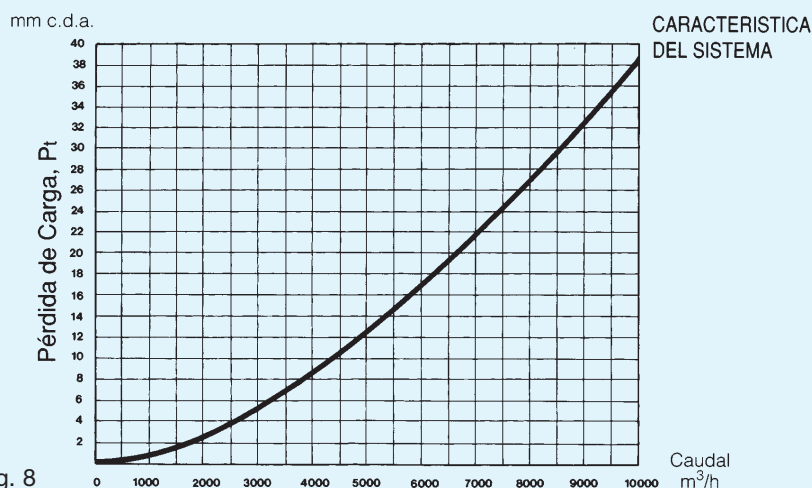
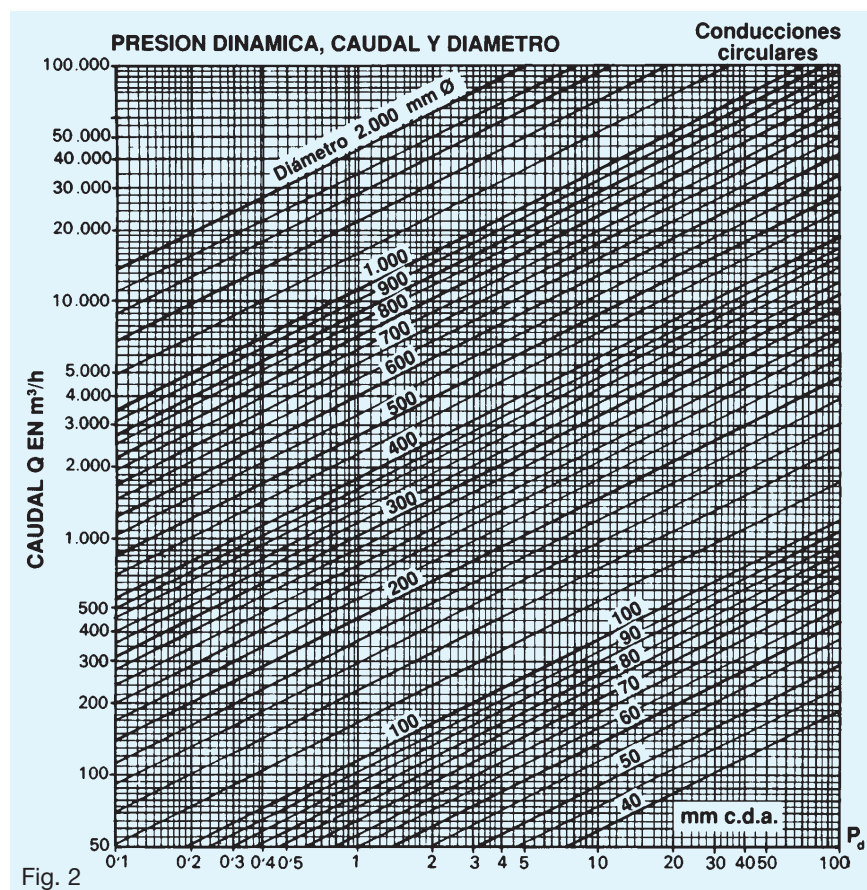
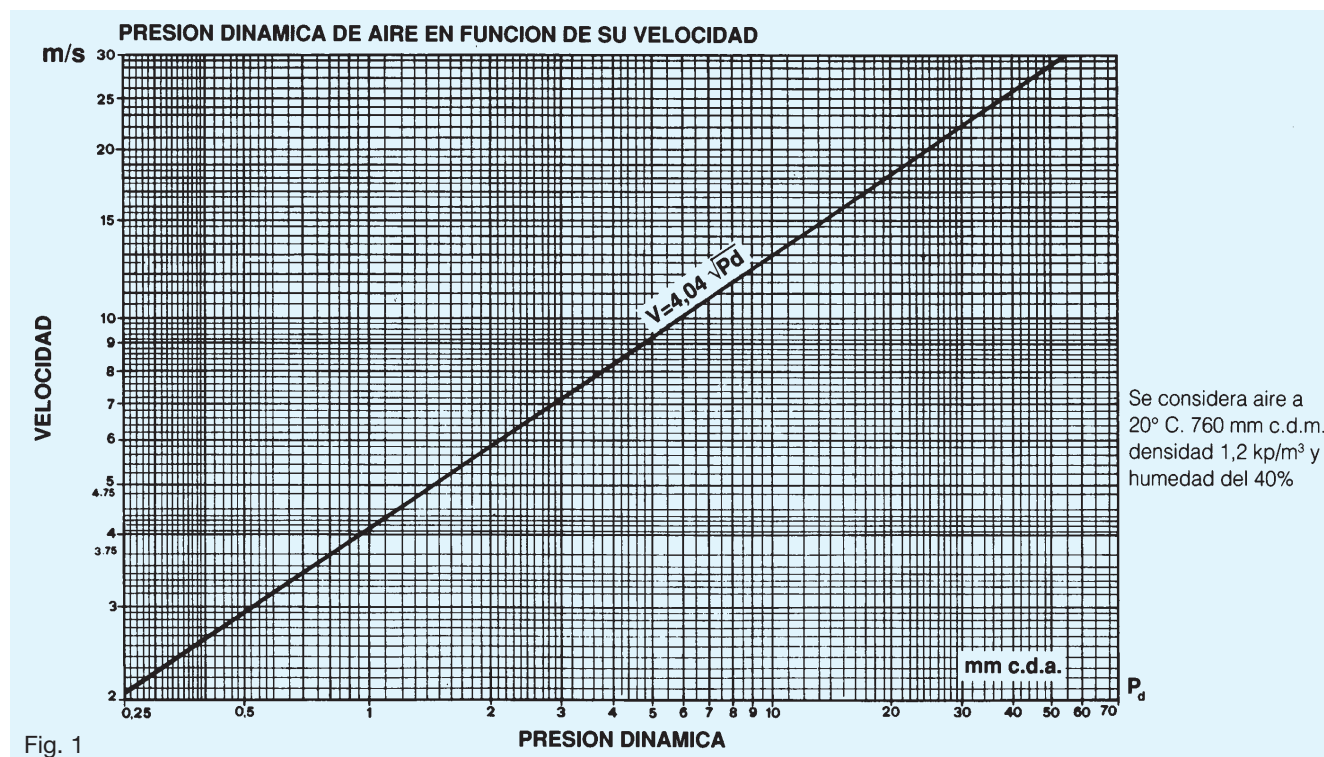


Fig. 8

MECANICA DE FLUIDOS

CIRCULACION DE AIRE POR CONDUCTOS II



Coeficiente «n»

Recordemos que la pérdida de carga, en términos de Presión Total Pt, se calcula en función de un coeficiente "n", que se halla en tablas, según sea el accidente que se encuentra el aire al paso por una canalización y de la Presión Dinámica (o presión de velocidad) del mismo. La fórmula es:

$$\text{Pérdida de carga } P_t = n \times P_d \text{ mm cda}$$

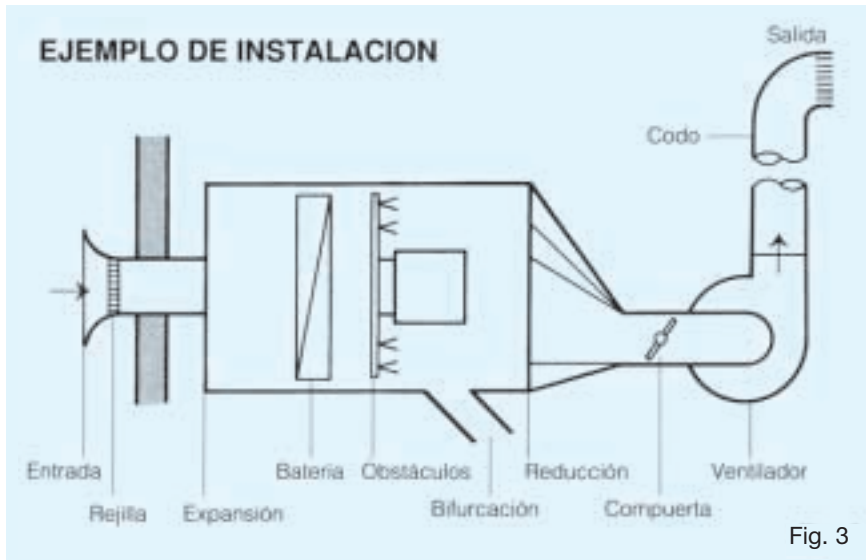
La Presión Dinámica viene ligada a la velocidad de aire por la fórmula:

$$P_d = \frac{v^2}{16'3}$$

o bien, $v = 4,04$

Ambos valores pueden obtenerse directamente de la gráfica Fig. 1.

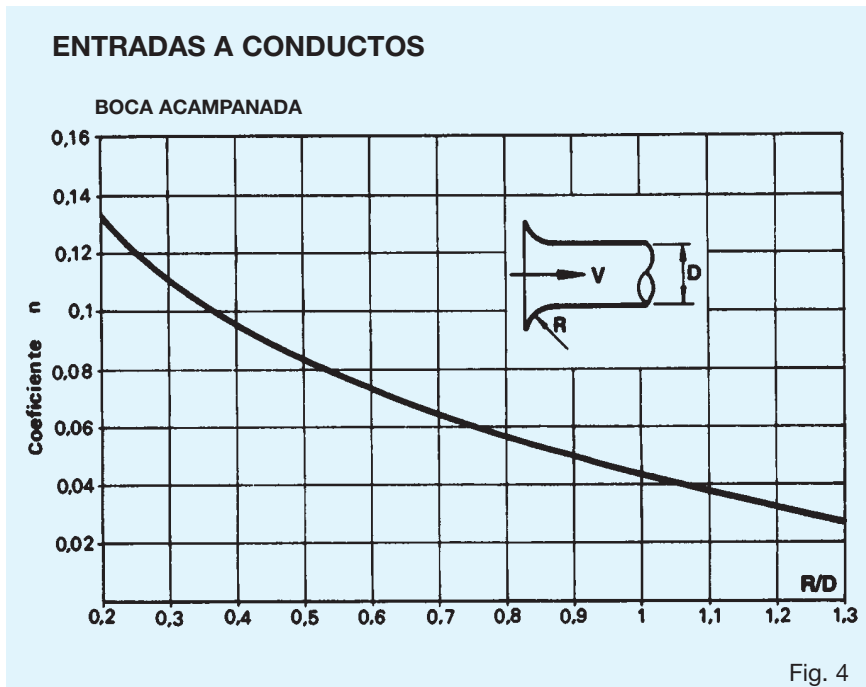
También, si los datos de que se dispone son el caudal de aire que circula y el diámetro de la conducción, puede obtenerse la Presión Dinámica Pt por la gráfica de la Fig. 2.



Sólo a efectos ilustrativos se representa en la Fig. 3 un montaje de climatización que reúne diversos accidentes que provocan pérdidas de carga y que hay que ir calculando uno a uno para conocer, en junto, la pérdida de carga total de la instalación. El aire entra, atraviesa una rejilla, se expande, ventila una batería intercambiadora de calor, arrastra una pulverización de agua, se bifurca, se reduce, viene regulado por una compuerta a la entrada del ventilador recorre un tramo recto y finalmente, es descargado a través de un codo y una persiana deflector.

A continuación y más o menos siguiendo el orden establecido en esta figura, se dan tablas para determinar las pérdidas de carga de cada elemento intercalado en la conducción. Debemos advertir que se ha procurado proporcionar más una visión general de la variedad de casos que suelen aparecer en conducciones e instalaciones reales, que no una relación, exhaustiva de datos concretos que, por otra parte, resultaría de una extensión desmesurada más propia de publicaciones especializadas.

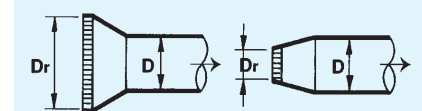
En todos ellos la velocidad del aire que debe tomarse como base para el cálculo de la Presión Dinámica P_d , es la que existe en la sección del conducto indicado como D .



Para los valores inferiores R/D , valen los siguientes coef. n :

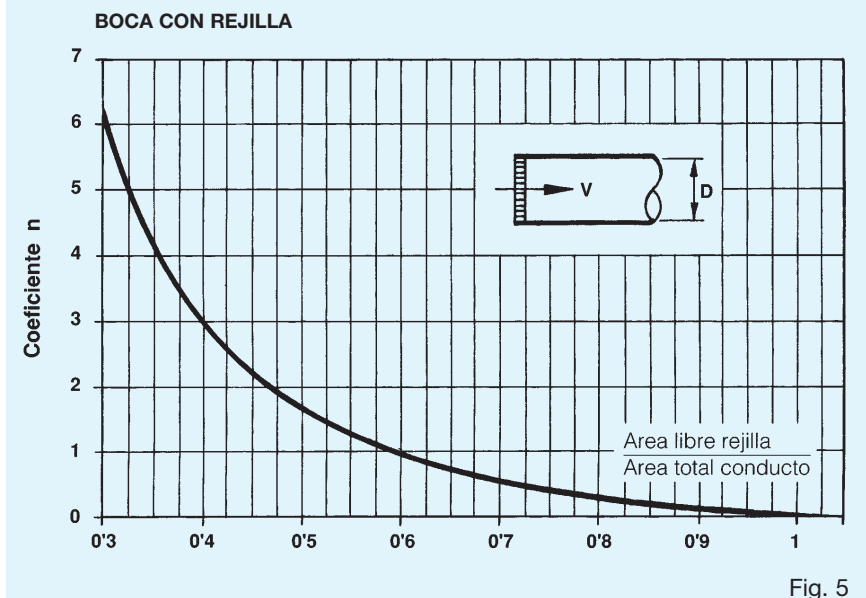
R/D	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1
N	0,87	0,84	0,51	0,32	0,2	0,15

Para rejillas mayores o menores que el conducto, los valores de n son:



Coef. n

Dr/D	0,3	0,5	0,7	0,9
3	0,39	0,11	0,04	0,01
2	1,6	0,43	0,15	0,04
1	6,2	1,7	0,58	0,14
0,8	9,7	2,7	0	0,22
0,4	39	10	3,6	0,88
0,2	155	42	15	3,5



ENTRADAS VARIAS

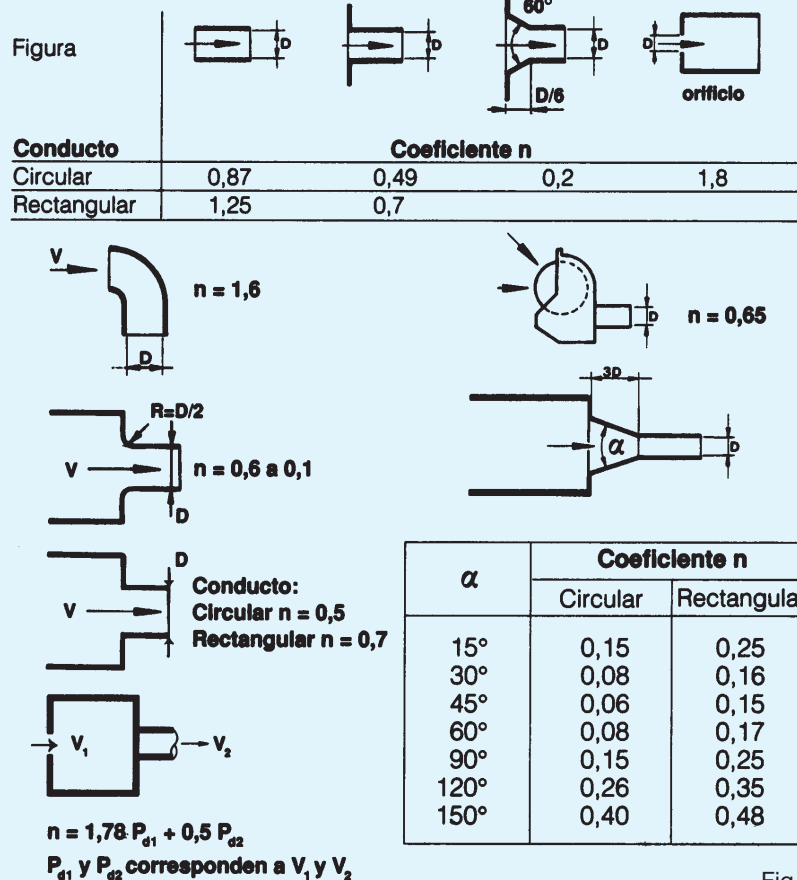


Fig. 6

Velocidades de aire

Tenemos que distinguir tres clases de velocidades de aire:

V_a = Velocidad de captación o de arrastre, que es la que circunda la partícula que deseamos atraer o la que ventila una zona a distancia.

V_e = Velocidad de entrada a la boca por la que se aspira el aire.

V_p = Velocidad en el plenum. Se entiende por plenum una caja, cabina o gran sección del conducto en donde la velocidad desciende muy apreciablemente. Se usa para uniformizar el flujo.

V_c = Velocidad en el conducto, o velocidad de transporte neumático.

Todas las velocidades consideradas en este capítulo para el cálculo del coeficiente n están referidas a velocidades en el conducto V_c , la del diámetro D indicado, aunque se trate de calcular pérdida de carga a la entrada.

CAMPANAS DE CAPTACIÓN

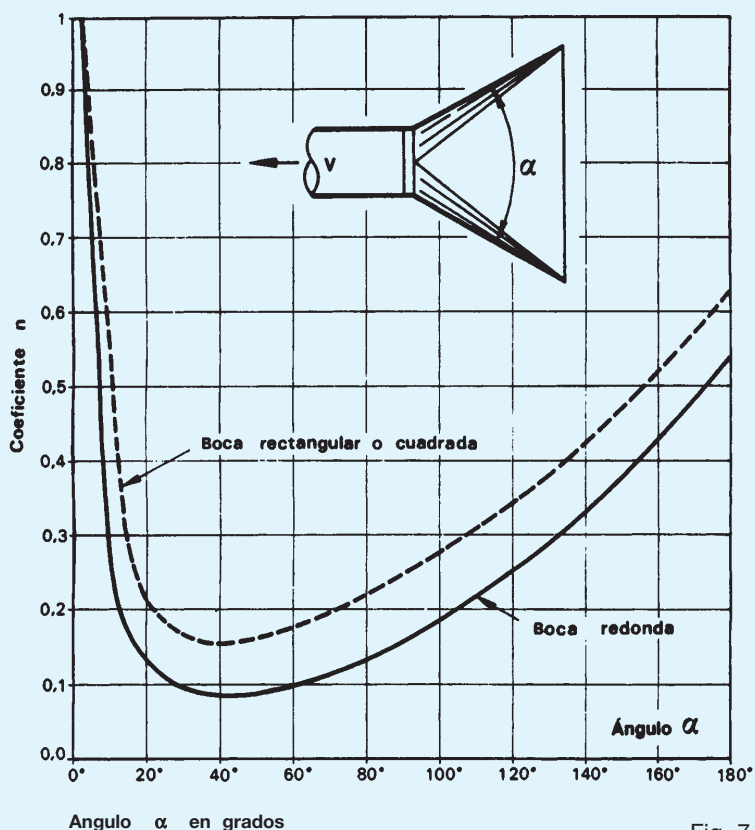


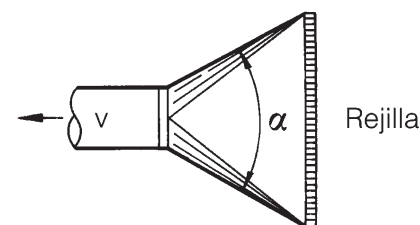
Fig. 7

En las campanas de captación, sean verticales u horizontales, la sección de la boca debe ser como mínimo el doble de la del conducto.

En campanas rectangulares, " α " se refiere al ángulo mayor.

Boca con rejilla

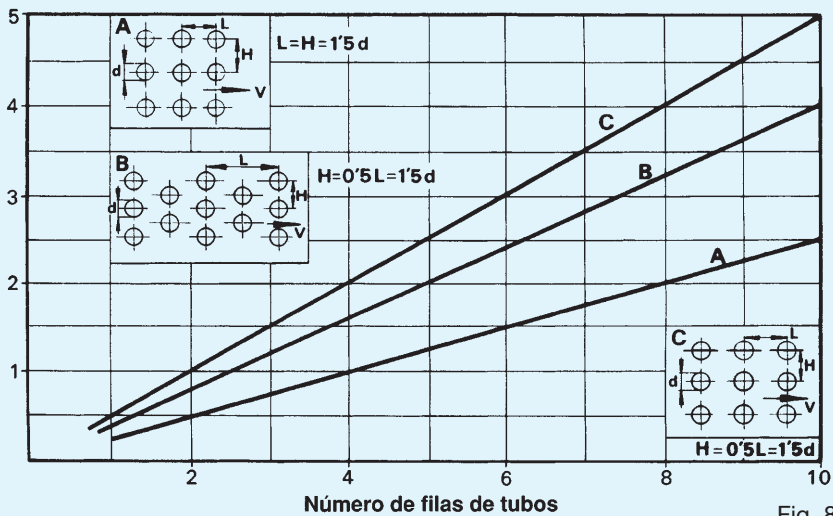
Para rejilla de mallas de dimensiones ≥ 50 mm ∇ tomar el coef. n de la tabla siguiente:



α°	Coeficiente n	
	Circular	Rectangular
20	0,42	0,53
40	0,3	0,38
60	0,24	0,31
90	0,2	0,29
120	0,29	0,39

OBSTACULOS EN LA CONDUCCION

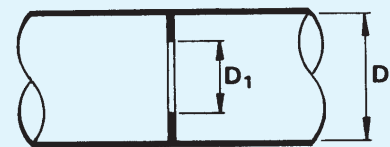
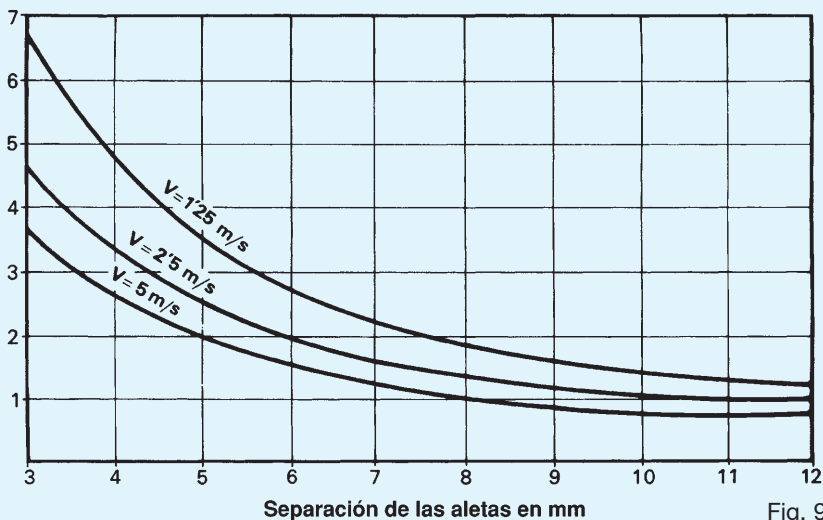
n BATERIA DE TUBOS SIN ALETAS



Deben evitarse los obstáculos que atraviesen una conducción de aire y en especial en los cosos y bifurcaciones del flujo. Nos referimos a cuerpos extraños a la canalización y no cuando se trate de ventilar los mismos, como es el caso de baterías intercambiadoras de calor en las que, por otra parte, se diseñan ya con las aletas orientadas de forma que obstruyan lo menos posible.

Si no hay forma de evitarlos deben cubrirse con cubiertas de silueta aerodinámica para no provocar pérdidas elevadas de carga. Los obstáculos con frentes superiores a cinco centímetros deben carenarse con perfiles redondeados o, mejor, con siluetas de ala de avión, procurando que los soportes o apoyos sean paralelos a la vena de aire. Si la obstrucción es superior al 20% de la sección debe bifurcarse la canalización y hacerla confluir una vez superado el obstáculo. La figura 10 muestra cuán importante es el coeficiente "n" para cuerpos broncos opuestos al aire.

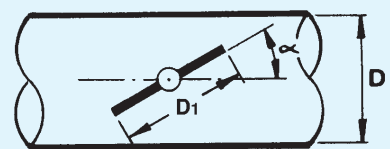
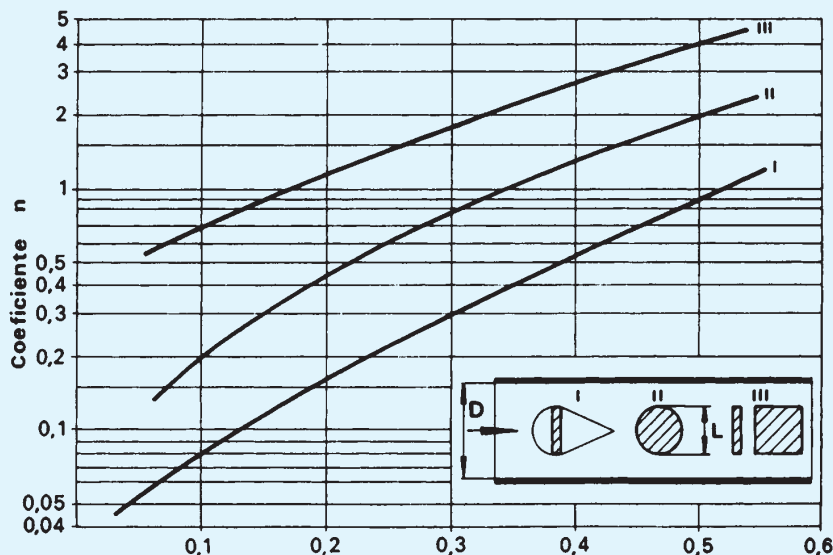
n BATERIA DE TUBOS CON ALETAS



DIAGRAMAS

D1/D	0,2	0,4	0,6	0,8
n	2,5	2,2	1,5	0,5

CUERPOS ATRAVESADOS EN EL CONDUCTO



REGISTROS

D1/D	0°	20°	40°	60°
0,5	0,2	0,37	0,61	0,86
0,6	0,2	0,48	0,94	1,5
0,8	0,2	0,87	2,6	6,1
1	0,2	1,8	11	115

Valores de n

MECÁNICA DE FLUIDOS

CIRCULACION DE AIRE POR CONDUCTOS III

CODOS

En la Hoja Técnica Mecánica de Fluidos 1, CIRCULACIÓN DE AIRE POR CONDUCTOS I, al tratar de los "Accidentes en las conducciones" y del método del coeficiente "n" para el cálculo de la pérdida de carga, se ilustra el caso de los codos en una canalización, codos simples de sección rectangular y codos circulares de una, dos y tres piezas.

Se continúa aquí con los codos en los que, por limitación del espacio disponible o por cuestiones de coste, no pueden utilizarse codos curvos. Para

mitigar la pérdida de carga de codos rectos se recurre a dotarlos de aletas directrices, dos, tres o más, uniformemente distribuidas y que se extienden por toda la curvatura del codo. Las directrices pueden ser de grosor uniforme, de plancha, o bien adoptar perfiles aerodinámicos. La fig. 1 reúne gráficamente las pérdidas de los diversos casos ilustrados y las proporciones que pueden adoptar las directrices de grosor aerodinámico.

La colocación de directrices con separación progresiva entre ellas en relación con la curvatura, práctica que distribuye de forma óptima el

flujo al cambiar de dirección en el codo, puede decidirse con el uso de la gráfica de la fig. 2 en donde, en función del radio interior y el exterior del codo y previa elección del número de directrices a colocar, de una a tres, se halla el radio y con ello la situación de cada directriz. Un ejemplo sobre la misma figura ilustra del procedimiento.

En caso de un codo obtuso, mayor de 90° se trata con la gráfica de la fig. 3, obteniéndose el coeficiente "n" de pérdida de carga para codos de sección rectangular o redonda y para ángulos hasta 170°.

CODOS EN ANGULO RECTO CON DIRECTRICES

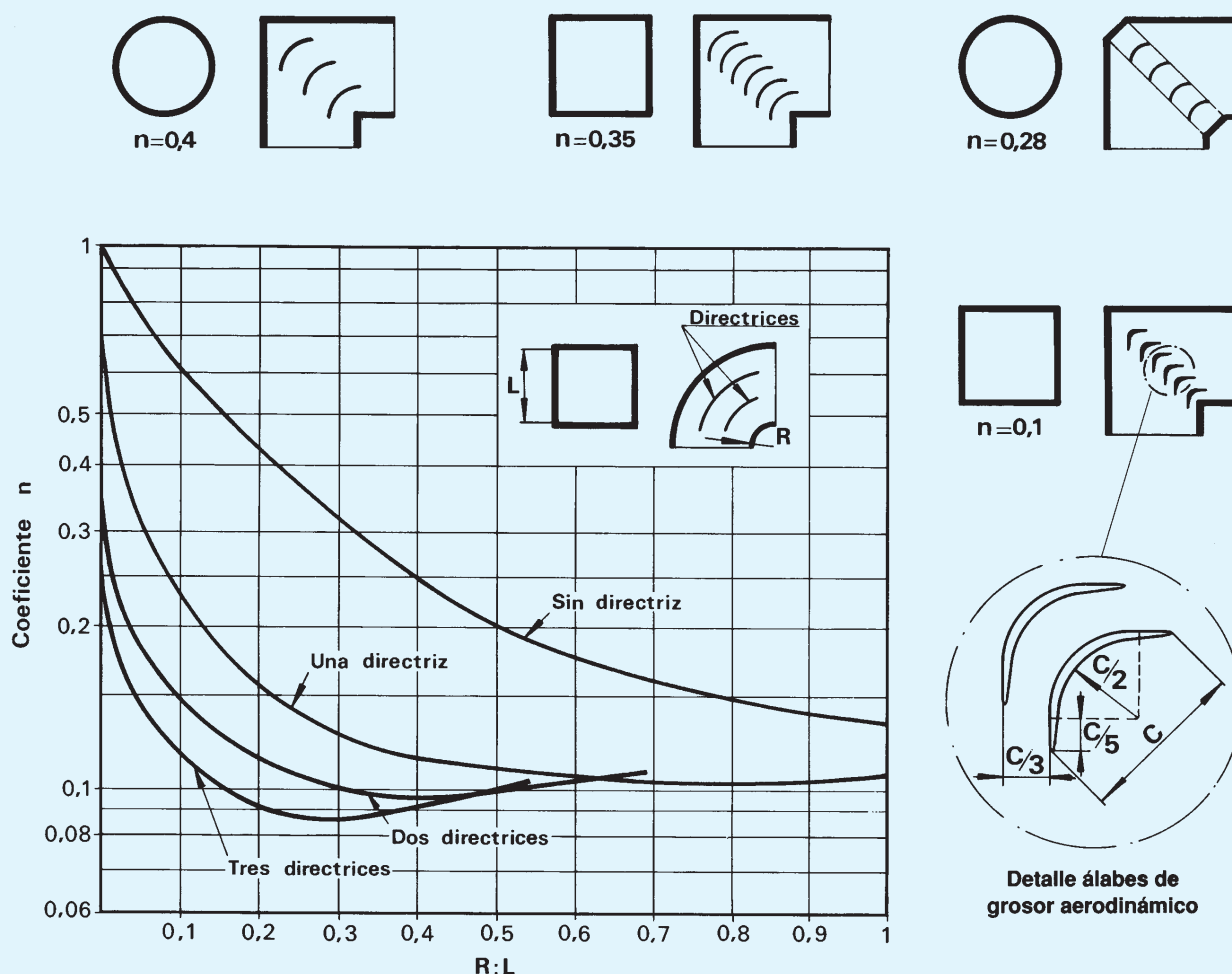


Fig. 1

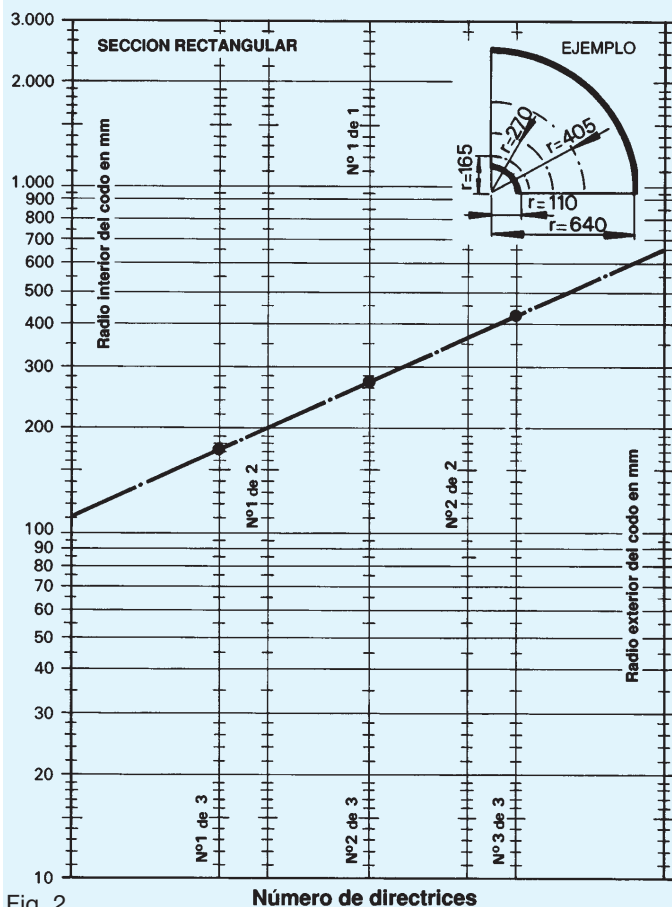
OPTIMA SITUACION DE LAS DIRECTRICES EN CODOS


Fig. 2

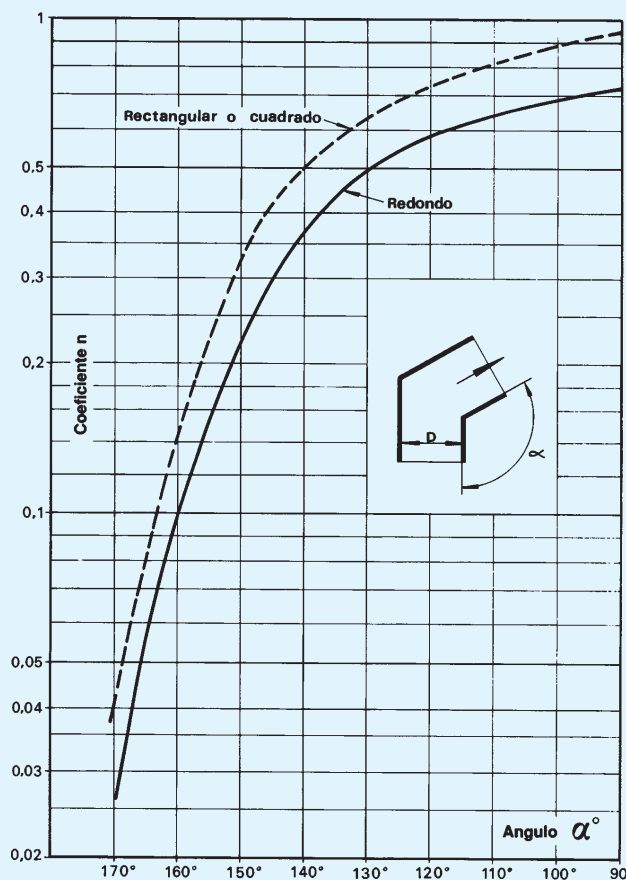
CODOS EN ANGULO OBTUSO


Fig. 3

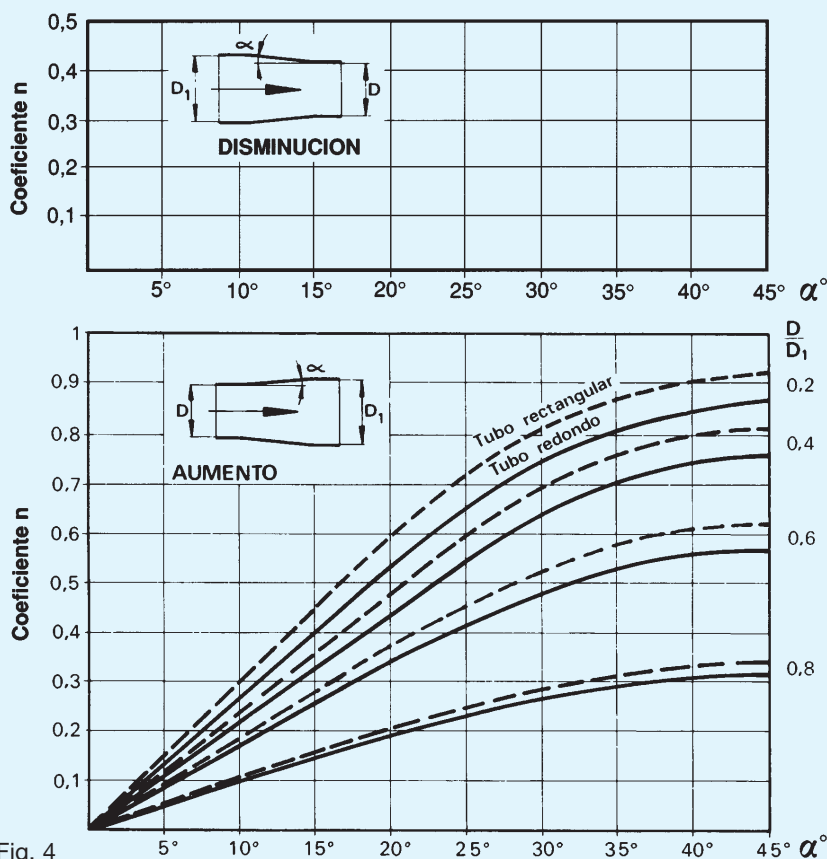


Fig. 4

CAMBIOS DE SECCIÓN

Es muy frecuente que, por imperativos de la construcción en los edificios, se tenga que recurrir a cambios de sección, reducciones o aumentos del paso de los conductos, que se procurará siempre hacerlo de forma progresiva para minimizar las pérdidas. Ello no obstante a veces hay que hacer los cambios de sección de forma brusca, por lo que hay que calcular las pérdidas.

Las gráficas de la fig. 4 trata de los cambios suaves progresivos, en función del ángulo bajo el que se produce la transición entre secciones.

En las disminuciones no se distingue en cuanto a pérdidas entre conductos circulares o rectangulares. Sí en cambio, en aumentos de sección existen ligeras diferencias que se reflejan en la gráfica.

Aunque los cambios bruscos de sección no responden a un buen diseño, sí que son habituales en casos de una campana, una cabina o un plenum que entregan a un conducto de mucha menor sección.

CAMBIOS BRUSCOS DE SECCION

Coefficientes "n" de pérdida de carga referidos a la velocidad del aire en D

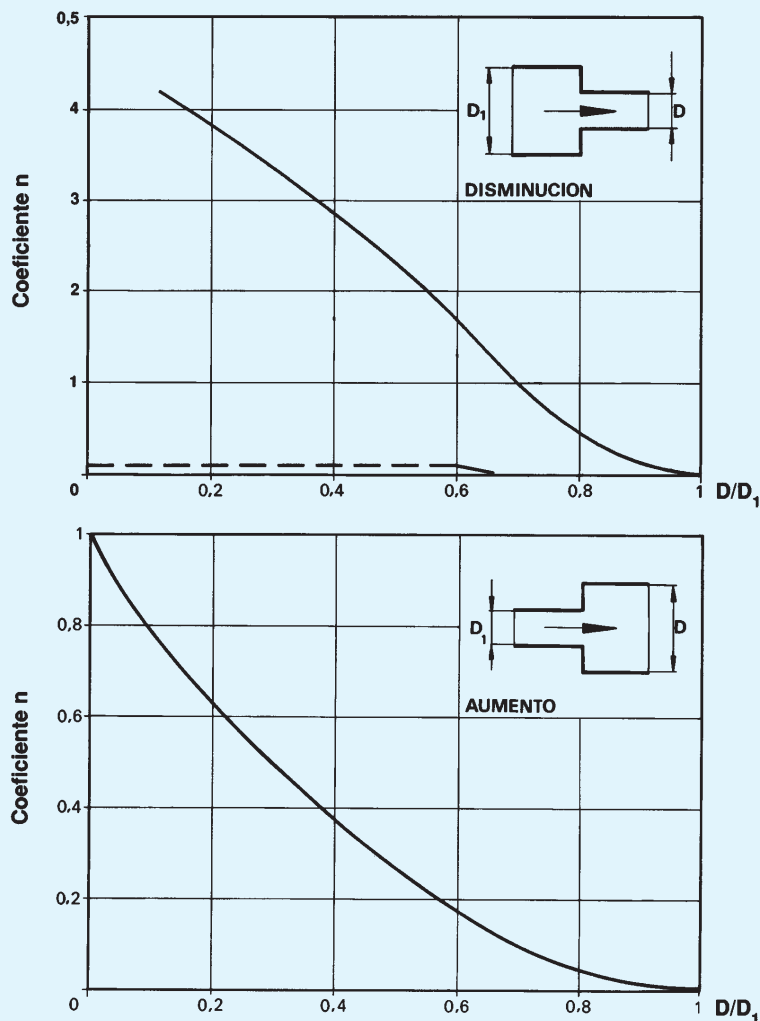


Fig. 5

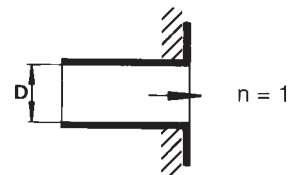
Cuando los cambios deben ser bruscos, de menor a mayor o viceversa, puede estimarse el coeficiente de pérdida de carga en función de la relación de diámetros y por medio de las gráficas de la figura 5.

En caso de una disminución brusca los bordes tienen una influencia decisiva en el coeficiente de pérdidas.

En la gráfica pueden verse los valores que corresponden a bordes con aristas vivas. Redondeando un poco los mismos, el coeficiente desciende a valores ínfimos, como muestra la línea de trazos discontinuos.

Un caso especial es la entrada de un local a un conducto, $D_1 = \infty$, que puede tomarse para el valor $D/D_1 = 0$, un coeficiente $n = 0,5$ aprox.

En expansiones bruscas puede considerarse el caso especial de descarga de un conducto a un local, $D_1 = \infty$, con lo que $D/D_1 = 0$, y un coeficiente $n = 1$.



La convergencia y bifurcación de caudales, esto es la unión y separación de los mismos, da lugar a una gran variedad de soluciones.

Conductos circulares y rectangulares, uniones en forma de "T" ó de "Y" y, éstas, de inclinaciones de 20°, 30° ó 45° y piezas intermedias cónicas para empalmar secciones de distintos valores. Todo ello conduce a múltiples tablas con profusión de datos relativos a los coeficientes "n" de pérdida de carga para la rama principal y auxiliares.

Todos vienen dados en función de la relación de caudales, que a su vez son iguales a la relación de las secciones de los conductos multiplicadas por las velocidades de aire que circulan por ellos, o sea:
 $Q/Q = S V / S V$; $Q/Q = S V / S V$ con lo que las tablas resultan de varias entradas.

Sólo a título orientativo se muestra la fig. 6 con unas tablas simplificadas de variantes. Los valores negativos de "n" representan "facilidad" de carga, en vez de "pérdida", provocada por una relación de caudales a través de unas secciones y velocidades de aire concretas.

SEPARACION Y UNION DE CAUDALES

Q_a/Q_g	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
Separación						
n_a	0,96	0,88	0,89	0,96	1,1	1,29
n_d	0,05	-0,08	-0,04	0,07	0,21	0,35
Unión						
n_a	-1,2	-0,4	0,1	0,47	0,73	0,92
n_d	0,06	0,18	0,3	0,4	0,5	0,6

Q_a/Q_g	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
Separación						
n_a	0,9	0,66	0,47	0,33	0,29	0,35
n_d	0,04	-0,06	-0,04	0,07	0,2	0,33
Unión						
n_a	-0,9	-0,37	0	0,22	0,37	0,38
n_d	0,05	0,17	0,18	0,05	-0,20	-0,57

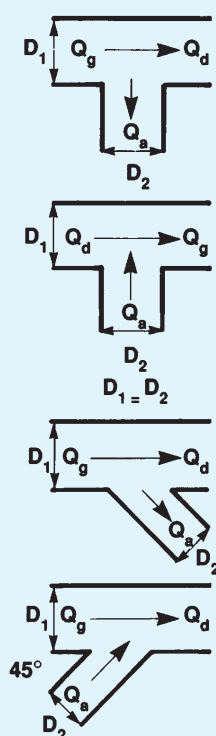
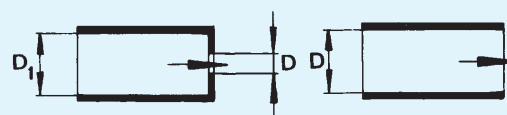
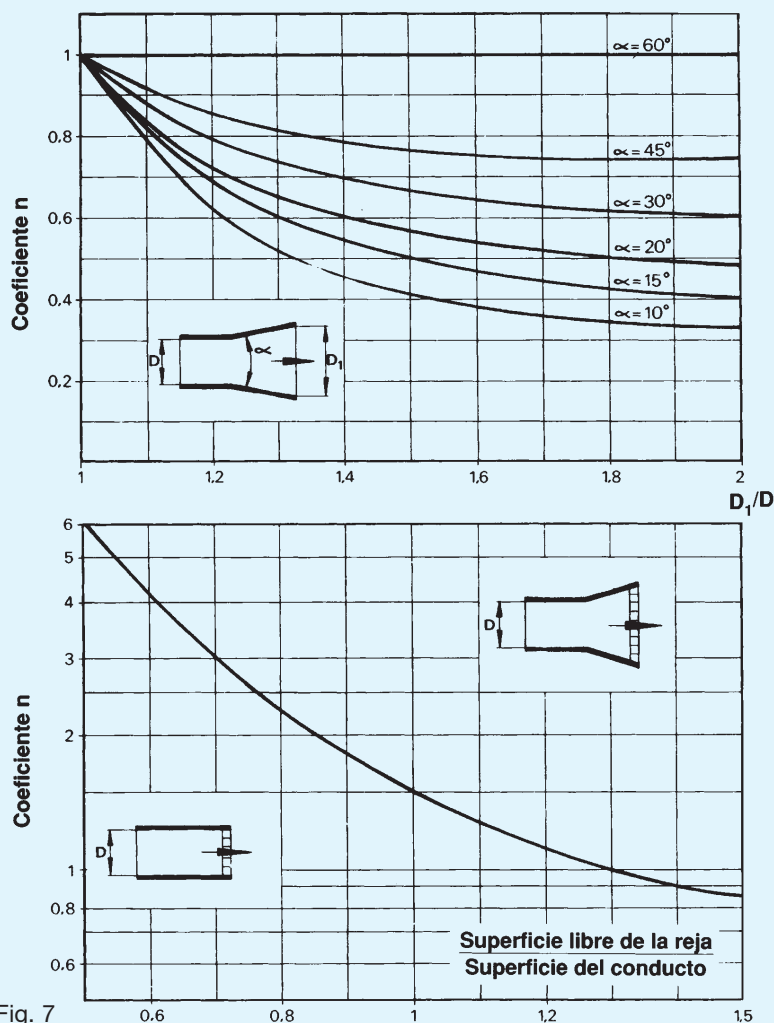
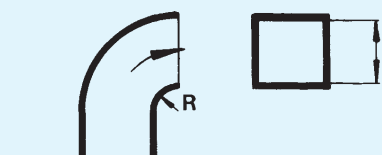
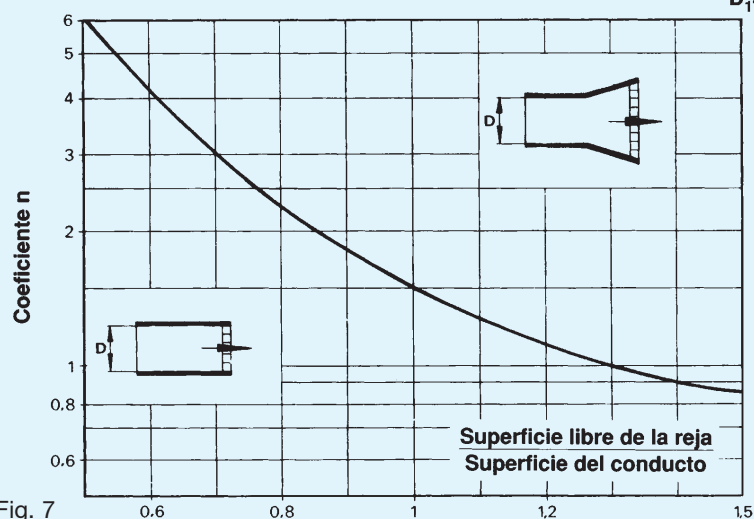


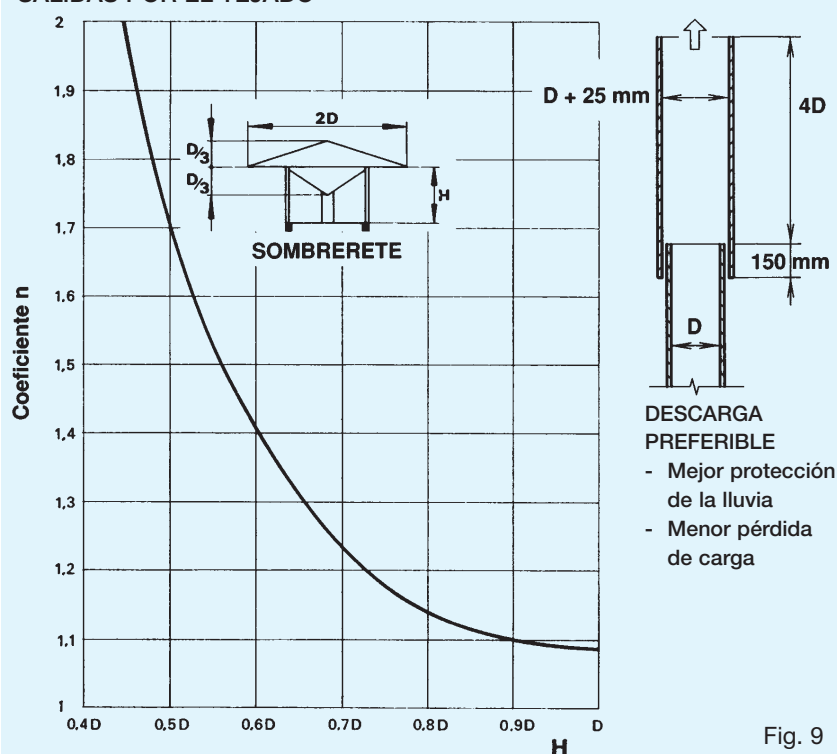
Fig. 6

SALIDAS DE CONDUCTOS


D/D ₁	0,25	0,5	0,75	1
n	2,5	1,9	1,5	1



R/L	0	0,25	0,5	0,75	1
n	3	1,9	1,6	1,5	1,4

SALIDAS POR EL TEJADO


En las fig. 7 y 8 se dan los coeficientes "n" de pérdida de carga de diversas salidas de conductos.

Las salidas verticales de los conductos de ventilación a través del tejado, protegidas de la lluvia por un sombrero, como indica la fig. 9, no son recomendables por cuanto dirigen hacia abajo los gases expulsados que, con la velocidad conferida por la salida, pueden difundirse por el tejado y las paredes altas del edificio, con ventanas, e introducirse de nuevo en el mismo. La pérdida de carga, además, es muy importante en este caso.

Una buena forma de resolverlo es dotar la salida con una envolvente tubular con la disposición y dimensiones que se indican en la misma figura, que actúa como tobera de difusión vertical y a la vez drena la posible agua de lluvia que se introduzca por la boca, que descende pegada a las paredes internas. La pérdida de carga es mucho menor, además.

MECANICA DE FLUIDOS**MOVIMIENTO DEL AIRE. La velocidad**

El aire, como envoltura gaseosa de la Tierra no es una masa de gases en reposo sino que constituye una delgada capa fluida y turbulenta removiéndose con intensidad variable debida a grandes contrastes térmicos. Al desplazamiento masivo de grandes porciones de aire con una cierta velocidad y dirección común se le llama **Viento**.

A las desordenadas y continuas alteraciones en la posición relativa y en la velocidad de masas parciales del aire que se desplaza se le llama **Turbulencia**.

A la ausencia práctica de viento cerca del suelo o de la superficie del mar se le llama **Calma**. Es poco frecuente que esta quietud se observe a todas las alturas sobre un mismo lugar y podemos considerarla inexistente si alcanzamos varios miles de metros.

Escala de Beaufort

La fuerza del viento viene determinada por la velocidad del mismo. La Escala de Beaufort ordena los vientos según su fuerza que, traducido en velocidades, aparecen con los valores de la Tabla 1, medidos a 10 m de altura y en campo abierto.

Efecto sobre el cuerpo humano

Aunque la escala de Beaufort no estima como movimiento del aire hasta que alcanza la velocidad de 1,5 m/s, lo cierto es que desplazamientos de aire a velocidades inferiores como por ejemplo 0,5 m/s son ya perceptibles, aunque escasamente. El término "aire en calma", implica un movimiento de hasta 0,08 m/s. De ahí para arriba se percibe perfectamente un movimiento del aire.

Si al efectuar la renovación de aire de un local se utiliza como aire de aportación uno que tenga unas características térmicas y de humedad parecidas a la existente dentro del local, raramente es perfectible el movimiento del aire ya que una renovación, por activa que sea, suele provocar unas velocidades de aire por debajo de lo que hemos calificado como aire en calma.



Escala de Beaufort	Nombre de Viento	Velocidad	
		m/s	km/hora
0	Calma	0'5	2
1	Aire ligero	1'5	5
2	Brisa ligera	3	11
3	Brisa suave	6	22
4	Brisa moderada	8	30
5	Brisa fresca	11	40
6	Brisa fuerte	14	50
7	Viento moderado	17	60
8	Viento fresco	21	75
9	Viento fuerte	24	87
10	Gran viento	28	100
11	Tempestad	32	115
12	Huracán	36 ó más	130 ó más

Tabla 1

Ahora bien, es perfectamente conocido el fenómeno de que un movimiento de aire sobre la piel desnuda de las personas provoca una sensación de frescor, pese a que el aire tenga la misma temperatura de cuando estaba en calma. Difícilmente la velocidad del aire de renovación de un local puede producir esa sensación de frescor y de ahí que se justifica la existencia de los ventiladores que son aparatos destinados a pro-

vocar movimientos de aire utilizando el aire existente dentro de los locales y por tanto independientemente del aire de aporte para una renovación del ambiente.

En un local con personas normalmente vestidas, en reposo u ocupadas en una actividad ligera y con una temperatura entre 20 y 24 °C, un movimiento de aire a una velocidad comprendida de 0,5 a 1 m/s les proporciona una sensación de frescor

confortable, pero si se trata de personas dedicadas a una actividad dura, con gran esfuerzo muscular, esta sensación de alivio no se producirá hasta que se alcance una velocidad de aire, sobre las personas de 1,3 a 2,5 m/s. Sobrepasar esta velocidad provoca más bien una sensación molesta que de alivio y por tanto debe evitarse.

Entre estos extremos indicados puede existir una escala de sensaciones diversas. Ahora bien, debemos tener siempre en cuenta la influencia decisiva de la temperatura del aire, que debe ser inferior a la del cuerpo y también que el grado de humedad sea suficiente bajo para permitir la evaporación del sudor humano.

Después de numerosos ensayos con un gran número de personas que se prestaron a ello, ha podido llegar a establecerse una escala, como la de la Tabla 2, debiendo tener en cuenta que para las velocidades de aire bajas se ha considerado personas normalmente vestidas y temperaturas de alrededor de los 20°, y para velocidades de aire elevadas se ha utilizado hombres con el torso desnudo dedicados a un trabajo intenso y temperaturas elevadas.

Velocidad del aire

Recordemos aquí (Hoja Técnica, VENTILACIÓN 4) que el aire al circular por un conducto a la velocidad v (m/s) de Sección S (m²), determina una presión de velocidad, Presión Dinámica P_d (mm cda), y se liga con el caudal Q (m³/h), según las fórmulas:

$$Q = 3\,600 \, v \, S$$

$$P_d = \frac{v^2}{16} \text{ mm c.d.a.}$$

¿Cómo se mide la velocidad?

Hay que distinguir dos campos bien diferenciados en los que se hacen las mediciones : en laboratorio o en el lugar de la aplicación del equipo o instalación de la ventilación.

En el primer caso la medición se efectúa por medio de un Tubo de Prandtl, introducido en el conducto por el que circula el aire, al que se conecta un micromanómetro de tubo inclinado o tipo Betz. Deben hacerse un número importante de lecturas, en unos puntos concretos del conducto. Según la norma ISO 5801:1996 (E) una de las varias sondas que describe se muestra en la Fig. 1 con las indicaciones correspondientes. La misma norma fija los puntos exactos donde debe hacerse la lectura de presiones. El

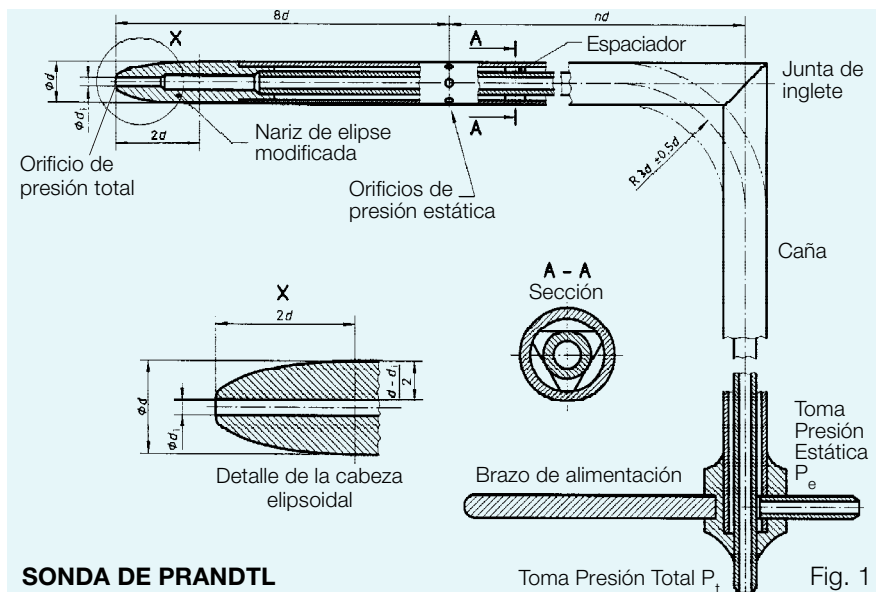
EFFECTO DEL AIRE SOBRE EL CUERPO

Velocidad del aire sobre personas

Sensación de que la temperatura ambiente se ha rebajado en:

0,1 m/seg	0 °C
0,3 »	1 °C
0,7 »	2 °C
1 »	3 °C
1,6 »	4 °C
2,2 »	5 °C
3 »	6 °C
4,5 »	7 °C
6,5 »	8 °C

Tabla 2



SONDA DE PRANDTL

POSICIÓN DE LOS PUNTOS DE MEDIDA DE PRESION EN CONDUCTOS CIRCULARES

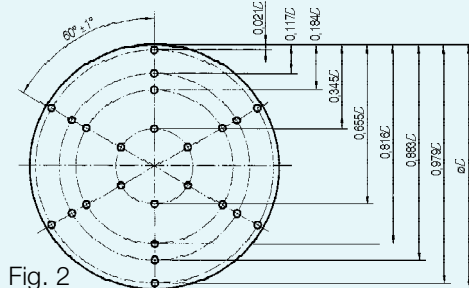
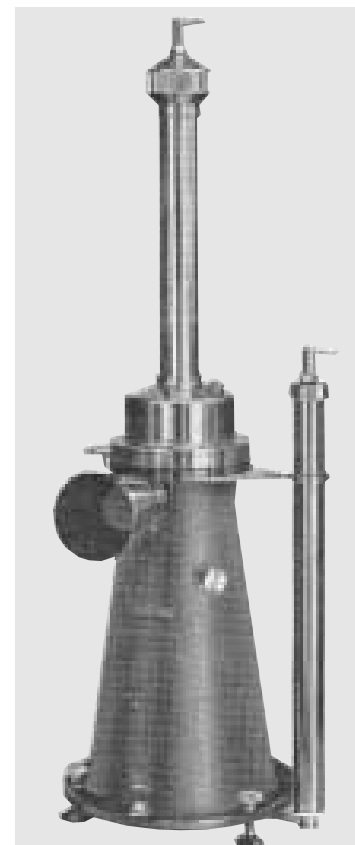


Fig. 2



Fig. 3

Manómetros de tubo inclinado



Micromanómetro tipo Betz

Fig. 4



Anenómetro mecánico con cronómetro Fig. 5

centro de la nariz de la sonda debe colocarse sucesivamente en no menos de 24 posiciones espaciadas simétricamente dispuestas como se indica en la Fig. 2.

Los aparatos a conectar a las sondas, los micromanómetros, pueden ser de lectura directa por medio del nivel que alcanza un líquido, agua, alcohol, etc. en un tubo generalmente inclinado para aumentar la precisión de lectura, o por el nivel que indica un sistema de cubetas con lectores ópticos de precisión como en los aparatos patrones o bien por métodos eléctricos.

Una representación de estos aparatos de medida en laboratorios son los de las Fig. 3, 4 y 8. En el campo de medidas "in situ" de la velocidad del aire los aparatos suelen ser de tipo mecánico, con una rueda que gira por efecto del aire y su eje determina unas indicaciones leíbles en términos de velocidad. Fig. 5.

Los aparatos portátiles, ligeros y manuales para medir la velocidad del aire de aspiración o descarga de los sistemas de ventilación son muy comunes en el mercado, pero no pueden utilizarse de forma universal. si se desean resultados aceptablemente fiables. Hay aparatos especializados a las funciones de medición, pero siempre deben hacerse algunas consideraciones para elegirlos.

A saber: Conocer campo de medida
Destino de la medición
Naturaleza del flujo de aire
Espacio disponible
Exigencias técnicas
Precisión necesaria
Precio

Estos aparatos se basan en una rueda de paletas que gira dentro de una envoltura tubular de acuerdo con la velocidad del aire. El aparato traduce



Anenómetro electrónico lectura analógica Fig. 6

la velocidad de giro de las paletas en velocidad del aire que cruza axialmente su carcasa, dando una lectura discreta de la velocidad.

Son aparatos mecano-eléctricos, que generan una tensión medida por un galvanómetro y traducido a unidades de velocidad de aire. También los hay electro-térmicos en los que las variaciones de temperatura de una resistencia eléctrica por la acción refrigeradora del aire que circula se traduce en indicaciones de velocidad del mismo.

Los dibujos de las figuras 6 y 7 representan algunos de estos aparatos.

No son de gran precisión y deben observarse las indicaciones de los fabricantes en cuanto a posicionamiento, puntos de medida y número de lecturas a promediar, para alcanzar resultados aceptables.

Velocidad del aire en el confort

La velocidad del aire influye en el confort de las personas principalmente por dos causas: la incidencia del chorro sobre las mismas y el ruido que produce.

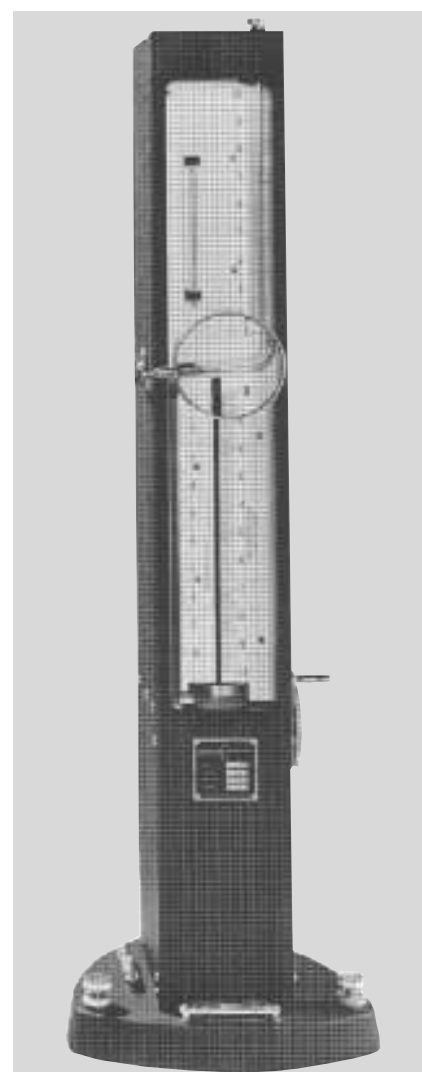
En el primer caso se constata el mayor enfriamiento que la corriente de aire produce en los humanos por lo que el hombre siente una temperatura inferior.

El gráfico de la Fig. 9 muestra la zona de sensación agradable teniendo en cuenta el par de valores temperatura del local y velocidad del aire. Influye también de forma importante la humedad. Este gráfico es válido para valores entre el 30 y el 70 %.

En realidad la forma más exacta de delimitar la zona del bienestar es basarla en la llamada temperatura efectiva que comprende a la vez la temperatura, la humedad y la velocidad



Termo-anenómetro lectura digital Fig. 7



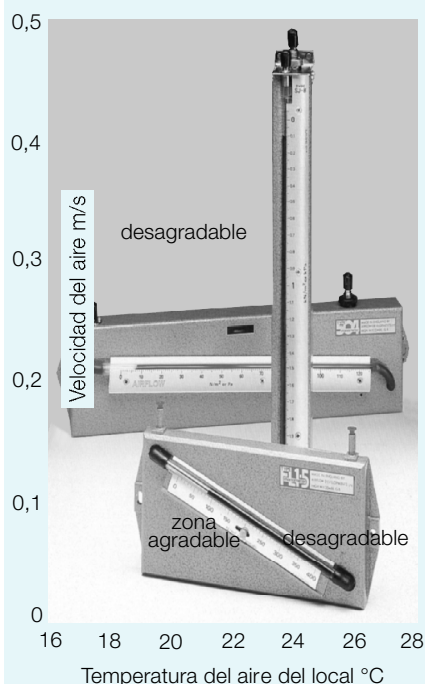
Micromanómetro patrón Fig. 8

del aire, fijadas sobre un diagrama psicrométrico.

En la Tabla 3 se dan las velocidades del aire recomendadas y los lugares en dónde deben aplicarse.

La dirección en la que se recibe el aire, también influye en la satisfacción o molestia que produce y se considera **Buena** si viene de frente, a la cara de una persona sentada,

ZONA CONFORT AMBIENTAL



Humedad 30-70%

Fig. 9

Aceptable si se recibe por encima de la cabeza y **Rechazable** si viene por detrás de la nuca o a nivel de los pies.

Por lo que respecta al ruido, en la Tabla 4 se dan los valores de velocidades de aire recomendables para captar el aire de un espacio, impulsarlo al mismo o bien transportarlo por conductos que lo atraviesen.

Para escoger la velocidad más conveniente en los conductos debe contemplarse el doble aspecto del coste de la conducción, dimensionada en función del caudal a transportar y por tanto con la velocidad más alta posible y el ruido permitido que marca un límite a esa velocidad.

Aplicaciones industriales

Una de las aplicaciones de la velocidad del aire es en el transporte neumático de finos, polvos y granos y en la captación de los mismos. El tipo de campana, cabina o boca de captación recomendada ha sido tratado en la Hoja Técnica "Ventilación 4".
CAMPANAS DE EXTRACCION.

Las velocidades de aire necesarias para captar el contaminante, gas o sólido, y la corriente para arrastrarlo por el conducto hasta la descarga, aparte de los valores que aparecen en la Hoja Técnica mencionada, se tratará de forma específica en otro lugar.

EFFECTOS DE LA VELOCIDAD DEL AIRE

Velocidad aire	Reacción de las personas	Aplicación recomendada
0 a 0,08	Quejas por aire estancado	Ninguna
0,12	Ideal. Favorable	Todas las aplicaciones
0,12 a 0,25	Favorable con reservas	
0,35	Los papeles se levantan	No en oficinas
0,40	Máximo para personas que se desplazan despacio	Almacenes y comercios
0,40 a 1,5	Instalaciones acondicionamiento grandes espacios	Refrigeración localizada

Tabla 3

VELOCIDAD DEL AIRE ATENDIENDO AL RUIDO

Bocas de Captación

	m/s
Habitaciones de residencias y hoteles	1,2 a 2
Zonas públicas comerciales:	
A niveles de ocupantes en movimiento	3 a 4
Cerca de personas sentadas	2 a 3
Bocas en parte baja de puertas	3 a 3,5
Persinas en las paredes	2,5 a 5
Captaciones a nivel del techo	4 y más
Naves industriales	5 a 10
Sistemas de alta velocidad	2 a 4

Bocas de impulsión

	m/s
Estudios de radiodifusión, cabinas grabación	1,5 a 2,5
Dormitorios de hotel	2,5 a 3
Residencias, salones regios, restaurantes lujo	2,5 a 3,5
Iglesias, antenas importantes	2,5 a 3,5
Apartamentos, viviendas	2,5 a 4
Oficinas privadas tratadas acústicamente	2,5 a 4
Teatros	4
Oficinas particulares no tratadas	3,5 a 5
Salas de cine	5
Oficinas públicas, restaurantes	5 a 7
Almacenes comerciales, plantas altas	7,5
Sistemas de alta velocidad	3 a 8
Fábricas	5 a 10
Almacenes comerciales, planta baja	10

Conductos

Tipo de Instalación	Caudal máximo m³/h	m/s	
		Conducto principal	Ramal secundario
Instalaciones individualizadas	500 a 1.000	1 a 3	1
	1.000 a 5.000	3 a 5	1 a 3
	5.000 a 10.000	5 a 7	2 a 4
Instalaciones Centralizadas:			
Residencias, salones, hoteles		3 a 5	1 a 3
Locales públicos, oficinas		5 a 7	1 a 3
Espacios industriales		5 a 10	2 a 5
Instalaciones semi centralizadas:			
Locales residenciales:			
Conductos baja velocidad (cerca personas)		2 a 7	3 a 4
Conductos velocidad media		5 a 10	3 a 5
Conductos alta velocidad (alejados)		10 a 20	5 a 10
Locales públicos:			
Conductos velocidad media		5 a 10	3 a 5
Conductos alta velocidad (alejados)		12 a 25	5 a 10
Espacios industriales			

Tabla 4

EL AIRE**CALIDAD DE AIRE**

El aire es esencial para la existencia de los seres vivos. Los humanos exigen, además, unas condiciones que le garanticen la higiene del mismo y un confort adicional.

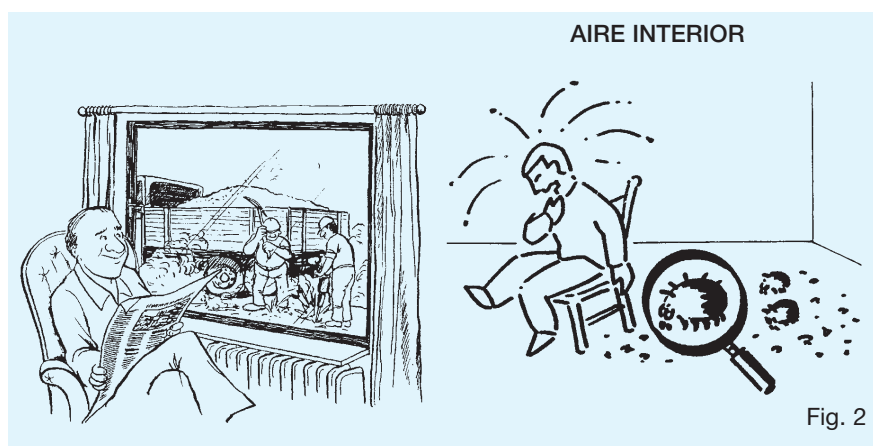
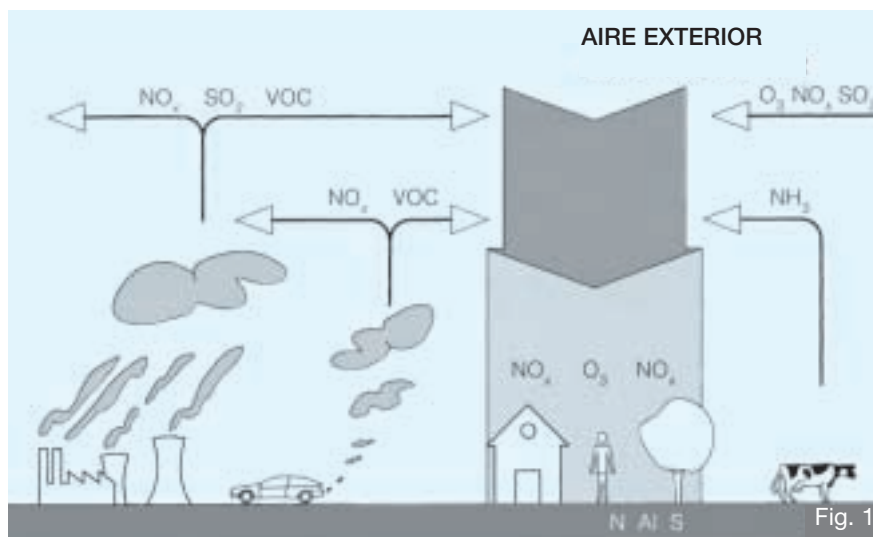
El aire exterior se compone principalmente de dos elementos, Oxígeno y Nitrógeno, y otros gases cuyas proporciones están en la Tabla I. Si estos gases no sobrepasan los valores de la Tabla II, puede considerarse aire «limpio». Desgraciadamente los valores se disparan, sobre todo en las grandes ciudades, derivando a aire «contaminado», como aparece en la segunda columna de la misma tabla.

Como es sabido, ventilar es sustituir una porción de aire interior que se considera indeseable por su pureza, temperatura, humedad, olor, etc., por otro exterior de mejores condiciones. Pero si el aire exterior está contaminado será necesario recurrir a depurarlo para retener los elementos contaminantes, como se muestra de forma esquemática en la fig. 3.

Con la crisis del petróleo en 1.973, todos los países industrializados establecieron normas para contener el consumo energético, especialmente el de calefacción y refrigeración. Se aumentó el poder aislante de muros y cubiertas y se mejoraron los cierres de puertas y ventanas para evitar las pérdidas por convección. Aparecieron, en suma, los edificios herméticos, dotados de sistemas mecánicos de ventilación. Pero, para contribuir al ahorro de energía, se recicló parte del caudal de aire extraído en porcentajes crecientes hasta llegar a límites exagerados. Además, si las instalaciones no se limpian y desinfectan de forma regular, como es habitual, proliferan la difusión de contaminantes y microorganismos por todo el edificio.

El risueño lector de la fig. 2, satisfecho por haberse aislado del exterior con una ventana hermética, evitando la entrada de contaminantes, polvo y ruido, al poco tiempo empieza a sufrir alergias, irritaciones, escozores de ojos y jaquecas.

El hombre moderno pasa más del



80% de su tiempo dentro de locales cerrados y los factores enumerados tienen consecuencias inmediatas: aumentan las enfermedades alérgicas y pulmonares y crecen enormemente la rapidez de difusión de las infecciosas entre los usuarios de un mismo inmueble, sobre todo si disponen de instalación de aire acondicionado. En EE.UU. se produjeron 150 millones de jornadas al año de absentismo laboral mientras la Oms ha estimado que un 30% de los edificios nuevos o rehabilitados sufren de este defecto. Si los ocupantes que se ven afectados llegan al 20%, se denomina al inmueble Edificio Enfermo.

Diversas causas concurren a ello pero se ha señalado como la principal e indiscutible una ventilación insuficiente, inadecuada. En 1968,

144 personas del edificio de la Sanidad en Pontiac, Michigan, EE.UU., contrajeron una enfermedad con dolores de cabeza, fiebre y dolores musculares, que se denominó «fiebre de Pontiac». En 1976, en un hotel de Filadelfia, durante una convención de antiguos legionarios, se vieron afectados por una bacteria, que se identificó como *Legionella Pneumophila*, cultivada y difundida por el aire acondicionado, que llevó a la tumba a 29 de los asistentes. Actualmente la tal bacteria y por las mismas causas, ataca anualmente de 25 a 45.000 personas, sólo en EE.UU.

Pero aparte de los problemas que para la salud puede acarrear un sistema de aire acondicionado con mala conservación, limpieza precaria y escasez de aire primario, múltiples

causas contribuyen a contaminar el aire interior del edificio. Antigüamente se consideraba que sólo el ser humano con la expulsión de anhídrido carbónico de la respiración y el desprendimiento del olor corporal era el causante del deterioro de la calidad del aire. Hoy en día se sabe que los componentes orgánicos volátiles que se desprenden de muebles, pinturas, adhesivos, barnices, combustibles, materiales higiene personal y de limpieza del hogar, contaminan de forma importante el aire interior: Insecticidas, raticidas, combustión directa dentro de la habitación, aerosoles, detergentes, ropa de la tintorería que se airea en casa, moquetas, parquets y, de forma importante, el humo de tabaco y, también, los ambientadores con los que se quiere disimular el ambiente cargado.

Un grupo muy importante de contaminadores son los materiales de construcción entre los que destacan el formaldehído de los aglomerados de madera unidos con resinas y algunos aislantes. Y en ciertas zonas el radón, que resulta particularmente peligroso. Este es un gas de origen natural que amenaza con el cáncer de pulmón y que se desprende del radio que contienen algunos materiales como el granito, la piedra pómez y las rocas de fosfatos, además de las aguas profundas de pozos.

En los hogares aparece en los sótanos y las figuras 4 y 5 describen su presencia y la forma de controlarlo con actuaciones adecuadas y, sobre todo, una ventilación eficiente.

Diversas normativas han venido en establecer que la ventilación necesaria para proporcionar un ambiente higiénico a los ocupantes de un espacio cerrado es del orden de los 7,5 litros por segundo por persona como mínimo. Según sea la función del local considerado salón para fumadores, salas de hospitales, bares, etc. este valor va en aumento hasta alcanzar más del doble o el triple. Pero como tales caudales entran en conflicto con el ahorro de energía, sobre todo calefacción, se ven reducidos cayendo en el extremo opuesto. De una investigación sobre 350 edificios y las causas de las quejas por la calidad de aire interior se reproducen en la Tabla III. Destaca la gran importancia que tiene una ventilación suficiente pero

TABLA I

COMPONENTES DEL AIRE SECO
(1'2928 kg/m³, a 0 °C 760 mm)

	Símbolo	En volumen %	Contenido en el aire g/m ³
Nitrógeno	N ₂	78,08	976,30
Oxígeno	O ₂	20,94	299,00
Argón	Ar	0,934	16,65
Anh. Carbónico	CO ₂	0,0315	0,62
Otros		0,145	0,23
		100,000	1292,80

TABLA II

		AIRE LIMPIO µg/m ³	AIRE CONTAMINADO µg/m ³ Media anual en una gran ciudad
Óxido de Carbono	CO	máx. 1000	6.000 a 225.000
Dióxido de Carbono	CO ₂	máx. 65·10 ⁴	65 a 125·10 ⁴
Anhídrido Sulfuroso	SO ₂	máx. 25	50 a 5.000
Comp. de Nitrógeno	NOx	máx. 12	15 a 600
Metano	CH ₄	máx. 650	650 a 13.000
Partículas		máx. 20	70 a 700

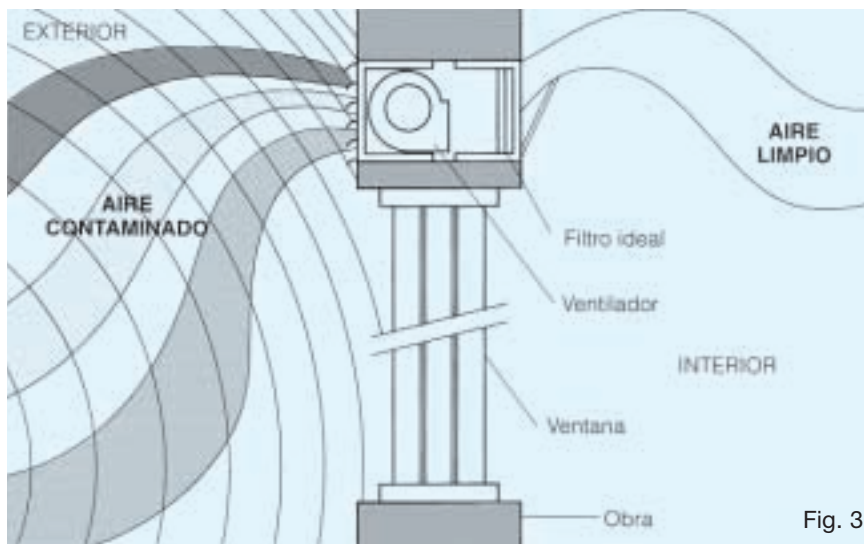


Fig. 3

CDU 697.9

Noviembre 1991

NORMA ESPAÑOLA	Climatización LA VENTILACIÓN PARA UNA CALIDAD ACEPTABLE DEL AIRE EN LA CLIMATIZACIÓN DE LOS LOCALES	UNE 100-011-91
-------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------

EUROPEAN CONCERTED ACTION
INDOOR AIR QUALITY & ITS IMPACT ON MAN
(formerly COST Project 613)

Report No. 11
Guidelines

for
Ventilation Requirements in Buildings

también que existen otras causas que motivan el malestar y las dolencias.

Atendiendo a la influencia de los contaminantes internos de los locales se desprende que son muy variados y que lo ideal sería identificarlos previamente y descubrir sus fuentes de emisión. Actualmente se habla de edificios construidos con materiales de baja emisión y existen laboratorios que trabajan en el tema.

Se han llegado a establecer unidades para medir la calidad del aire interior. El profesor P. Ole Fanger, de la Universidad Técnica de Dinamarca, define el OLF como la polución que produce una persona, ocupada en trabajo sedentario y de higiene normal, una ducha cada día y medio. Un mueble, una mesa de despacho con sus papeles y utensilios equivale a 2 Olf's y una estantería media, con libros, plantas y objetos de adorno, contamina como 3 Olf's. Fig. 6.

Los materiales, en general, de una oficina emiten hasta 0,5 Olf's por metro cuadrado. Una persona en actividad alcanza los 6 Olf's, un fumador continuo puede llegar a 25 Olf's y un atleta a los 30 Olf's.

El DECIPOL es la percepción combinada a través de la nariz y los ojos del sentido químico del ambiente, con su carga de olores diferentes y elementos irritantes contenidos en el aire. La unidad se define como la percepción de un Olf diluido por un caudal de aire puro de 10 l/s. Fig. 7.

La insatisfacción causada por un Olf en función del coeficiente de ventilación, expresada por un colectivo de personas que califican como inaceptable el ambiente de un lugar en el momento de penetrar en él, se grafía en la Fig. 8. La relación entre los decipoles que reinan en un local y el número de personas insatisfechas que sufren el mismo, se representa en la Fig. 9. Un decipol insatisface el 15 % de las personas investigadas y para alcanzar un 50 % de disconformes, la polución debe llegar a los 6 decipoles.

Según ello se ha establecido también que en función de los decipoles puede calificarse un ambiente. Los edificios a partir de los 10 decipoles se clasifican como afectados del Síndrome del Edificio Enfermo. Fig. 10.

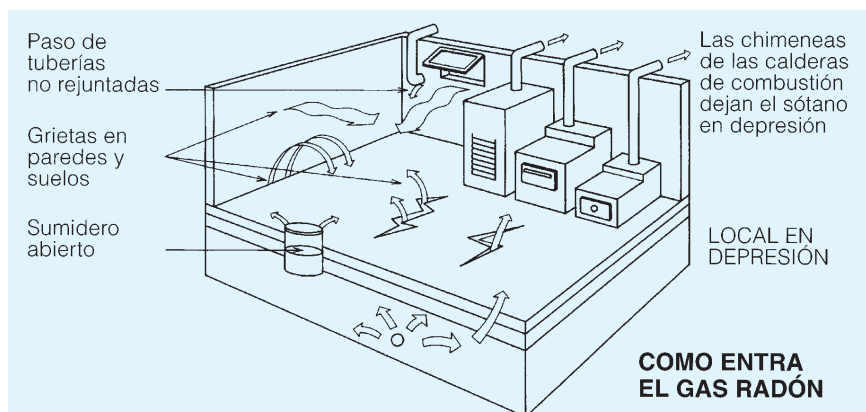


Fig. 4

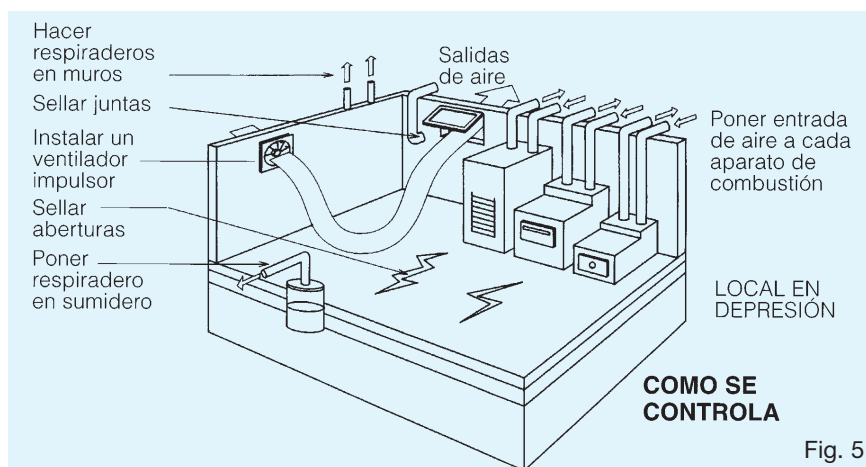


Fig. 5

TABLA III

NÚMERO DE EDIFICIOS ESTUDIADOS	%	CAUSAS DE INSATISFACCIÓN POR LA CALIDAD DE AIRE INTERIOR		
		CAUSAS	ORIGEN	
	50	VENTILACIÓN DEFICIENTE	- POCA RENOVACIÓN DEL AIRE - MALA DISTRIBUCIÓN DEL AIRE (RENDIMIENTO DE LA VENTIL.) - TEMPERATURA Y HUMEDAD INADECUADAS	AIRE PURO
350	28	CONTAMINANTES INTERIORES	- HUMO DE TABACO - FORMALDEHIDOS - RADÓN - PARTÍCULAS DESPRENDIDAS - DIÓXIDO DE CARBONO - HUMEDAD	
	11	CONTAMINANTES AIRE EXTERIOR	- POLVO - TUBOS DE ESCAPE VEHÍCULOS - POLEN	
	11	DESCONOCIDA		

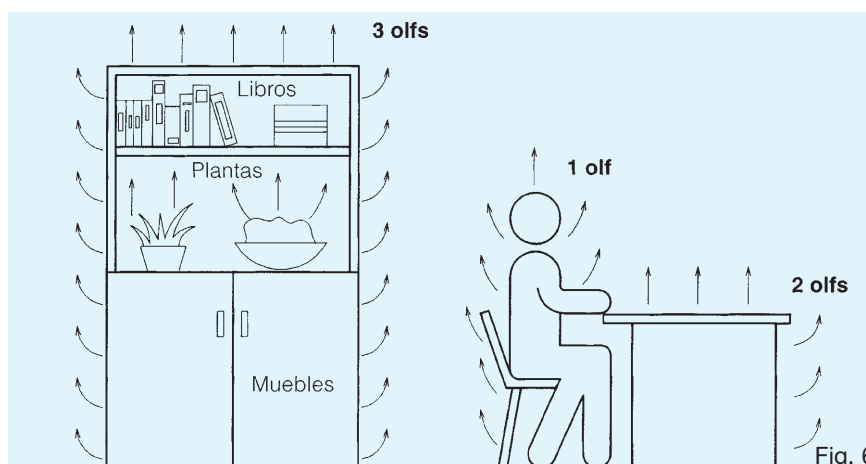


Fig. 6

Y, utilizando los Olfs y los Decipoles como unidades de polución del aire, puede determinarse la ventilación necesaria del recinto:

$$Q \text{ [litros/s]} = \frac{10 G}{C_i - C_o}$$

En donde Q es el caudal de aire exterior, G la contaminación interior y C_i , C_o las percepciones interior y exterior del local considerado.

Esta fórmula se da como indicativa de cómo se usan las unidades definidas para llegar a determinar un caudal de ventilación necesario pero se advierte que es muy problemático su uso por la dificultad de evaluar los términos C.

El Dr. Fanger da valores en función de la emisión de los materiales pero los resultados se han puesto en cuestión ya que son muy elevados y con gastos energéticos considerables. Las normativas actuales establecen valores para grandes espacios que van de 0,4 a 1,5 l/s.m² ocupados por no fumadores y de 1,7 a 5 l/s.m² para fumadores, valores muy por debajo de los obtenidos por la fórmula señalada.

RESUMEN

El síndrome de los Edificios Enfermos es un fenómeno complejo en el que destaca, como un gran factor de riesgo, una ventilación pobre.

El diseño de los sistemas de ventilación y aire acondicionado debería tener en cuenta la facilidad de limpieza y desinfección regular de equipos y conductos.

No sólo el hombre poluciona el aire interior. Los materiales de construcción, los muebles, alfombras, moquetas y revestimientos de paredes así como los enseres y productos del hogar, producen efluvios contaminantes. Destacan por su importancia el humo de tabaco, el radón, los VOC, el dióxido de carbono y las partículas sólidas en suspensión. Deben elegirse materiales de baja emisión en los proyectos.

La calidad del aire exterior influye notablemente en la del interior. En caso de ser preciso debe depurarse en las tomas de aire.

Se está postulando dos nuevas unidades para medir la calidad del aire: El OLF y el DECIPOL.

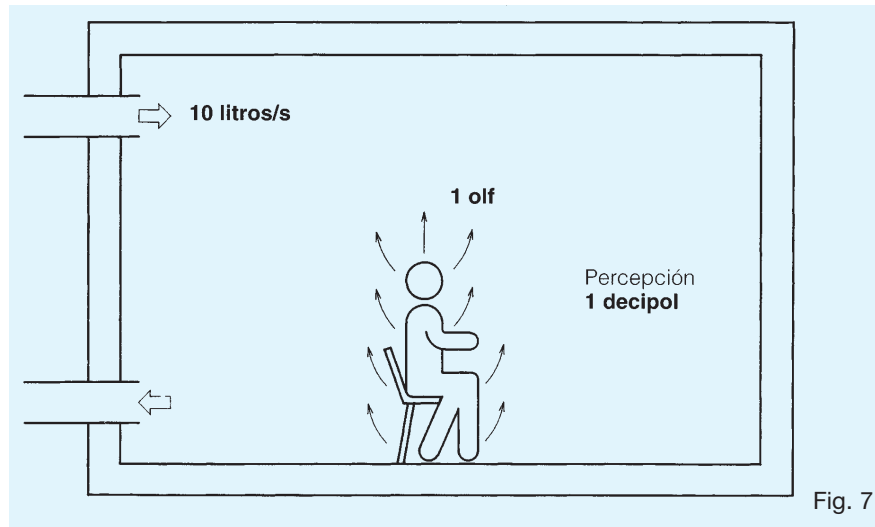


Fig. 7

INSATISFACCIÓN CAUSADA POR 1 OLF A DIFERENTES RÉGIMENES DE VENTILACIÓN. LA CURVA SE BASA EN LOS BIOFLUENTES DE MÁS DE MIL PERSONAS JUZGADOS POR 168 INDIVIDUOS.

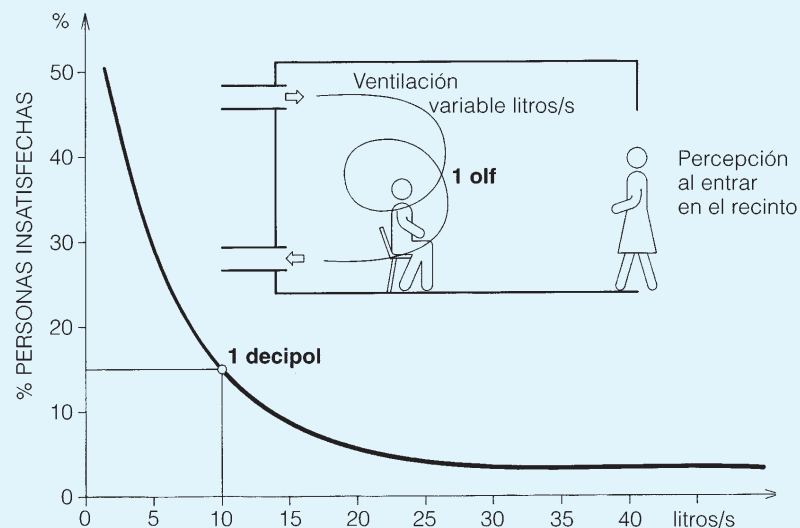


Fig. 8

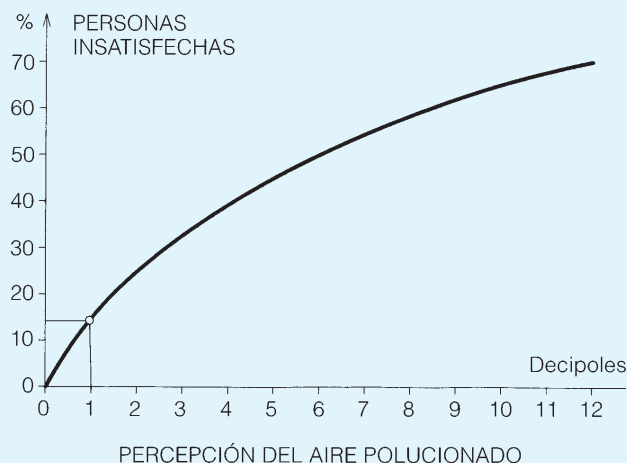


Fig. 9



Fig. 10

EL AIRE

EL EFECTO INVERNADERO

Se entiende como efecto invernadero la reradiación de calor por los gases contenidos en la atmósfera hacia la Tierra.

Los rayos solares atraviesan la atmósfera y llegan a la Tierra, Fig. 1, durante el día con radiaciones de onda corta, infrarrojos, y el calor es devuelto por las noches con radiaciones de onda larga. Pero, afortunadamente, los gases contenidos en la atmósfera reflejan parte de este calor a la Tierra, calentándola.

Sin este efecto, llamado de invernadero, y que es un fenómeno natural no habría vida en la Tierra, nos moriríamos de frío, la temperatura media no sería de 15 °C sino de -20 °C!.

El problema estriba en que los gases que reflejan el calor calentando la Tierra lo hagan en demasía y el calentamiento sea excesivo provocando aumentos de temperatura en crecimiento continuo que junto con las radiaciones excesivas de rayos ultravioleta, provocado por los agujeros de la capa de ozono, alcancen consecuencias equivalentes a una catástrofe nuclear.

Frente a esta, que podríamos llamar, escuela de pensamiento se antepone otra que afirma que la evidencia de que la Tierra se esté calentando está muy lejana a ser definitiva y que en realidad la temperatura de la Tierra está bajando.

Expondremos aquí los factores que intervienen en el efecto invernadero y dejaremos abierto el debate en cuanto a límites que pueden llegar a provocar desastres para la vida en la Tierra con cambios climáticos importantes.

Hay que tener en cuenta que el clima por su propia condición es mutable, tiene rachas que suscitan teorías que algunos climatólogos contemplan con sorna. Un periódico londinense, un 21 de enero, publicaba: «No hace nada de frío, los caminos están polvorientos, hay moscas por todos lados y los rosales florecen. Tal época del año así nunca hasta ahora se había conocido en el mundo.» Quizás podríamos suscribir lo mismo hoy día, pero el caso es que este texto apareció el 1661, hace más de trescientos años!.

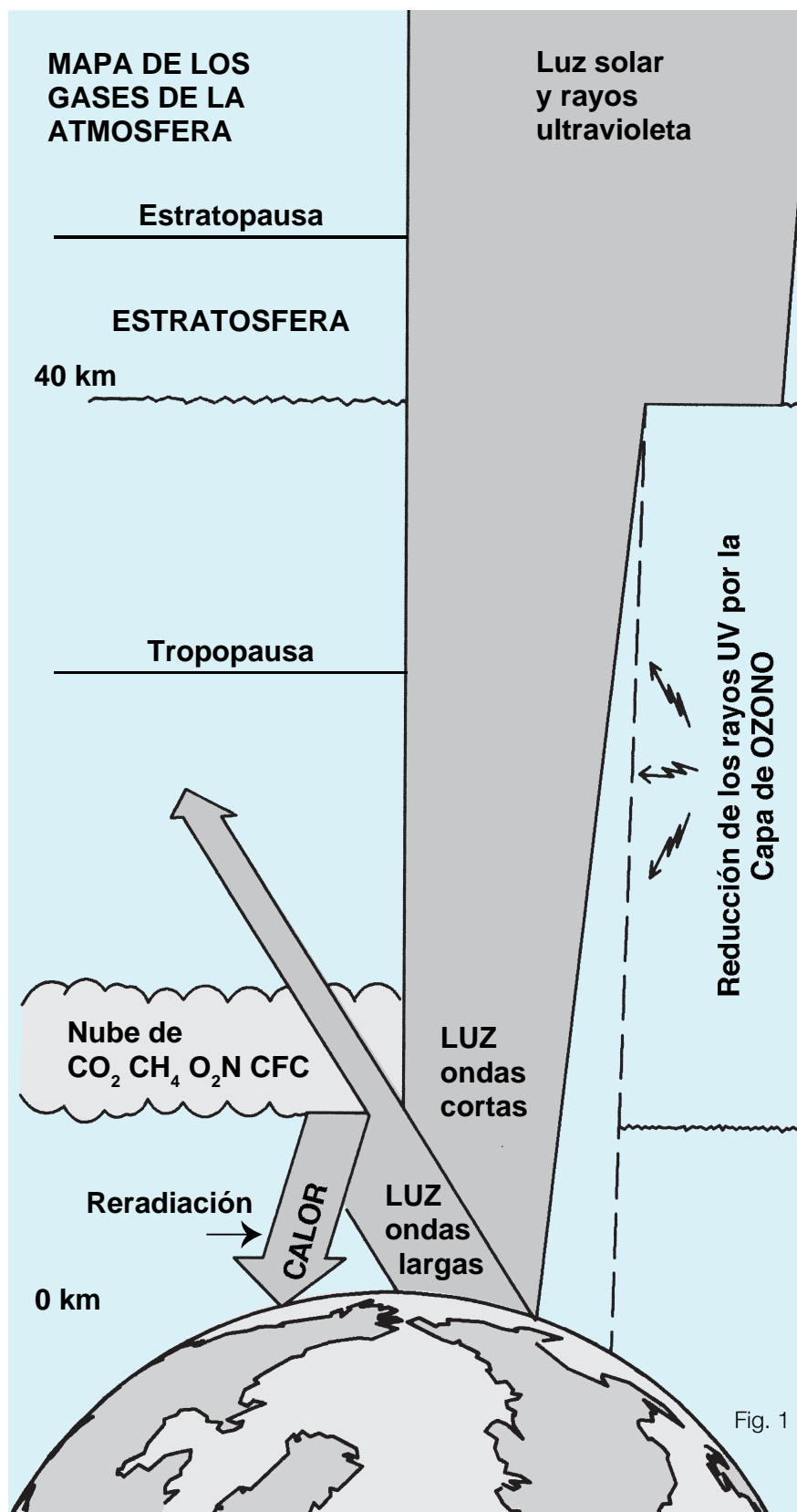


Fig. 1

No obstante los organizadores de la última reunión de Buenos Aires sobre el clima afirmaron que el calentamiento de la Tierra era un hecho sobre el que todos estaban de acuerdo. Lo cierto es que en el documento que firmaron los 17.000 científicos asistentes admitía que no había fundamentos científicos de que la actividad humanada en general fuera la causante de provocar cambios climáticos.

Aunque los científicos se mostraron cauteloso al mencionar el evidente aumento de calor de la Tierra, presentaron gráficos basados en modelos matemáticos como en la Fig. 2 y previsiones de aumentos de temperatura como el de la Fig. 3.

PRINCIPALES GASES DEL EFECTO INVERNADERO

El principal causante de este efecto es el vapor de agua que está presente en un 98%.

Otros gases son los que se muestran en la Fig. 4 aunque el más demostrado es el anhídrido carbónico, CO_2 .

ANHIDRIDO CARBONICO

Este gas se desprende al quemar gas, carbón y petróleo y tiene la propiedad de retener los rayos infrarrojos. Puede pues decirse que el hombre, a nivel teórico, al quemar combustibles emite CO_2 y por tanto contribuye a aumentar la temperatura de la Tierra. También puede decirse, sin duda ni discusión, que la cantidad de CO_2 encontrada en la atmósfera ha aumentado sustancialmente en las últimas décadas. A partir de aquí y usando modelos teóricos (el IPCC por ejemplo) relacionan la cantidad de CO_2 con los aumentos de temperatura de la Tierra haciendo predicciones para anunciar grandes catástrofes sobre descongelación de casquetes polares, inundaciones de islas enteras y desgracias generalizadas. Este gas se genera por combustión en automóviles, Fig. 6, calefacciones industriales, antracita, hulla de centrales térmicas, incendios forestales y gas. Estos motivos causan el 70% de producción de este gas y el 30% se atribuye a la deforestación, privando a la biosfera de reducirlos por la fotosíntesis. Por año se liberan a la atmósfera 26.000 megatoneladas (Mt) de este gas. La tasa de aumento es del + 0,4% anual.

METANO

Este gas, CH_4 , proviene principalmente de actividades agropecuarias y es responsable de 16% del efecto inver-

PROMEDIO DE TEMPERATURAS DE LA TIERRA

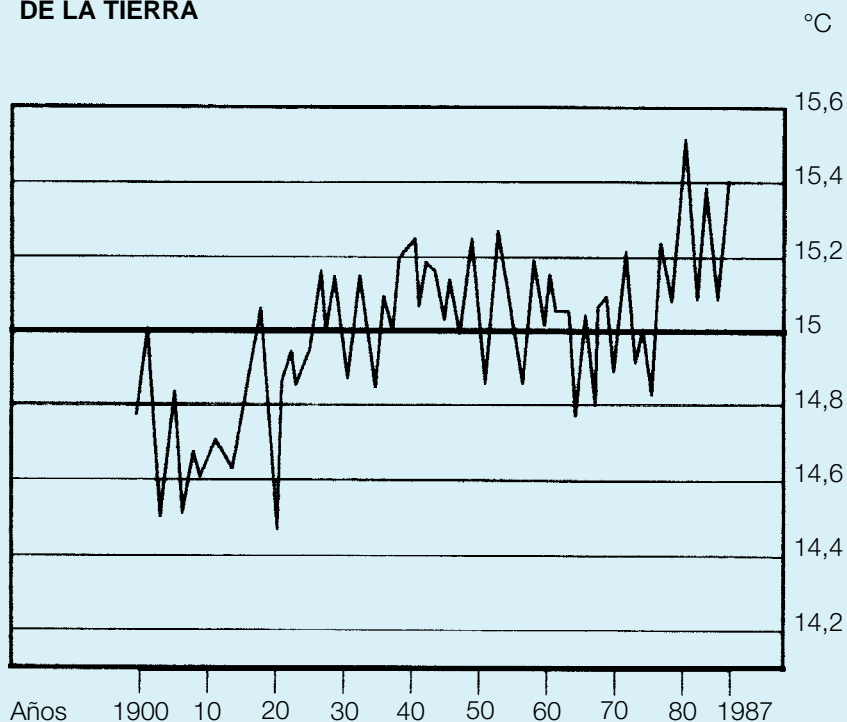


Fig. 2

AUMENTO DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE LA TIERRA

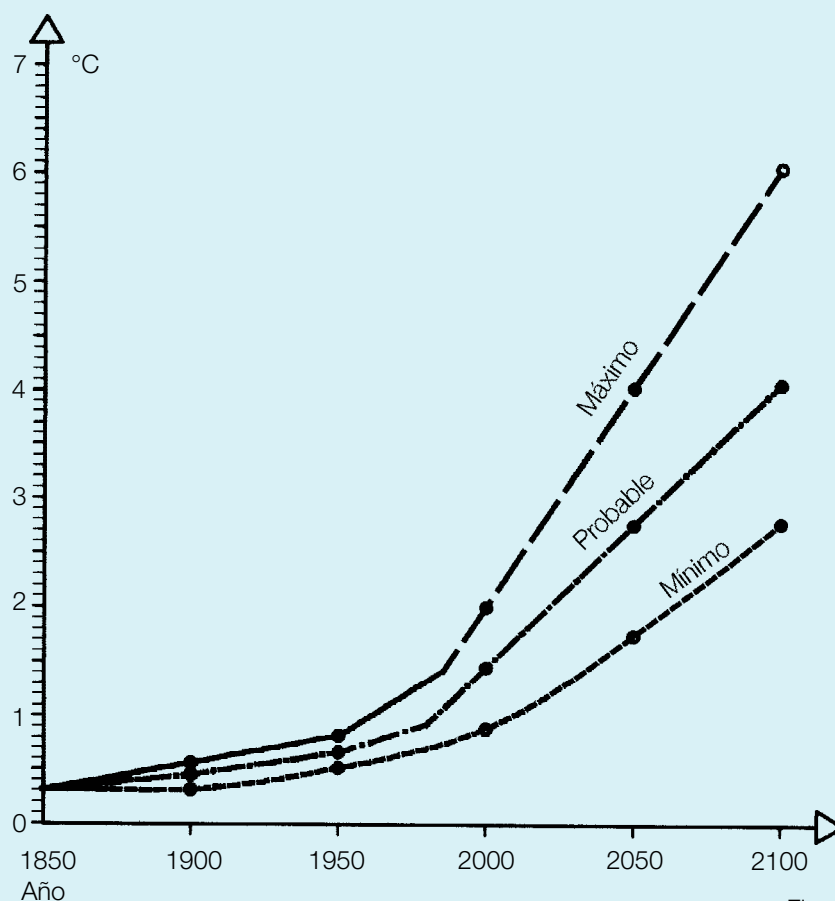


Fig. 3

GASES QUE PROVOCAN EL EFECTO INVERNADERO	CO ₂ ppm	Metano ppbv	Oxido nitroso ppbv	CFC-11 pptv	HCFC-22 pptv	Perfluoro-carburo pptv	Hexafluoro de azufre pptv
Nivel preindustrial	280	700	275	0	0	0	0
Concentración en 1994	358	1.720	312	268	110	72	3-4
Tasa anual de aumento	+ 0'4%	+ 0'6%	+ 0'25%	-	+ 5,0%	+ 2,0%	+ 5,0%

ppm = partes por millón; ppbv = partes por mil millones; pptv = partes por trillón

Fig. 4



Fig. 5



Fig. 6

EVOLUCION PASADA Y PROBABLE DE LA CONCENTRACION DE CO₂ EN LA ATMOSFERA

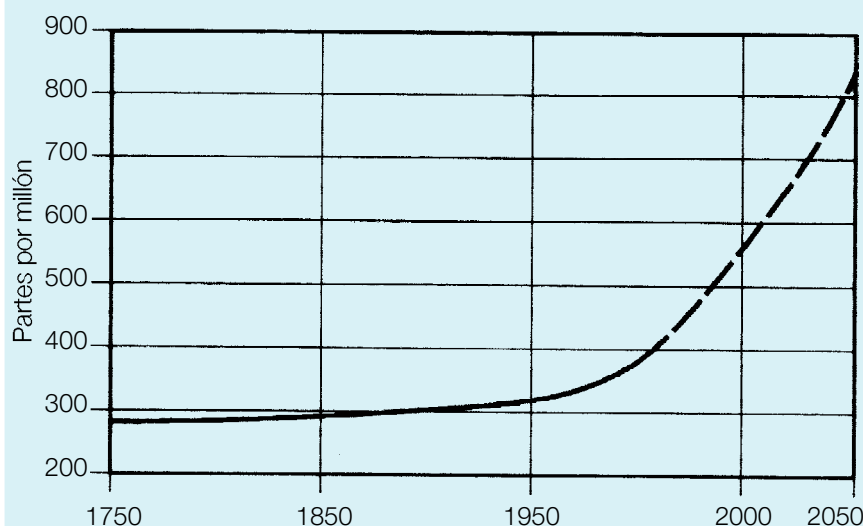


Fig. 7

nadero. Mil quinientos millones de cabezas de ganado producen 160.000 millones de metano. Este gas surge de la descomposición de materia orgánica en lugares pobres de oxígeno y también en los gigantescos cultivos de arroz en Asia, además de los incendios forestales.

Una molécula de metano tiene un poder de calentamiento 25 veces superior a una de CO₂. Su permanencia en la atmósfera es de 12 años y se considera que se liberan 500 Mt anuales. La tasa de aumento es del + 0,6% anual.

OXIDO NITROSO

Este gas, NO₂, viene originado por el uso abusivo de fertilizantes nitrogenados artificiales y por los desperdicios del ganado. Aunque su concentración en la atmósfera es escasa, una molécula de NO₂ tiene un poder de calentamiento global 230 veces superior a una de anhídrido carbónico CO₂.

Cada año se liberan a la atmósfera 9 Mt de este gas con una tasa de aumento del + 0,25%. Su permanencia en la atmósfera es muy alta.

REFRIGERANTES Y DESENGRASANTES

Dentro de este grupo podemos situar los clorofluorocarburos y halocarburos, CFC, HFC, HCFC, SF₆ y PFC, todos de origen industrial y con poder tóxico.

Son utilizados en las espumas flexibles de poliuretano, en las espumas rígidas no-uretano, refrigeración, acondicionamiento de aire, aerosoles, congelación de alimentos, disolventes y extinción de incendios.

Son compuestos de una larga supervivencia en la atmósfera y tienen un gran poder de invernadero. Uno de ellos, su molécula, calienta diez mil veces más que una de CO₂. Contribuyen en un 15% al efecto invernadero y, además, son los principales responsables de la destrucción de la capa de ozono.

Los HCFC son los sustitutos de los CFC porque son menos perjudiciales pero pueden considerarse de mera solución transitoria. Los SF₆ y el PFC son de producción escasa pero son muy tóxicos y duran mucho.

Su producción alcanza una megatonelada anual con una tasa de crecimiento de + 0,5% y su permanencia en la atmósfera son enormes, van de los 90 años hasta 380 años ! Las diversas reuniones de organis-

mos internacionales, empezando por la redacción del Protocolo de Montreal, de Buenos Aires y el de Kyoto, han ido recomendando disminuciones de producción, congelaciones de uso y hasta prohibiciones, preconizando productos alternativos y estimulando la investigación para poder hacer sustituciones lo antes posible.

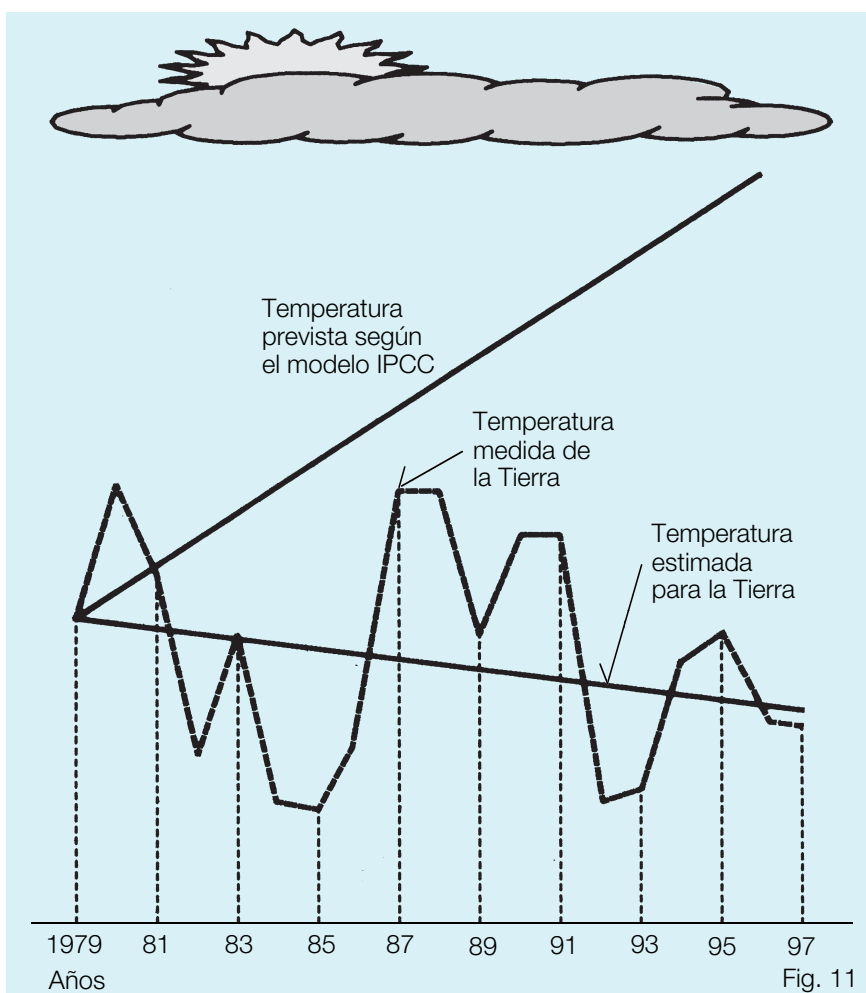
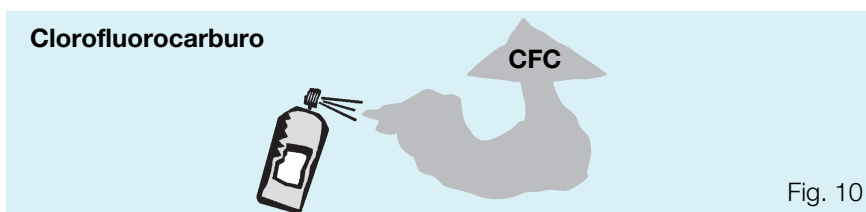
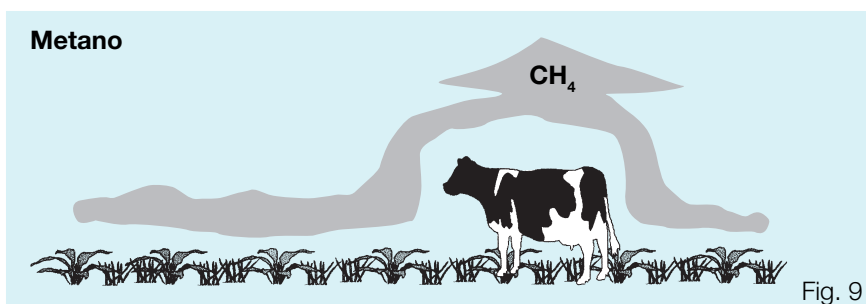
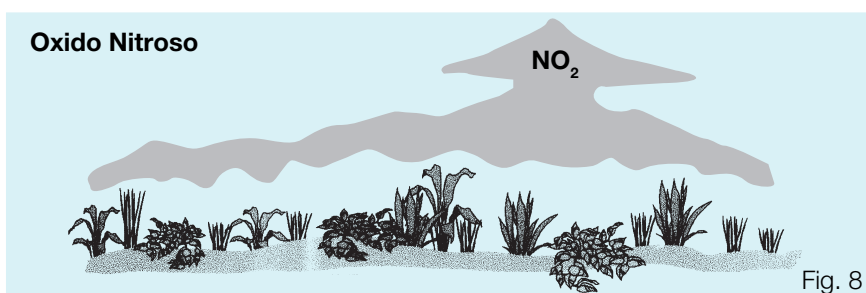
NO EXISTE UNANIMIDAD DE PARECERES

Como contrapunto a todo lo expuesto, creemos interesante traer aquí las consideraciones de un catedrático de la Universidad de Columbia USA, hoy profesor de una universidad privada catalana, que cuestiona el cambio climático de la Tierra basándose, entre otras cosas, en que el documento firmado por miles de científicos en Buenos Aires decía que no hay fundamentos científicos para asegurar que haya cambios climáticos causados por la actividad humana y por tanto el consenso proclamado por los ecologistas no existía.

Las predicciones que relacionaban las cantidades de CO_2 con los aumentos de temperatura se basaban en modelos teóricos sin validez demostrada. Según ellos en 20 años tendría que haber aumentado la temperatura de la Tierra en $+0,7^\circ\text{C}$ y no se ha cumplido. Midiendo la temperatura por métodos tradicionales se ha constatado que la temperatura ha aumentado $+0,5^\circ\text{C}$ en los últimos cien años, lo que está dentro de la variabilidad inherente al clima, pero lo curioso es que el aumento se produjo entre 1900 y 1940 y desde entonces, que es cuando se ha quemado la mayor parte del petróleo, no ha subido nada.

Por el contrario, medidas más precisas hechas con satélites muestran que la temperatura ha bajado unas centésimas. La evidencia de que la Tierra se calienta está muy lejos de ser definitiva y la validez de los modelos utilizados para hacer predicciones están en entredicho. La Fig. 11 muestra esta contradicción.

Estos y otros argumentos similares ponen en duda la validez de las afirmaciones de los grupos fundamentalistas que pretenden imponer, a través de conferencias como las de Buenos Aires, políticas ecológicas. Estas políticas son peligrosas porque pueden limitar severamente la capacidad de crecimiento de los países pobres, con gran peligro para la humanidad.



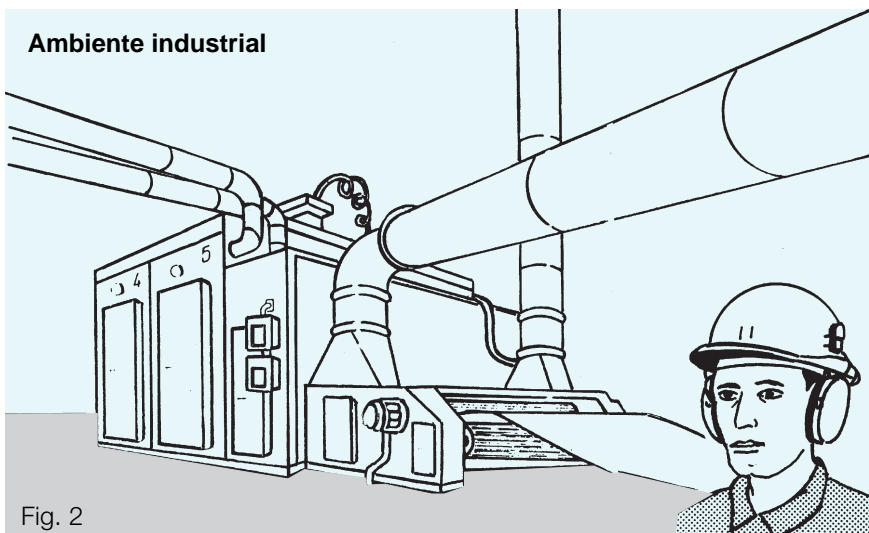
ACÚSTICA**EL RUIDO. Los Decibelios****CONTAMINACIÓN ACÚSTICA**

Parangonando a los cuatro siniestros caballeros del Apocalipsis que representaban la peste, el hambre, la guerra y la muerte, podríamos decir que hoy día los cuatro jinetes de la contaminación apocalíptica que amenaza el mundo son los que representan la contaminación del aire, del suelo, del agua y la del ruido.

Desde hace varios años el ruido se ha convertido en una de las principales preocupaciones de nuestra vida diaria, tanto dentro de la vivienda como en la calle, en el lugar de trabajo como en los de esparcimiento. Pero como el ruido no se ve no protagoniza noticias sensacionales con reclamaciones colectivas. No obstante la exposición continuada a ciertos niveles es una agresión que reciben los ciudadanos y que puede afectar seriamente la salud física y psíquica de todos.

Las audiometrías demuestran que la gente joven urbana cada vez presenta más déficits por el hecho de vivir en un medio ruidoso, agravada en el caso de los fanáticos del "walkman" que son candidatos seguros a la sordera. La gente mayor, a medida que se acerca a la jubilación se convierten en sordos sociales. No es que no oigan, es que no reconocen las consonantes y no pueden seguir una conversación normal. Entonces se vuelven chillones y sube más de la cuenta el volumen del televisor.

Todos sufrimos el ruido del tráfico, del bar musical de al lado, del taller próximo o del vecino de arriba que arrastra muebles o grita a los niños. La mitad de las calles de las grandes ciudades no son aptas para la conversación ya que un cincuenta por ciento de ellas rebasa durante el día el nivel de ruido máximo que recomienda la OMS y por la noche un porcentaje de calles está por encima desde el 75 % en los barrios periféricos al 95 % en los centrales.

Tráfico intenso**Ambiente industrial**

EFFECTOS PERNICIOSOS DEL RUIDO

Por debajo de los 45 dB se considera una zona de bienestar y a partir de los 55 dB las personas empiezan a considerar molesto el ruido. Cuando se sobrepasan los 85 dB se manifiestan los efectos nocivos. Fig. 3 y 4. Se produce una contracción de los vasos de la zona precapilar, aumenta la resistencia periférica de la circulación de la sangre reduciendo el volumen impulsado. El corazón sufre. Los efectos dependen de la intensidad del ruido y del tiempo de exposición al mismo. Una faceta es la modificación de la sensibilidad de los ojos a los colores. Se provoca una excitación nerviosa, una disminución de los reflejos y una falta de atención. Por fatiga de los huesecillos del oído se producen momentáneas sorderas. Total, estamos diciendo que un ruido alto persistente puede volvernos, momentáneamente, sordos, ciegos y mudos.

Hipertensión, molestias digestivas, problemas respiratorios y vasculares, disfunciones nerviosas y endocrinas, vértigo, estrés, insomnio e irritabilidad son las agresiones al organismo que puede producir el ruido. Además de afectar a la calidad del trabajo y al rendimiento intelectual.

Una persona para recuperarse necesita media hora de tranquilidad acústica si ha sido sometida a 100 dB durante diez minutos y requerirá 36 horas de reposo auditivo si la exposición ha sido de hora y media.

SONIDO Y RUIDO

La diferencia entre sonido y ruido es subjetiva. Depende de la manera como se percibe. A unos puede molestar un sonido que encanta a otros, como cierto tipo de música.

En el terreno de las definiciones diremos que el sonido es la sensación que reciben los órganos auditivos debidas a las variaciones de presión del aire, provocadas por vibraciones del mismo. Según la Física se caracteriza por su **Intensidad** (fuerte o débil), su **Tono** (frecuencia, aguda o grave) y su **Timbre** (debido a los armónicos de la onda fundamental, que permite distinguir el sonido de un piano del de un violín). Al tratar de la contaminación sónica sólo nos atenderemos a la **Intensidad** del sonido, que es la que revienta el oído. El ruido es un sonido que por sus características e intensidad, nos parece molesto.

Efectos sobre el cuerpo humano

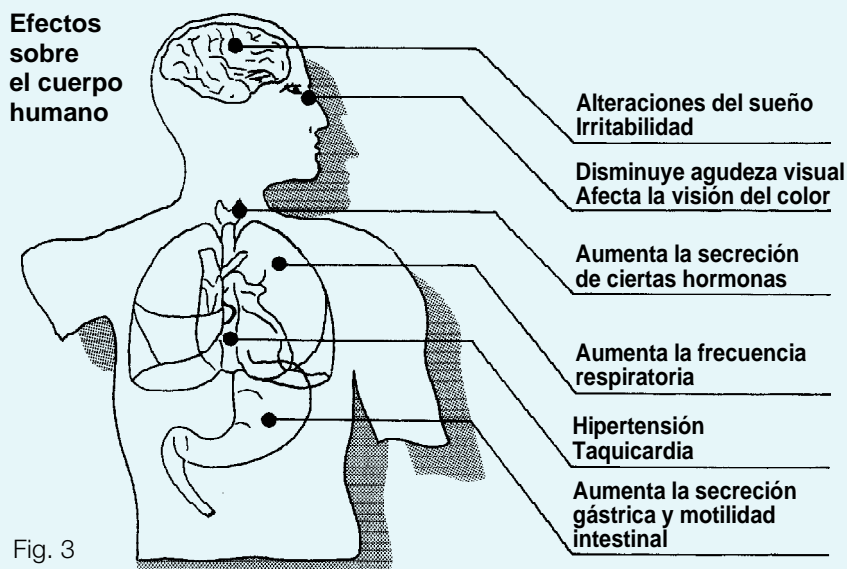


Fig. 3

Escala del ruido

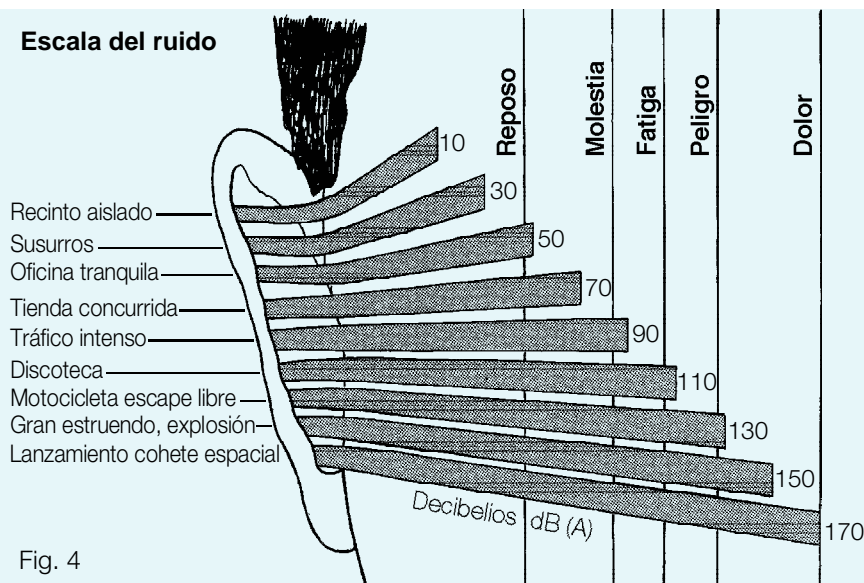


Fig. 4

COMO SE MIDE EL SONIDO

El sonido debido a una variación de la presión del aire se propaga a 340 m/s (equivalente a 1.225 km/h). Si las variaciones son 20 veces por segundo, esto es 20 Hz, hasta 20.000 Hz el sonido es audible, lo percibe el oído humano.

Medir un sonido es medir su presión. La presión, fuerza por unidad de superficie, tiene diversas unidades con qué expresarla: kp/cm²; atmósfera; baria y el Pascal, Pa, que equivale a 1 Newton/m². De entre todas ellas se ha seleccionado el Pascal como la más conveniente para tratar temas de acústica.

El oído humano es capaz de detectar 20 millonésimas de Pascal (20 µPa, micropascales) y es capaz de soportar la sorprendente presión de 20 millones de veces más (20 Pa).

Como referencia al orden de magnitud, señalaremos que 1 µPa es cinco mil millones de veces menor que una atmósfera industrial, 1 kp/cm².

EL DECIBELIO

Si deseáramos medir una magnitud P entre su valor inferior, 20 µPa a su valor superior 20.000.000 µPa, resultaría una escala con valores inmanejables. Por ello se recurre a la fórmula:

NPS (Nivel Presión Sonora) =

$$= 20 \log \frac{P}{20} \text{ [dB]}$$

que compara el valor a medir P con el umbral de audición (20 µPa). Se saca el logaritmo decimal y se multiplica por veinte. El resultado son los decibelios, dB, de tal presión P.

Valor mín. $20 \log \frac{20}{20} = 0 \text{ dB}$ **umbral
audición**

$$\text{Valor máx. } 20 \log \frac{20 \cdot 10^6}{20} = 120 \text{ dB}$$

umbral de dolor

muchísimo más práctica ya que se reduce a sólo 120 unidades.

Por otra parte la escala en dB se acerca mucho más a la percepción humana del sonido ya que el oído reacciona a la proporción de cambio de nivel, el dB, que no a los incrementos de cambio, presiones en Pa o bien potencias en W.

Un ruido de 40 μPa al pasar a una valor doble, 80 μPa , proporciona la misma sensación de aumento que uno de 80 μPa al pasar también al doble, 160 Pa. En ambos casos el aumento, medido en dB, es igual a 6 dB. Por otra parte hay que añadir que 1 dB es la variación más pequeña que puede apreciar el oído humano.

La escala de la izquierda de la figura 5 muestra los valores de presión en μPa entre los umbrales de audición y de dolor y sus correspondientes en dB. Con una siluetas se han ilustrado diversos ejemplos de situaciones que producen un ruido aproximado al de la escala.

VALORES ADMISIBLES DE RUIDO

Se consideran admisibles:

Dentro del Hogar	Día	40 dB
	Noche	35 dB

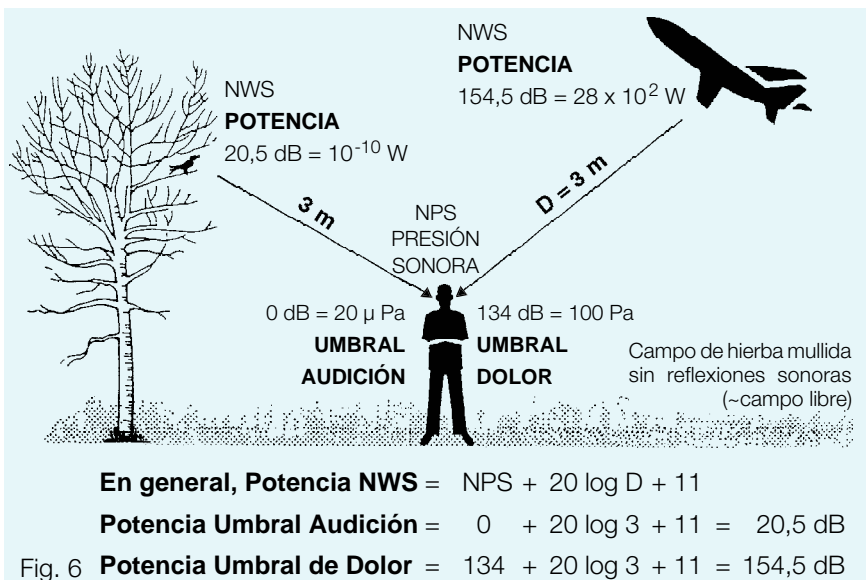
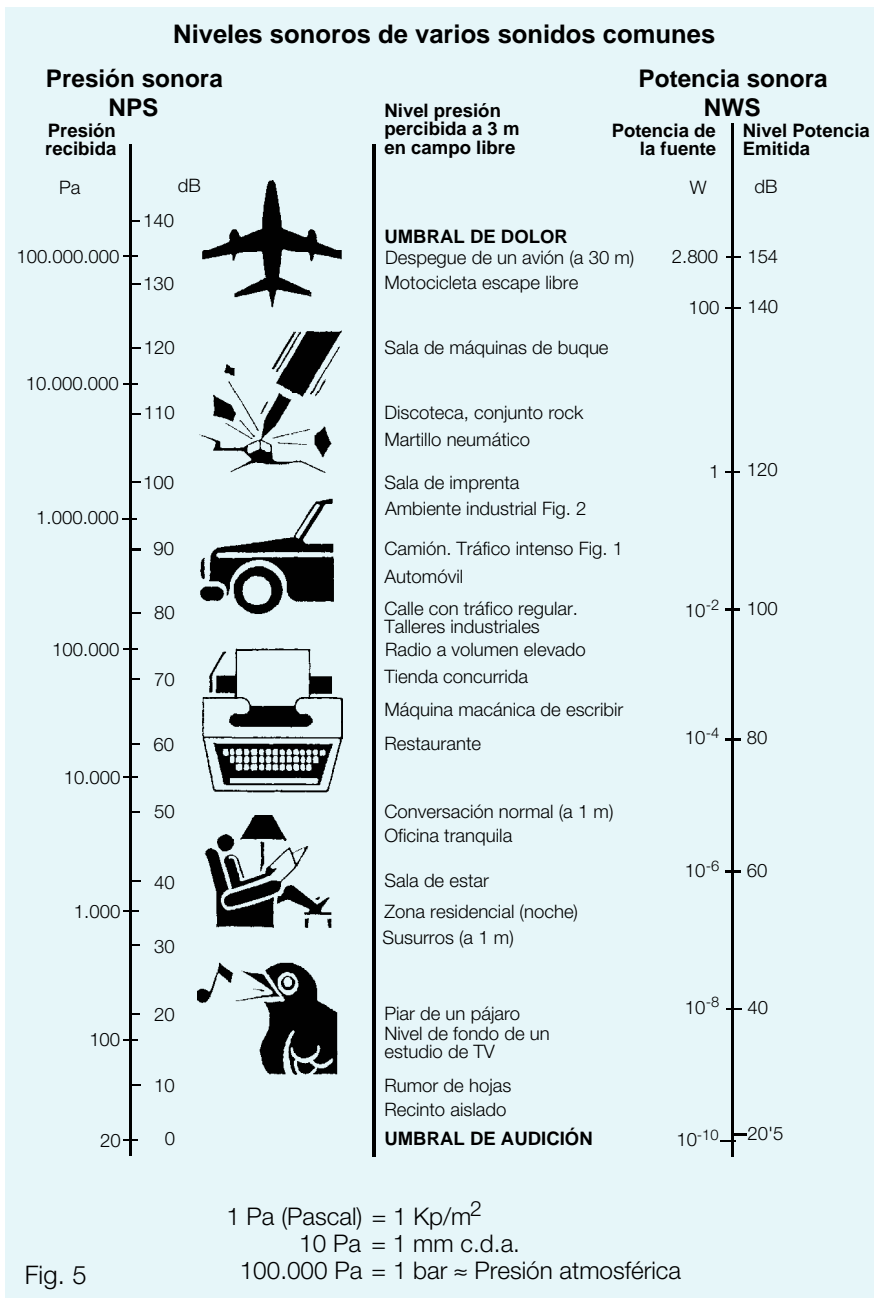
Al exterior, calle	Día	65 dB
	Noche	50 dB

VALORES HABITUALES

En el Trabajo	Martillo neumático	110 dB
	Sala telares textiles	105
	Sierra circular	100
	Rotativa periódico	95
	Máquina escribir mec.	70

En Casa	Aspiradora de polvo	75 dB
	Timbre del Teléfono	70
	Secador de pelo	68
	TV a medio volumen	60
	La nevera	45

Automóviles (Máx. según Normas)
Camiones pesados 92 dB
Camiones ligeros 86



Autocares grandes	90 dB
Autocares 9 plazas	86
Motos (según cil.)	84 a 88
Turismos	84
Ciclomotores	81

En los coches el ruido es debido:

Tubo de escape	45 %
Motor	30
Admisión	10
Refrigeración	10
Neumáticos al suelo	5

Espacios ruidosos:

Proximidad avión	135 dB
Pista despegue	101
Sala espera Aeroport	74
Dentro del avión	81
Andén gran estación	91
Vestíbulo de estación	82
Plaza Cibeles Madrid	88
Plaza Catalunya BCN	90
Salón recreativo	84

Ambientes típicos:

	Máx.
Interior dormitorios	40 dB
Salas de estar públicas, despachos, cafés, bares,	60
Talleres industriales	80
Donde no molestan grandes ruidos. (Deben usarse protecciones)	>80

PRESIÓN Y POTENCIA SONORA

La presión sonora que hemos venido describiendo NPS es producida por una fuente sonora que emite energía por segundo, lo que es la definición de potencia sonora NWS, desde una distancia concreta. Para medir esta magnitud se usa el vatio W.

Por las mismas razones que en el caso de la presión se usa una escala logarítmica para expresar los niveles de potencia de la fuente en base a la fórmula:

$$\text{NWS (Nivel Potencia Sonora)} = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \text{ [dB]}$$

El valor de referencia para NWS de 10^{-12} W se ha escogido porque una fuente de esta potencia, produce una presión NPS = 1 dB sobre una superficie esférica de un metro cuadrado, con lo que los dB que representan esta Presión son numéricamente iguales a los dB de su potencia situada en su centro.

El nivel de potencia sonora NWS se obtiene a partir del nivel de presión

NPS que se produce en "Campo Libre" esto es, en un lugar exento totalmente de reflexiones acústicas, por medio de la fórmula:

$$\text{NWS} = \text{NPS} + 20 \log D + 11$$

D = Distancia de la fuente al punto de medida de la presión.

En el caso de la esfera descrita antes de 1 m², con una radio de 0,282 m, resulta:

$$\text{NPS} = 20 \log 0,282 - 11 = 0 \text{ y por tanto } \text{NWS} = \text{NPS, iguales.}$$

La escala de la derecha de la figura 5 da valores de potencia sonora NWS correspondientes a los de presión de su izquierda, éstos medidos a 3 m de la fuente. Obsérvese que, en dB, resultan distintos unos de otros, 20 dB aprox. por encima. Así pues debe tenerse muy en cuenta qué clase de nivel dan los catálogos de aparatos, si se trata de dB de presión o de potencia.

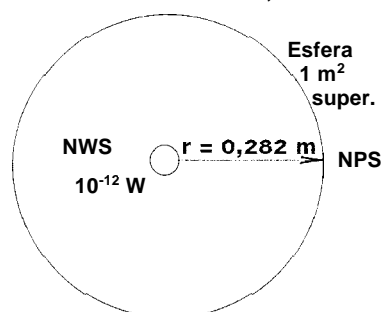
RUIDO DE UN VENTILADOR

Un ventilador es una fuente de ruido y como tal vendrá caracterizado por una potencia sonora NWS. El nivel de esta potencia debe formar parte de los datos de catálogo del aparato como una característica más. Pero no es habitual encontrarlos y en su lugar aparecen los valores de presión sonora NPS a los que deben acompañar las condiciones con las que han sido determinadas.

$$\text{NPS} = \text{NWS} - 20 \log r - 11$$

en campo libre (sin reflexiones)

Valor de NWS de referencia, 10^{-12} W.



Resulta **NWS = NPS**
El nivel de potencia sonora es numéricamente igual al nivel de presión sonora.

Habida cuenta de que el oído humano no tiene la misma sensibilidad a todas las frecuencias y también que el fenómeno es más acusado en los niveles bajos de presión que en los altos, es difícil dar con un circuito electrónico de sensibilidad pareja al oído con qué dotar un sonómetro fiel.

Se han normalizado internacionalmente unos sistemas de ponderación que su respuesta se acerque lo más posible a la sensibilidad humana. El llamado "A", más fiel a NPS bajos niveles que a los altos, se ha adoptado para todos los casos. Los valores medidos con este filtro aparecen como dB (A).

RECOMENDACIONES PARA COLABORAR A BAJAR LOS NIVELES DE RUIDO

Cuidado al cerrar las puertas.
Moderar el volumen de la radio y TV.
Limitar el tono de voz.
Evitar aceleraciones innecesarias.
No tocar la bocina.
Ajustar ventanas. Usar vidrios dobles.
Insonorizar paredes y techos.
Enmoquetar suelos. Usar cortinas.
Escoger electrodomésticos silenciosos.
Usar silenciadores en instalaciones de ventilación.
Aislar máquinas de suelos y paredes.
Aislar conductos de aireación.

NORMATIVA

Existen diversos organismos ocupados de la normalización así como entidades municipales que completan el marco normativo de este tema. Algunos son:

ISO, Organismo Internacional :
Comités TC 43, 39-SC6 y 94-12

CEI, Organismo Internacional:
Comités CT 1,2,14,59,129 y 87.

CEN, Organismo Europeo:
Comités CTN 126,159 y 211

CENELEC, Relación eléctrica:
Comités CT2,14 y 59 X.

AENOR, Organismo Español:
Comités CTN 74, 81, 68 y 86.
Rel. Eléctrico: Comités SC 02/
GT 29, GT 67; SC 01/GT02,
SC04/ GT02, SC05/GT14 y
SC10/GT59.

Ministerio de Fomento:
NBE-CA-88 "Condiciones
Acústicas de los Edificios"
Ordenanzas Municipales de
Ayuntamientos de España.

ACUSTICA**EL RUIDO. Transmisión I**

En la Hoja Técnica "EL RUIDO. Los Decibelios" se definía el sonido, se describía el decibelio y se indicaba la medida objetiva del ruido. Aquí seguiremos con el tema, empezando con la medición subjetiva del sonido.

Lo que interesa conocer es cómo responde el oído humano ante un sonido y saber cuán molesto resulta. Existe una evidente correlación entre la intensidad mecánica y la intensidad subjetiva pero no es fácil obtener una curva que ligue ambas magnitudes, sobre todo por la gran variedad de individuos que existen y la gran diferencia de percepción de unos a otros.

El primer experimento que se hizo fue comparar un sonido puro de 1.000 Hz y de una determinada presión sonora con otro de otra frecuencia y variar su intensidad hasta que el observador medio considerara que eran iguales. Así, por ejemplo, experimentaron con un sonido puro a 1.000 Hz y una presión de 30 dB comparándolo con otro de 100 Hz; el observador medio consideró que eran iguales cuando este segundo tenía 60 dB. De este sonido dijeron que tenía 30 FONOS. Se dice, pues, que un sonido tiene x FONOS cuando parece de igual intensidad que otro de 1.000 Hz con una presión sonora de x dB.

Del modo descrito, se experimentaron diferentes presiones a 1.000 Hz y diferentes frecuencias determinándose las curvas isofónicas de la figura 1 llamadas de Fletcher y Munson.

Del examen de estas curvas se deduce que la sensibilidad del oído humano disminuye para frecuencias muy bajas y muy altas, teniendo la máxima para unos 4.000 Hz. Además, para complicar las cosas, este fenómeno es más acusado a niveles de presión sonora bajos que a los altos.

Se ha construido aparatos para medir el sonido (sonómetros) que atenúan la señal captada, de acuerdo con la frecuencia, para simular así las curvas anteriores. Las atenuaciones normalizadas son las representadas en la Fig. 2 llamadas A, B, C y D.

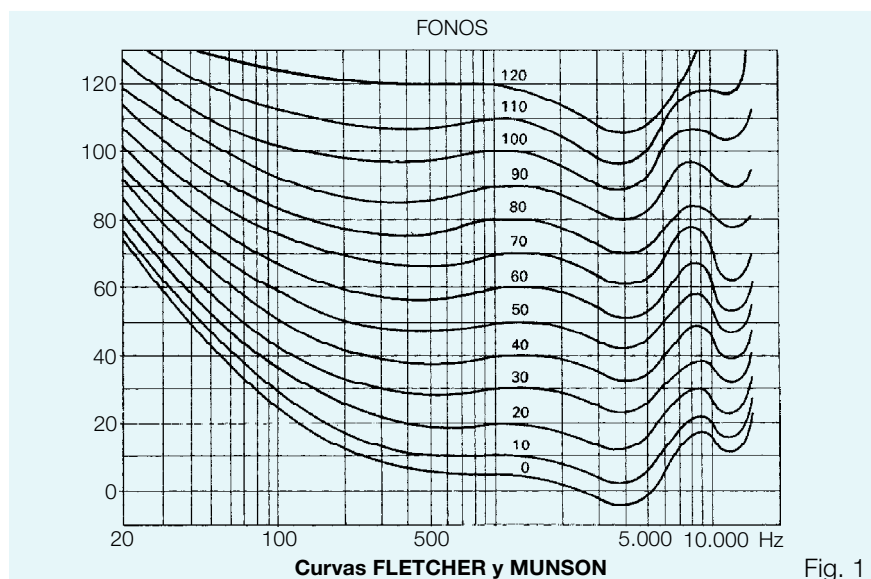
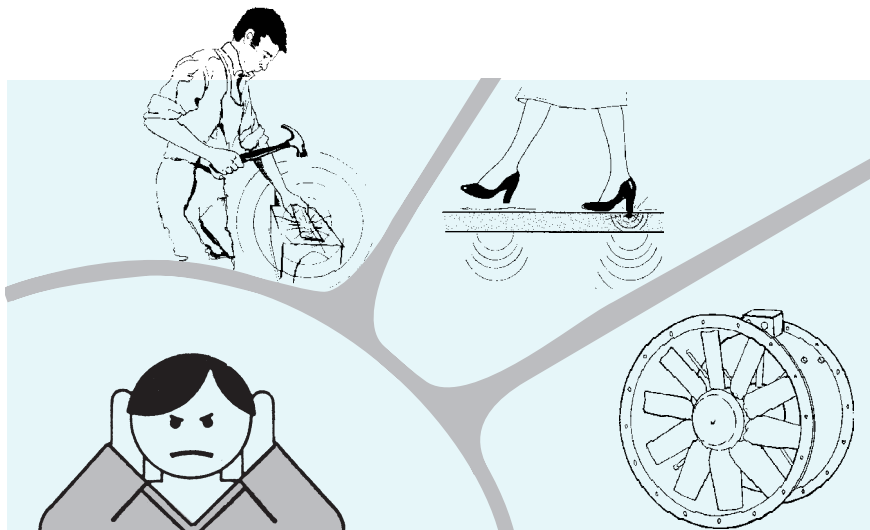


Fig. 1

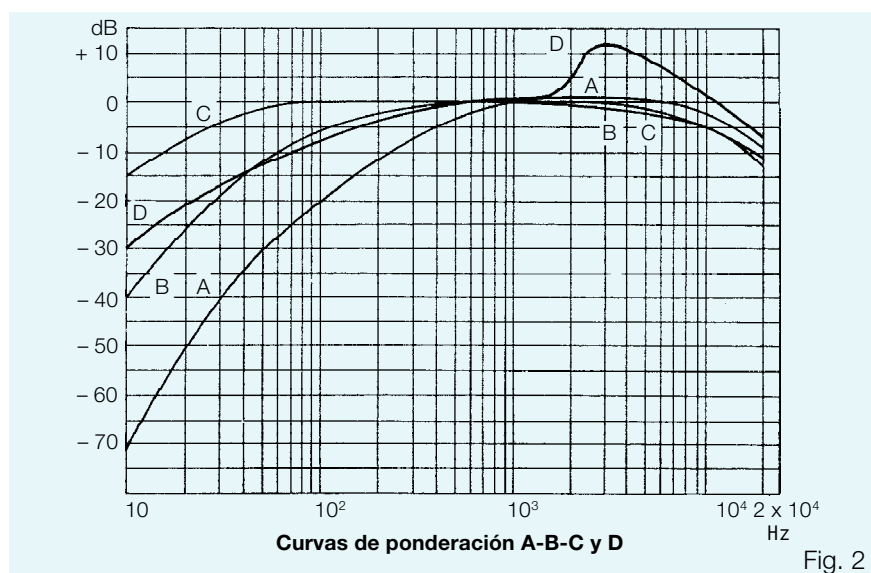


Fig. 2

La A se utilizaría en el caso de sonidos de poca intensidad, la B para medios y la C para altos. En la práctica, no obstante, sólo se utiliza la A, para todos los niveles, ya que la B y la C no han proporcionado resultados satisfactorios debido, principalmente, a que los sonidos con que se obtuvieron las curvas de Fletcher y Munson eran puros y los sonidos en la práctica son mucho más complejos. La curva D sirve sólo para medir el ruido de los aviones a reacción.

Si se desean más detalles de una señal compleja, la gama de frecuencias de 20 Hz a 20 K Hz, se divide en octavas o tercios de octava. Este proceso se conoce por "Análisis de Frecuencia" y los resultados se presentan en unos gráficos como el de la Fig. 3, denominados espectrogramas.

Conocida ya la diferencia entre presión sonora y potencia sonora, así como las fórmulas de relación que liga a ambas en "Campo libre" sin reflexiones por la proximidad de las paredes, y por otra parte el que un ventilador produce ruido en su funcionamiento, veamos aproximadamente qué potencia sonora emite el aparato mediante el uso del nomograma de la Fig. 4.

Supongamos un ventilador axial que da 4000 m³/h a una presión de 500 Pa (50 mm c.d.a.). Según el nomograma, a 125 Hz le corresponde un SWL de 90 dB. Su espectro será el que figura al pie, que se ha obtenido sumando los 90 dB a las correcciones indicadas en la tabla correspondiente.

Influencia de las paredes

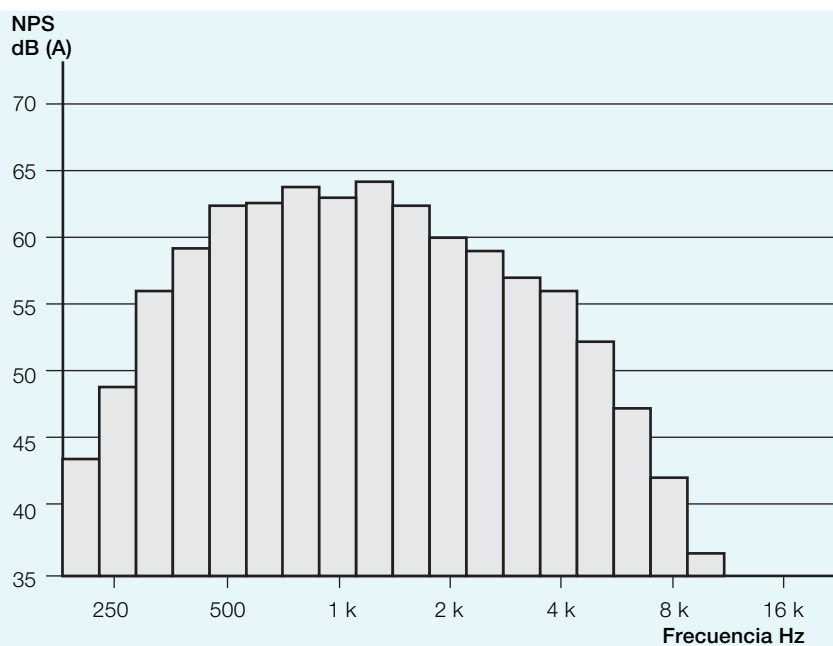
Si la fuente sonora está situada cerca del suelo, Fig. 5, el nivel de presión sonora en un punto A es suma del sonido directo y del reflejado por el suelo. En este caso, en que la propagación es semiesférica, la relación entre L_p y L_w es:

$$L_p = L_w - 20 \log r - 8 \text{ dB}$$

Así, si $L_w = 80 \text{ dB}$ y $r = 10 \text{ m}$, el nivel de presión sonora en A valdrá:

$$L_p = 80 - 20 \log 10 - 8 = 52 \text{ dB}$$

En el caso en que la fuente esté encerrada en una habitación, Fig. 6, el problema no es tan sencillo. En efecto, el nivel de presión sonora en un punto será la composición del directo y del de las sucesivas reflexiones que tienen lugar en las paredes, suelo y techo.



Espectrograma en octavas

Fig. 3

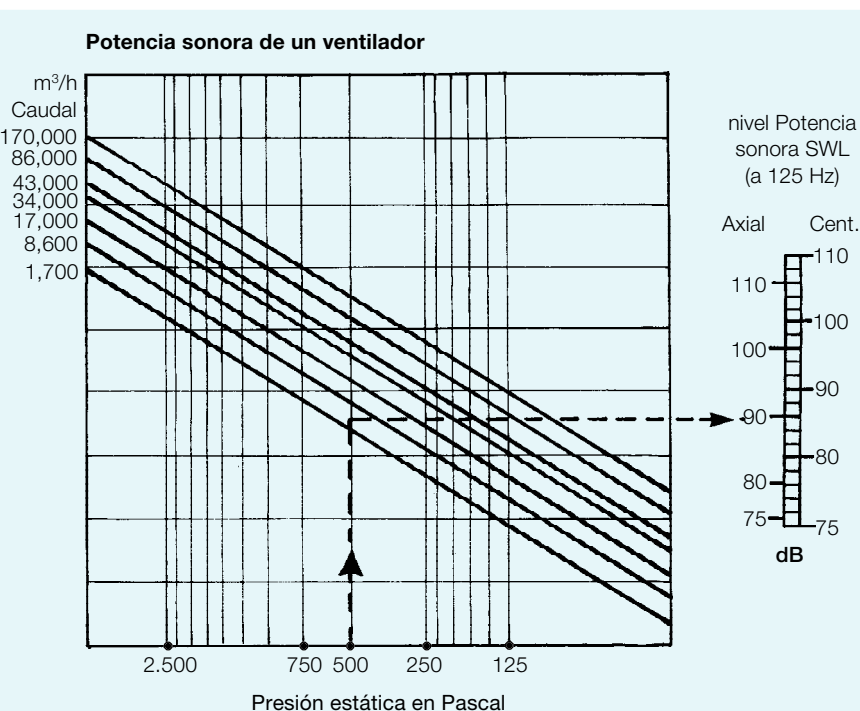


Fig. 4

Tabla de correcciones a sumar:

Banda de Octavas Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Axial dB	+1	0	+1	0	-1	-4	-9	-15
Centrífugo dB	+2	0	-3	-4	-11	-16	-21	-26

Espectro del ventilador axial

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
SWL (dB)	91	90	91	90	89	86	81	75

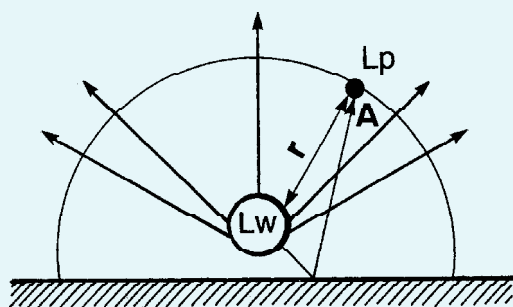


Fig. 5

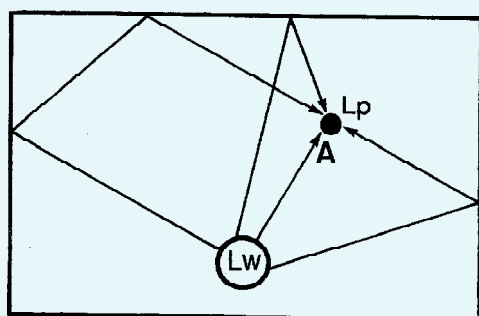


Fig. 6

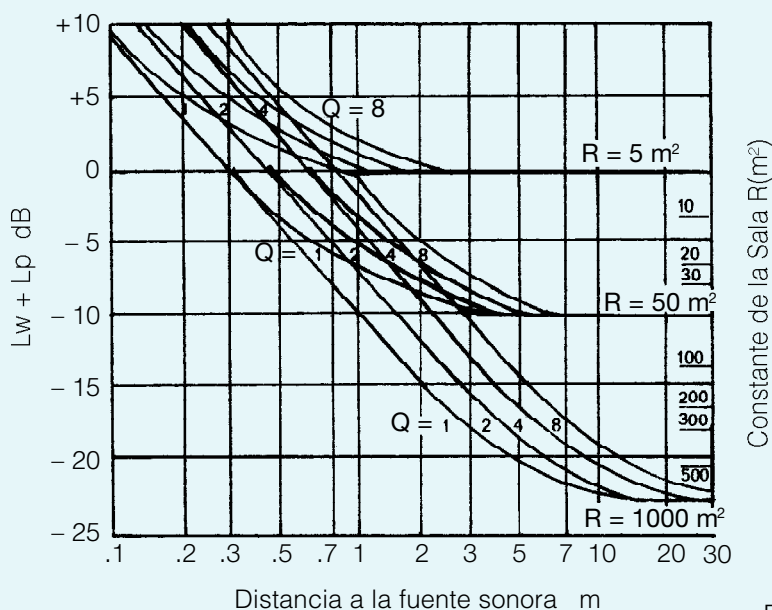
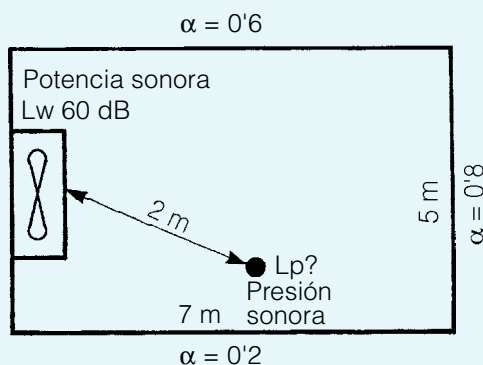


Fig. 7



Superficie paredes:
 $2(5 + 7) = 24 \text{ m}^2$

Superficie techo:
 $5 \times 7 = 35 \text{ m}^2$

Superficie suelo:
 $5 \times 7 = 35 \text{ m}^2$

Fig. 8

Es evidente que el valor del sonido reflejado, depende del grado de absorción de las paredes, suelo y techo, por lo que será necesario introducir un factor que recoja este extremo. Este factor, representado por R, se llama "constante de la sala" y su valor en m^2 es el siguiente:

$$R = \frac{S \times \alpha}{1 - \alpha}$$

S = Superficie total de las paredes + techo + suelo (m^2).

$$\alpha = \frac{S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 + S_3 \alpha_3 + \dots}{S}$$

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ = Coeficiente de absorción de las superficies reflectantes (paredes, suelo...).

S_1, S_2, S_3 = Superficie en m^2 correspondiente a cada grado de absorción.

Posición de la fuente	Factor "Q" de Directividad
-----------------------	----------------------------

Cerca del centro de la habitación.	1
En el centro de una pared, suelo, techo.	2
En el centro de la arista intersección de dos superficies adyacentes.	4
En el vértice donde se unen tres superficies adyacentes.	8

Tabla I

Una vez calculado el valor de R y conocido el factor de directividad Q, que nos da la Tabla I, estaremos en condiciones de utilizar el gráfico de la Figura 7, el cual para cada distancia r, del punto considerado A a la fuente, obtenemos un valor en dB que debemos sumar al nivel de potencia sonora L_w , para conocer el nivel de presión sonora L_p en el punto A.

Supongamos, por ejemplo, una habitación paralelepípedica, Fig. 8, de 5 m de ancho por 7 m de largo y por 3 m de alto, y que el coeficiente de absorción es 0,8 para las paredes, 0,6 para el techo y 0,2 para el suelo.

Si en el centro de una pared está instalado un ventilador de 60 dB de potencia sonora, el nivel de presión a 2 m del ventilador valdrá:

El coeficiente medio de absorción será:

$$\alpha = \frac{72 \times 0.8 + 35 \times 0.6 + 35 \times 0.2}{72 + 35 + 35} = 0.602$$

La constante de la sala valdrá :

$$R = \frac{142 \times 0'602}{1 - 0'602} = 214,7$$

Según la Tabla I, $Q = 2$

Con estos datos, en la Fig. 7 encontramos

$$L_w + L_p = -12 \text{ dB,}$$

para una distancia a la fuente de 2 m. Por tanto :

$$L_p = 60 - 12 = 48 \text{ dB}$$

Ruido a través de canalizaciones

Antes se ha señalado un procedimiento para calcular la presión que existe en un punto de un local, conociendo la situación y potencia de la fuente de ruido que existe en el mismo. Debe ahora resolverse el mismo problema, pero considerando que el ruido se transmite al local en cuestión a través de una canalización, tal como ocurre en las instalaciones de aire acondicionado.

Debe considerarse el orificio de descarga como fuente de ruido que emite una potencia sonora igual a la del elemento emisor, disminuida por las atenuaciones del conducto.

Para expresar con más claridad el proceso a seguir para calcular las atenuaciones que se producen, lo explicaremos conjuntamente con la resolución de un ejemplo.

Supongamos que un ventilador, Fig. 9 suministra una cantidad de aire que se distribuye en varios canales. La potencia sonora total emitida tiene un espectro reflejado en la tabla II.

Si al local considerado va a parar sólo el caudal del ramal 1, es evidente que no todo el ruido del ventilador le alcanzará. Se puede calcular el espectro de la potencia de la onda propagada por el conducto que interesa, restando del ventilador el valor determinado por el uso de la gráfica de la Fig. 10.

En el ejemplo, una vez calculado, resulta para β un valor de 0,385 y la atenuación correspondiente de 4 a β . Este valor debe sustraerse de cada uno de los del espectro del ventilador para cada frecuencia, resultando, para el local, el espectro reflejado en la Tabla III

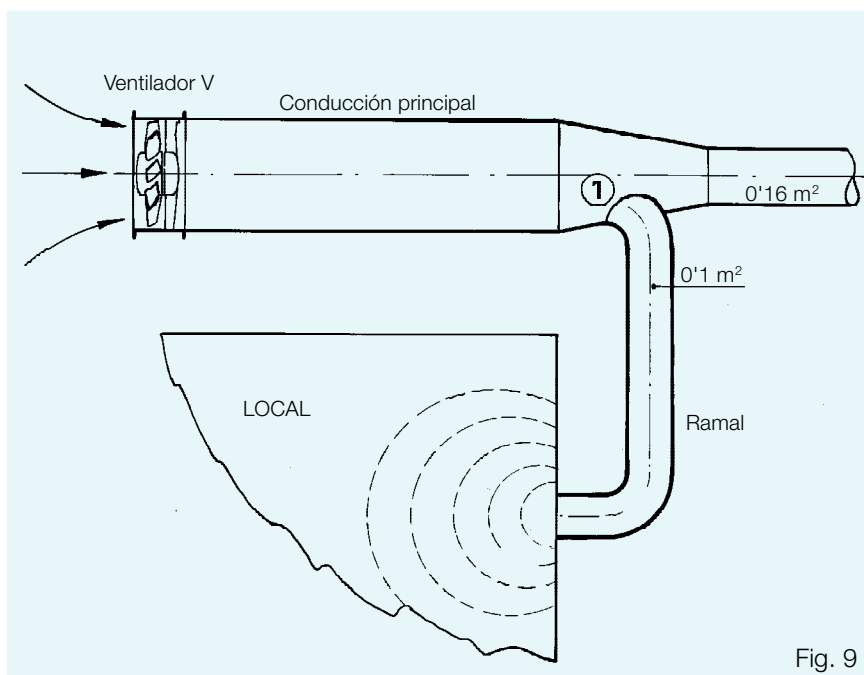


Fig. 9

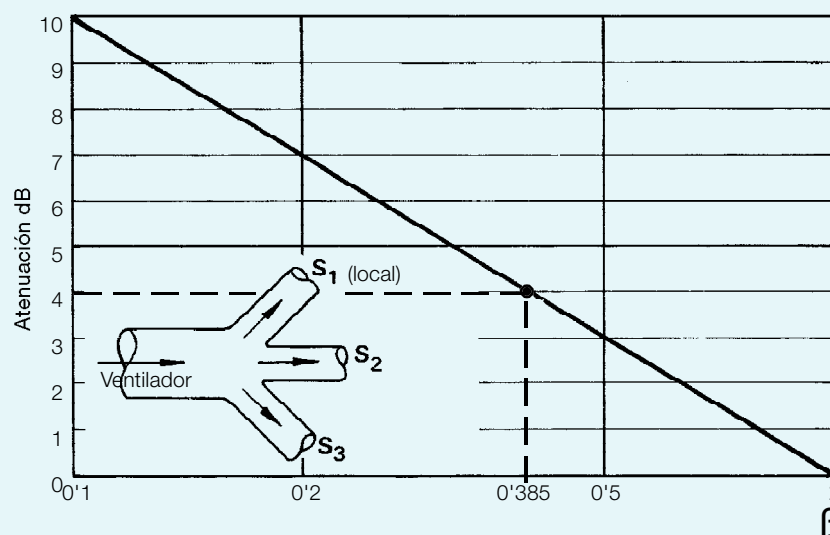


Fig. 10

S_1 = Area del conducto al local

$$\beta = \frac{S_1}{S_1 + S_2 + S_3 + \dots} = \frac{0'1}{0'1 + 0'16} = 0'385$$

Espectro del ventilador v

Tabla II

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	64	75	81	87	85	74	68	62

Espectro del ruido en el local

Tabla III

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	60	71	77	83	81	70	64	58

ACUSTICA**EL RUIDO. Transmisión II.**

Completamos aquí el apartado de ACUSTICA tratado en las dos Hojas Técnicas precedentes: I Los Decibelios y II Transmisión, con la presente: III Transmisión.

Expondremos las posibles atenuaciones de ruido que pueden producirse a lo largo de una conducción de aire y que resumimos a continuación, describiéndolas de una forma sucinta:

1 - Tuberías desnudas

- 1.1- Atenuación en tramos rectos.
- 2.2- Atenuación en codos.

2 - Tuberías tratadas con material absorbente

- 2.1 - Atenuación en tramos rectos.
- 2.2 - Atenuación en codos.

3 - Elementos atenuadores insertados en tuberías.

- 3.1 - Plenums.
- 3.2 - Silenciadores pasivos.
- 3.3 - Silenciadores activos.

4 - Atenuación a la salida.**1 - TUBERÍAS DESNUDAS****1.1 - Atenuación en tramos rectos.**

En este caso la atenuación puede considerarse prácticamente nula. El ruido en una tubería se propaga casi sin perder intensidad. Recordemos los teléfonos en los barcos antiguos, entre el puente de mando y la sala de máquinas a base de un tubo o manguera, más bien angostos, rematado en ambos extremos por bocinas que remendaban lo que luego fueron el micrófono y el auricular.

1.2 - Atenuación en codos.

La atenuación en los codos es más un proceso de reflexión hacia la fuente sonora que no de absorción.

El codo a 90° sin tramos curvos, es el que más atenúa.

La fig. 1 nos da valores de esta atenuación en función de la frecuencia y del diámetro de la conducción. El radio de curvatura del codo influye en la pérdida de carga, no en la atenuación sonora del mismo.

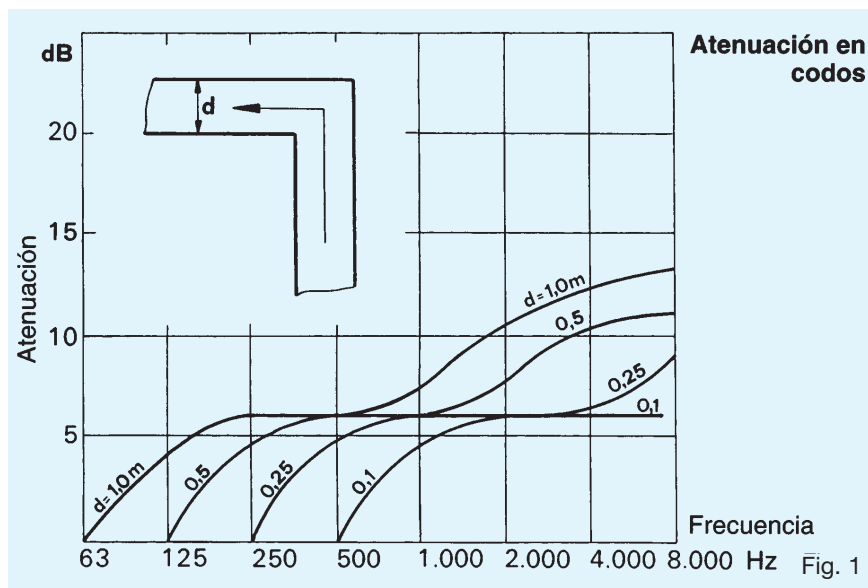


Fig. 1

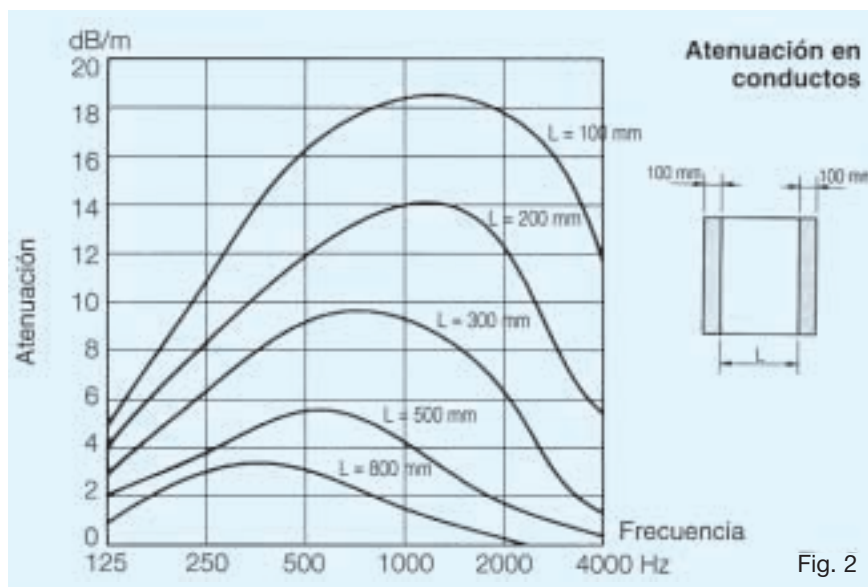


Fig. 2

2- TUBERÍAS TRATADAS CON MATERIAL ABSORBENTE

2.1 - Atenuación en tramos rectos

El hecho de recubrir interiormente las tuberías de aire mediante un material absorbente, como fibra de vidrio, lana de roca ó materiales plásticos porosos, de poro abierto, hace que se produzca una notable atenuación de ruido.

Esta es tanto mayor cuanto mayor sea la relación entre el perímetro de material absorbente en contacto con el aire y la sección de paso. También crece con el poder absorbente del material.

La fig. 2 es un ejemplo de la atenuación por unidad de longitud de un tubo recubierto con lana mineral de 100 mm de espesor.

Cabe observar que la mejor absorción es a frecuencias medias, siendo pobre a frecuencias bajas y altas.

2.2 - Atenuación en codos

La atenuación de los codos queda incrementada si éstos se recubren interiormente con materiales absorbentes.

La fig. 3 nos muestra que se alcanzan valores importantes de atenuación con una cantidad razonablemente pequeña de material absorbente.

3- ELEMENTOS ATENUADORES INSERTADOS EN TUBERÍAS

3.1 - Plenums

Son unos receptáculos donde el aire puede expansionarse para después salir del mismo por una tubería de dimensiones iguales a las que tienen la de entrada.

La fig. 4 muestra un esquema de un tipo de ellos en el que el efecto de la energía sonora que penetra por la boca de entrada es igual como lo hace en una habitación pequeña, la que atraviesa hasta alcanzar la salida. Al igual que en la misma, la presión sonora a la salida, y por tanto la potencia sonora que transmite, comprende la energía radiada desde la entrada y la de reverberación de la cámara. La atenuación puede calcularse por la fórmula

Atenuación = $10 \log S_s$.

$$\left(\frac{\cos \alpha}{2} + \frac{1}{K} \right) dB$$

en la que:

α = Coeficiente medio de absorción

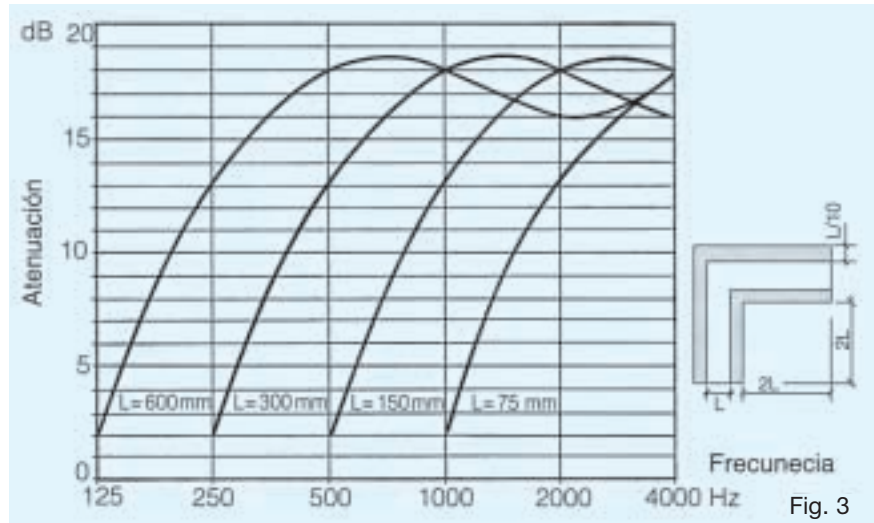


Fig. 3

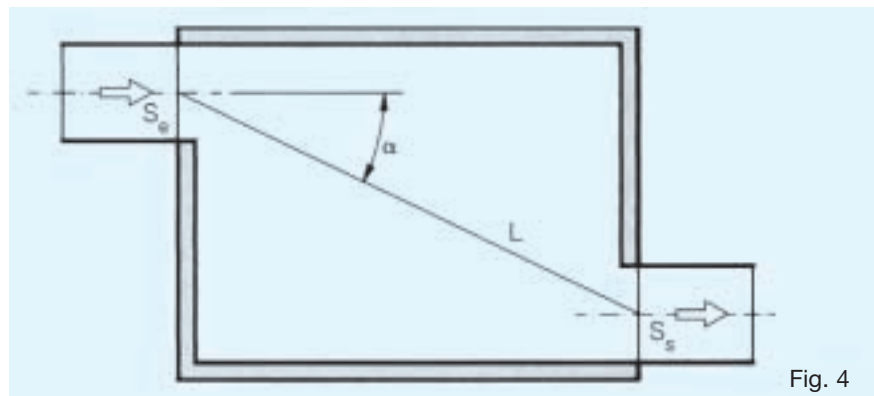


Fig. 4

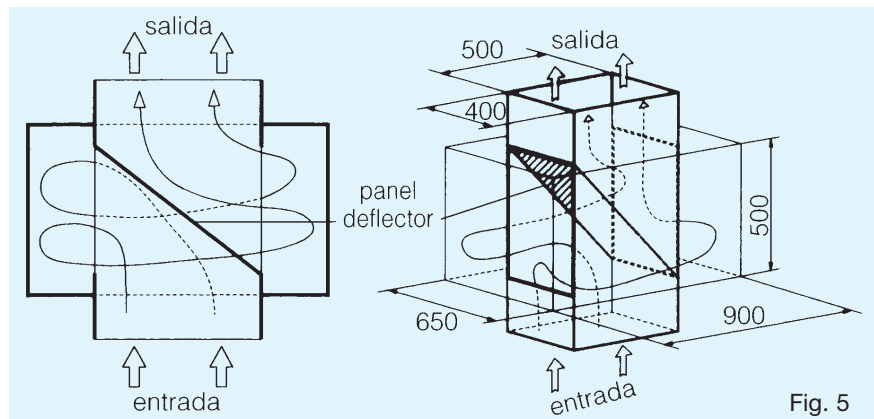


Fig. 5

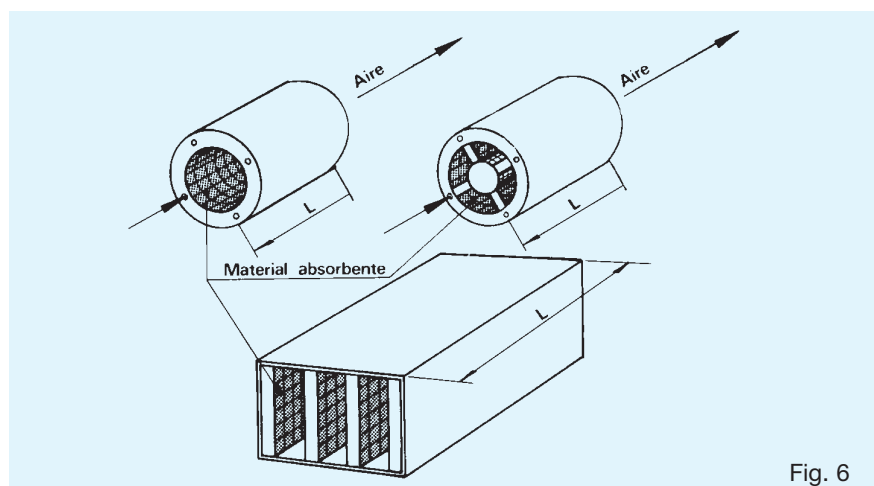


Fig. 6

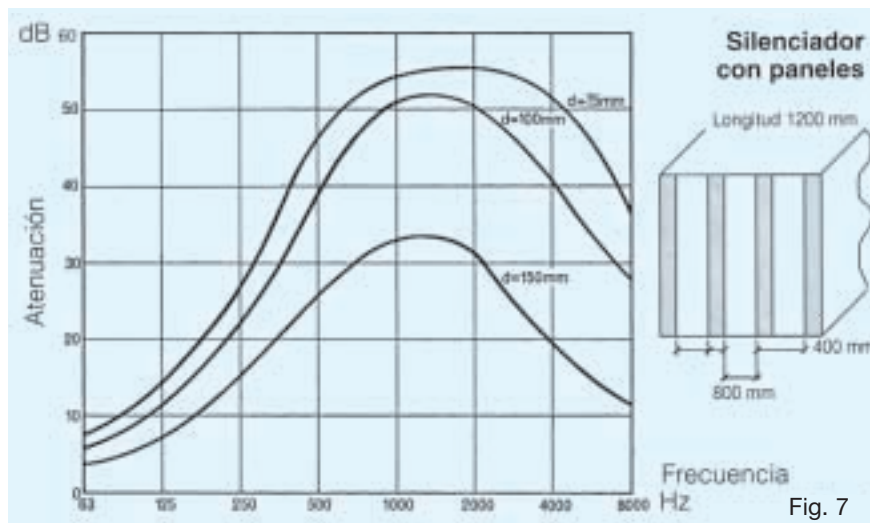


Fig. 7

S = Superf. Interna total del del plenum
 S_e = Sección de entrada, m^2
 S_s = Sección de salida, m^2
 L = Distancia entre centros, m de entrada a salida
 α = Angulo de desplazamiento de la dirección de entrada a salida.
 K = Constante de la cámara = $\frac{S \cdot a}{1 - a}$

Hz	63	125	250	500	1000	2000-8000
a	0,1	0,2	0,45	0,65	0,75	0,8

Otro es el plenum de la fig. 5 en el que puede observarse que no existe una vía directa entre la entrada y la salida, sino que lo hace después de tres a cuatro reflexiones.

Los plenums producen una atenuación bastante importante del ruido, sobretodo si están recubiertos interiormente con material absorbente. Su principal inconveniente es el volumen que ocupan.

3.2 - Silenciadores pasivos

Las fig. 6 son ejemplos de silenciadores pasivos.

Los de forma cilíndrica constan de un tubo forrado interiormente con material absorbente, recubierto por una lámina metálica perforada. A veces llevan un cilindro central también de material absorbente y recubrimiento metálico perforado.

Los de forma rectangular, constan de varios paneles paralelos de material absorbente, que parten el flujo de aire en varias secciones para que haya más contacto entre las ondas sonoras y el material disipativo.

La fig. 7 es un ejemplo de la eficacia de un silenciador tipo rectangular con paneles.

Al utilizar estos elementos debe contarse con la pérdida de carga aerodinámica que producen, ya que a veces tiene una acusada importancia, fig. 8.

3.3 - Silenciadores activos

Su principio se basa en neutralizar el ruido anteponiéndole otro contrario por medio de una instalación electroacústica.

Técnicamente consiste en un micrófono que capta el ruido original emitido por el ventilador, un altavoz aguas abajo que emite un ruido desfasado 180 grados que, al incidir sobre el inicial, lo neutraliza dejando

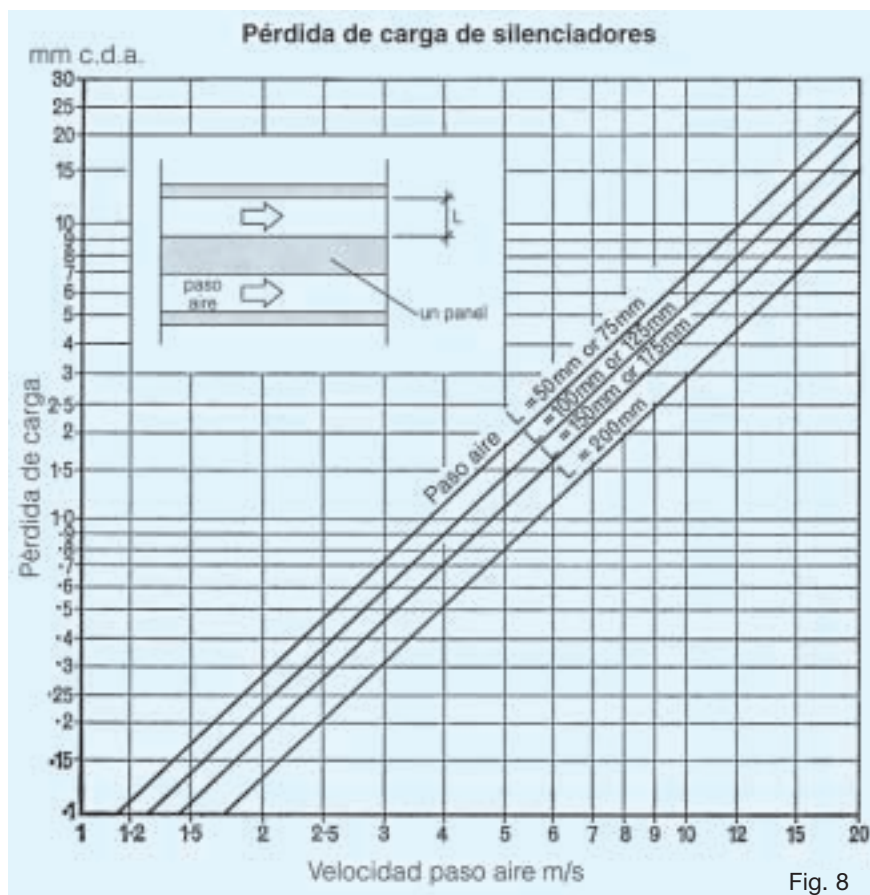


Fig. 8

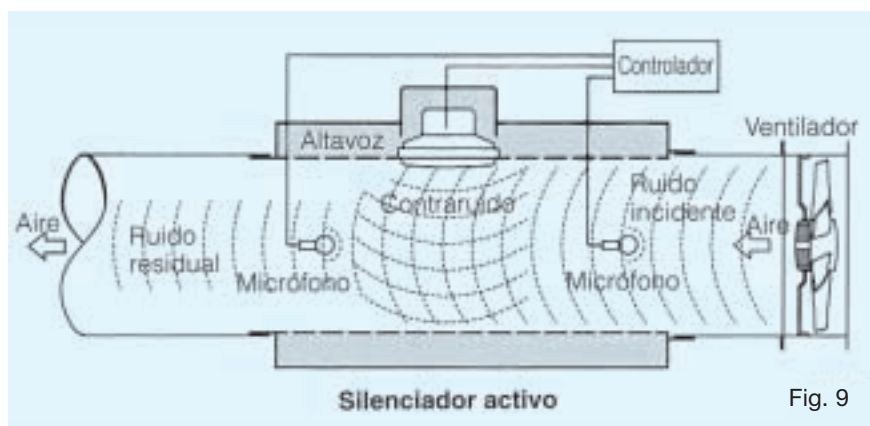


Fig. 9

una intensidad residual que es el resultado de la aplicación de este silenciador, fig. 9. Un controlador electrónico capta la señal original, la analiza y modula la salida del altavoz. El valor residual que llega al control le permite ajustar frecuencias y potencia para optimizar su efecto.

Son muy efectivos a baja frecuencia por lo que, junto con los pasivos, dan un resultado excelente.

4 - ATENUACIÓN A LA SALIDA

Debido a que cuando una onda sonora sufre una expansión brusca, se produce una onda reflejada, parte de la energía acústica vuelve hacia la fuente, produciéndose una atenuación de la que se propaga hacia la habitación.

El valor de esta atenuación lo podemos leer en el gráfico de la fig. 10. Vemos que depende de la frecuencia y del área de salida de la conducción.

BARRERAS ACUSTICAS

En las líneas precedentes hemos visto diversos sistemas para atenuar el ruido que se transmite por una conducción del aire.

Ahora explicaremos cómo atenuar el ruido procedente de una fuente sonora que se propaga libremente en varias direcciones. Éste sería el caso del ruido emitido a la descarga de un ventilador de tejado como el de la figura 11.

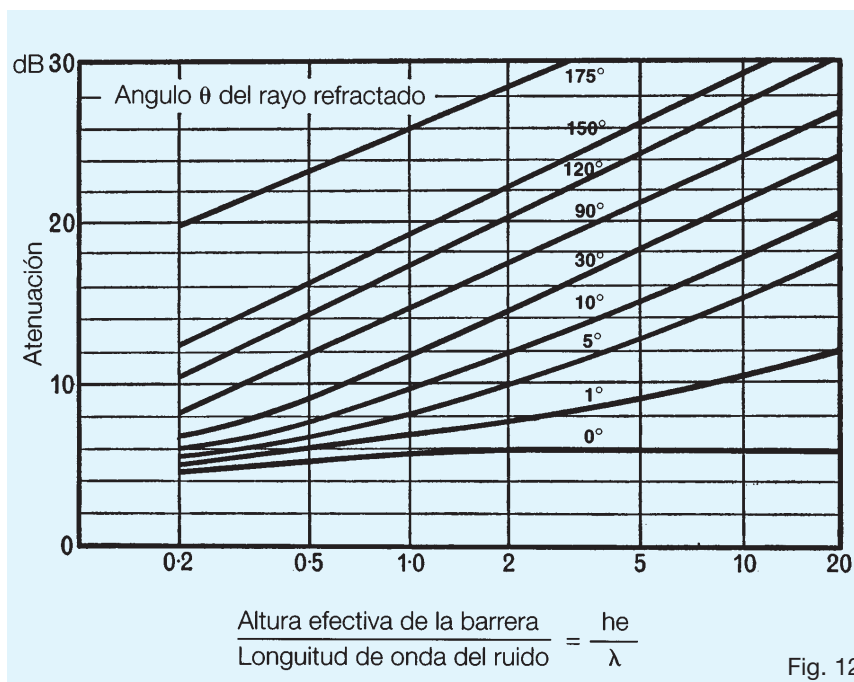
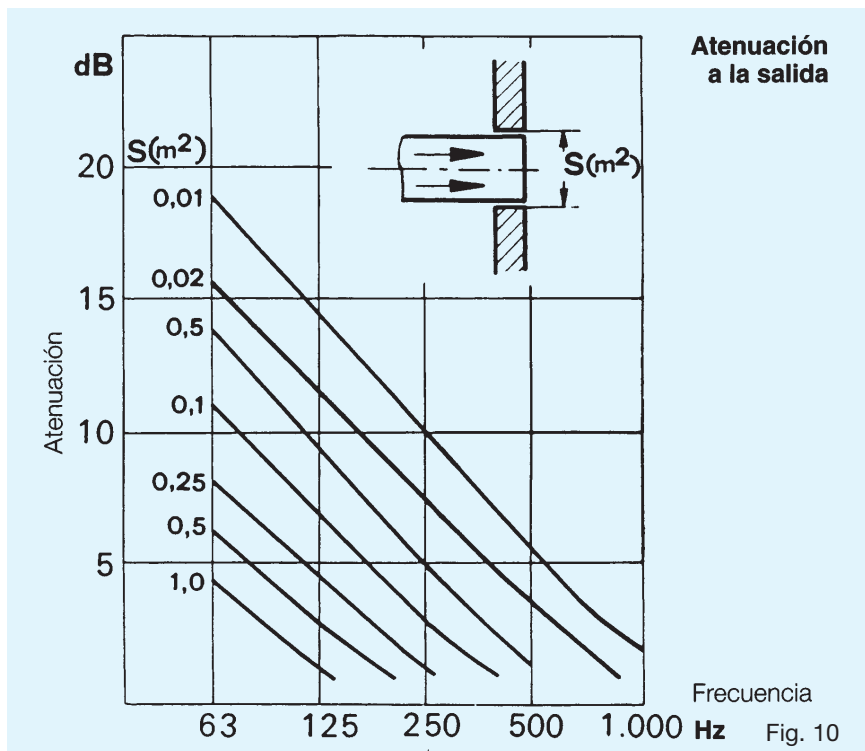
El vecino del edificio contiguo podría estar afectado por el ruido del ventilador. Una forma de atenuar este ruido es mediante una barrera acústica.

La misión principal de la misma es evitar que al receptor le llegue, no la onda directa sino sólo la que se refracta en el borde de la citada barrera.

La atenuación de estas barreras puede calcularse mediante el gráfico de la fig. 12 en la que λ es la longitud de la onda sonora que depende de la frecuencia f (Hz) y que puede calcularse mediante la siguiente expresión, cuando el ruido se transmite por el aire:

$$\lambda = 340 / f \text{ (m)}$$

podemos observar que la atenuación crece con el ángulo θ , la altura h_e (altura efectiva de la barrera) y con la frecuencia.



$$\frac{\text{Altura efectiva de la barrera}}{\text{Longitud de onda del ruido}} = \frac{h_e}{\lambda}$$

HUMEDAD

EL AGUA. La sicrometría

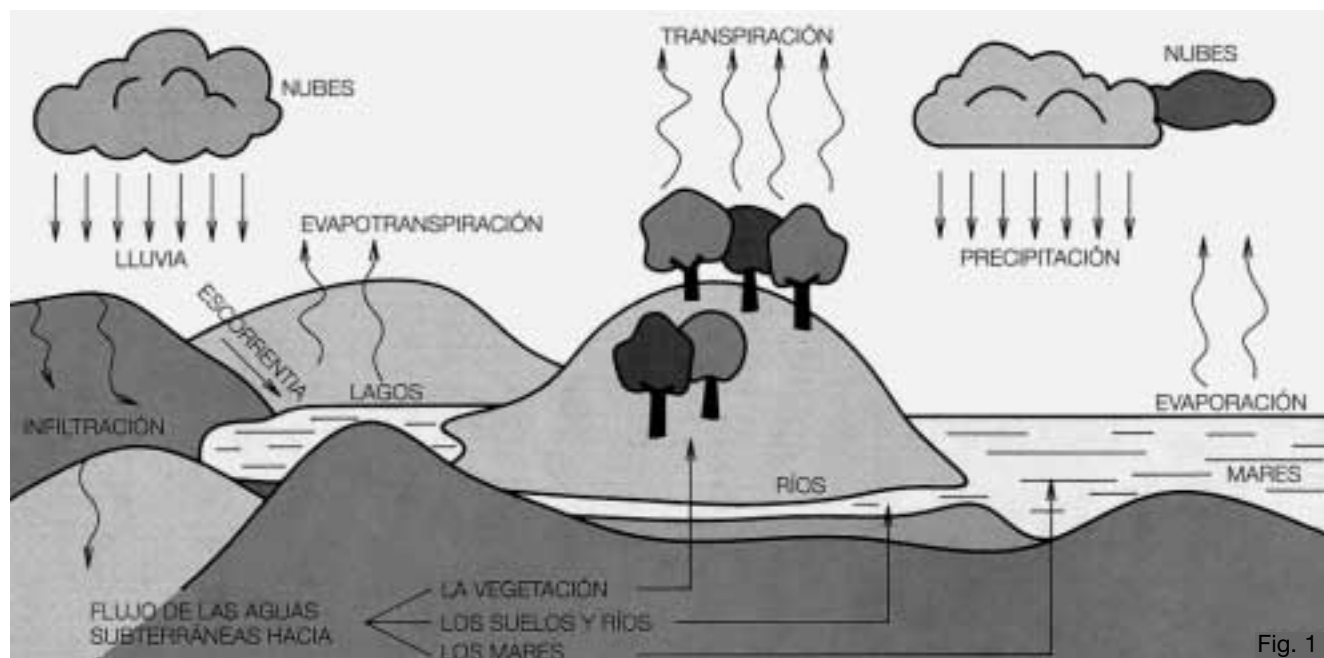


Fig. 1

El agua es una de las sustancias químicas más importantes de la Naturaleza con gran trascendencia para la vida. El que la Tierra esté situada a la distancia correcta del Sol permite que el agua esté presente en la biosfera en sus tres estados: gaseoso, líquido y sólido, constituyendo un factor determinante de la existencia de la vida terrestre. Aparte de su función biológica no deja de ser esencial para la vida su contribución al efecto invernadero en forma de vapor de agua o por su función de limpieza del polvo atmosférico ejercida por la lluvia.

Dentro del sistema global mar-tierra-aire se conoce como "ciclo hidrológico" la representación conceptual de intercambio de agua sobre la superficie terrestre, que se esquematiza en el diagrama de la fig. 1.

De los tres estados en qué el agua está presente en la atmósfera predomina claramente el gaseoso. Al aire corriente, el que constituye la base de los procesos de ventilación y acondicionamiento, se le define como una mezcla de "aire seco" y vapor de agua. Por eso traemos el agua aquí y vamos a tratar en primer lugar de sus características.

EL AGUA

Composición: El agua pura (de lluvia) tiene por fórmula H_2O . Es una combi-

nación química de dos volúmenes de Hidrógeno y uno de Oxígeno, representado en peso un 11,3% de H y un 88,7% de O.

El agua ordinaria es impura por llevar sales, materia orgánica y gases disueltos (30 cm³ de aire por litro).

Dureza: Se llama agua dura a la que lleva en disolución sales de Magnesio, Hierro y Calcio.

La dureza puede ser Temporal, cuando contiene CO₂ que disuelve los carbonatos metálicos. Se elimina añadiendo cal apagada (OH)₂Ca

Y puede ser Permanente, que es cuando lleva sulfatos o cloruros. Se "ablanda" añadiendo carbonato sódico. Esta dureza es la que determina incrustaciones corrosivas por vía electrolítica.

Constantes Físicas del Hielo: El hielo es agua en su fase sólida. Aparece a los cero grados.

Peso específico 920,8 kg/m³ a 0°C

Volumen " 1,986 dm³/kg.

Volumen nieve 12 dm³/kg.

Calor específico 0,475 kcal/grado.Kg

Constantes Físicas del Agua:

Corresponden a agua a 4°C, 760 mm cdm.

Peso específico 1.000 kg/m³.

Volumen " 1 dm³/kg.

Calor " 1 kcal/grado.Kg

Constantes Físicas del Vapor de Agua

El vapor es agua en su fase gaseosa. Puede hacerlo a cualquier temperatura sólo o coexistiendo con agua y aún con hielo. Su temperatura **t**, su presión **p** y su densidad **d** están correlacionados para cada estado.

Se llama vapor saturado cuando coexiste con agua líquida sin traspaso de una al otro y viceversa.

Constantes Físicas del Vapor Recalentado:

Es el que está por encima de la temperatura de saturación y por tanto no coexiste con agua. Se comporta como un gas perfecto y le son de aplicación las leyes de los mismos. Su ecuación de estado es:

Peso $X = 0,2891 VP/T$ kg

Volumen $V = 3,4614 XT/P$ m³

Presión $P = 3,4614 XT/V$ mm cdm

Temperatura $t = 0,2891 PV7X-273$ °C

El calor latente de vaporización es el necesario para deshacer las fuerzas de cohesión del agua y dejar sus moléculas en forma de gas.

La entalpía o calor total de una masa de vapor recalentado a t_o es el correspondiente a una masa de agua, a 100°C , más el latente de vaporización y el aumento del vapor.

Este calor total puede calcularse por las fórmulas aproximadas siguientes, válidas para los problemas de acondicionamiento.

Calor total del vapor:
 $s = 0,45t + 597,44 \text{ kcal/kg.}$

Calor latente de vaporización:
 $s_v = 597,44 - 0,549 t \text{ kcal/kg.}$

Calor de sublimación del hielo:
 $s_h = 677,08 - 0,024 t \text{ kcal/kg.}$

Entalpía de $x \text{ kg}$ de vapor a t° :
 $S = 597,44 x + 0,451 x t \text{ kcal.}$

Constantes críticas

En las condiciones críticas desaparecen las diferencias entre los estados líquidos y gaseoso, las densidades son iguales y el calor de vaporización es nulo. Desaparece la superficie de separación. La temperatura t_c por encima de la cual no hay licuación se llama crítica. La presión P_c que corresponde a la temperatura crítica se llama presión crítica. Esta presión es la de saturación.

Gas y Vapor

Se llama gas a todo fluido expansible cuya temperatura es superior a la crítica. No es licuable por compresión.

Se llama vapor a todo fluido expansible cuya temperatura es inferior a la crítica. Se licua por compresión.

Sicrometría

Es una parte de la Física que estudia las propiedades térmicas del aire húmedo, su regulación, medición y el efecto que la humedad produce en los materiales y confort de las personas.

La humedad contenida en el aire modifica en gran manera las propiedades físicas del mismo e influye enormemente en las sensaciones físicas del hombre.

Humedad del Aire

El aire se llama saturado cuando se mantiene en equilibrio en presencia de agua líquida sin que haya traspase de uno al otro. La presión parcial del vapor de agua contenido en este aire se llama presión de saturación p_s y a cada temperatura le corresponde una diferente.

Humedad absoluta

Es el peso de vapor contenido por unidad de volumen de aire, kg/m^3 , o también el peso de vapor por unidad de peso de aire seco. Ambas magnitudes tienen un escaso interés técnico.

Humedad relativa

Es el cociente entre el peso del vapor de agua contenido en un volumen de aire y el peso del vapor saturado del mismo volumen.

$$Z (\%) = \frac{\text{Peso del vapor}}{\text{Peso vapor saturado}} \times 100$$

Esta expresión es la usada en meteorología y corresponde al concepto de humedad en acondicionamiento.

Sicrómetro

Es un aparato que mide la humedad relativa del aire. Consta de dos termómetros iguales, uno con el depósito seco y el otro envuelto en una muselina empapada de agua.

El termómetro seco marca la temperatura del aire y el húmedo, enfriado por la evaporación del agua que le rodea, marca una temperatura inferior.

Por medio de una tabla anexa al sicrómetro, cuyos valores se han calculado por medio de una ecuación que relaciona la entalpía del aire y la de un punto húmedo, se conoce el grado de humedad relativa del aire.

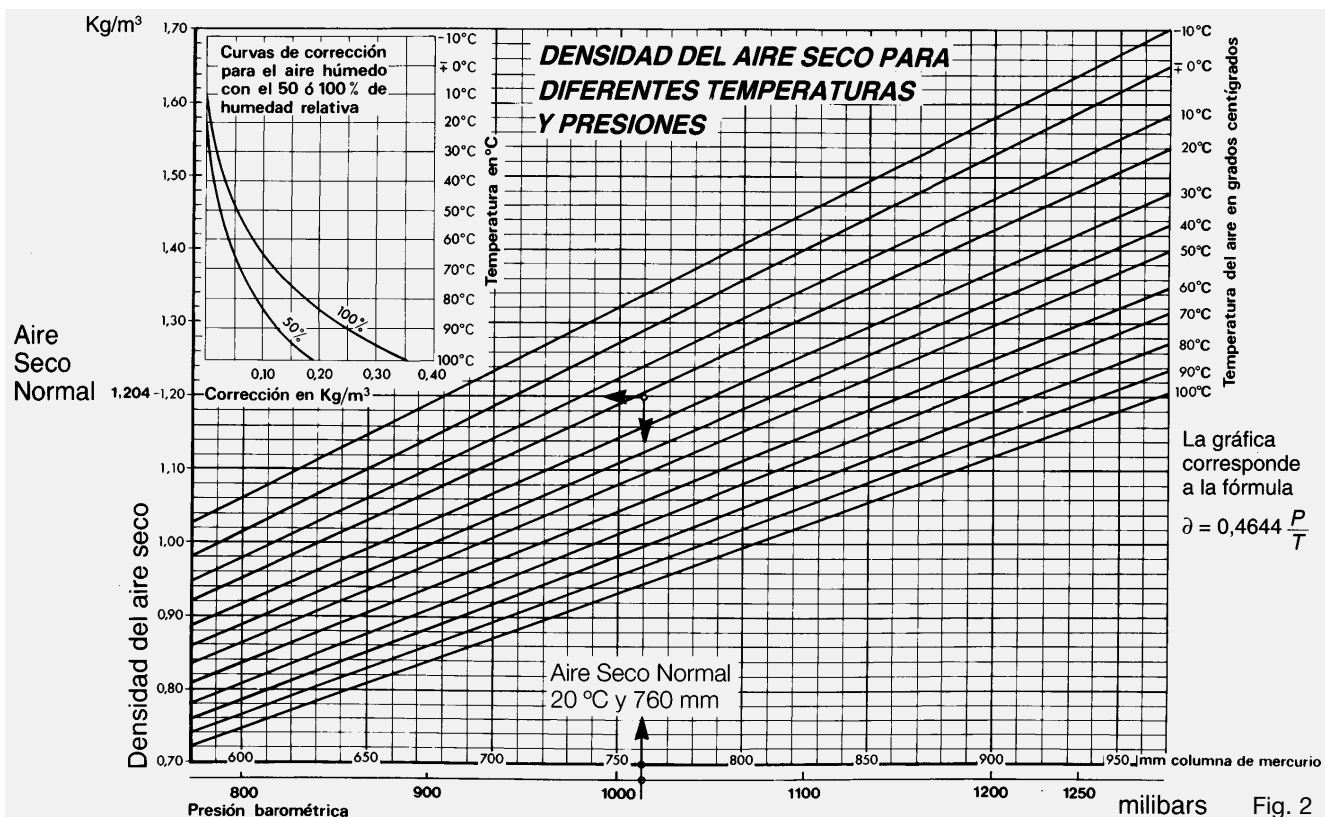
Densidad del aire

Puede calcularse a 760 mm cdm , mediante la fórmula

$$d = \frac{352,9454 - 0,1753 p}{t + 273} \text{ kg/m}^3$$

p = presión del vapor

pero para una obtención rápida, aunque solo aproximada, puede utilizarse el gráfico de la Fig. 2.



Punto de rocío

Se llama así a la temperatura a la que el vapor de agua contenido en una masa de aire se convierte en vapor saturado por descenso de la temperatura. Aparecen las primeras gotas de agua condensada que, si se produce sobre la tierra se le llama rocío y si para saturarse es necesario bajar de cero grados, se produce la conocida como escarcha.

Diagramas sicrométricos

El estudio del estado de una masa de aire se basa en funciones matemáticas, algunas de naturaleza experimental, que no permiten cálculos sencillos, pero si puede realizarse cómodamente por métodos gráficos basados en lo siguiente:

$$\text{CALOR} = \text{CALOR SENSIBLE} + \text{CALOR LATENTE}$$

$$\text{Calor sensible} = 0,242 t + 0,451 tx$$

$$\text{Calor latente} = S_0 \times$$

$$x = \text{kg de vapor}$$

$$S_0 = \text{Calor total vapor a cero grados}$$

$$t = \text{Temperatura}$$

En esta fórmula dos parámetros el calor total y el vapor x son función de la temperatura húmeda y la de rocío. Así pues, con la temperatura seca t tenemos relacionadas las tres y fijadas dos, puede determinarse la tercera. Basado en esta fórmula se ha construido el diagrama sicrométrico de la fig. 5 cuya estructura se representa y explica en la fig. 3. Así:

1° Una serie de curvas indican el porcentaje de humedad Z %.

2° Una serie de rectas horizontales que corresponden a las temperaturas de rocío t'' .

3° Una serie de rectas casi verticales representan temp. secas t .

4° Una serie de rectas inclinadas que marcan las temp. húmedas t' .

Cada punto del diagrama definirá un estado de aire por las rectas y curvas que pasen por el mismo, gozando de las propiedades que se indican en el esquema.

Una variante del diagrama sicrométrico es la indicada en la fig. 4 que con una serie de rectas dan el volumen de la unidad de aire, esto es, por kilo de aire seco.

Ello es importante ya que los ventiladores son aparatos que manejan volúmenes de aire que varían con la densidad en función de la temperatura y la humedad, necesitando más o menos potencia de acuerdo con esta variación.

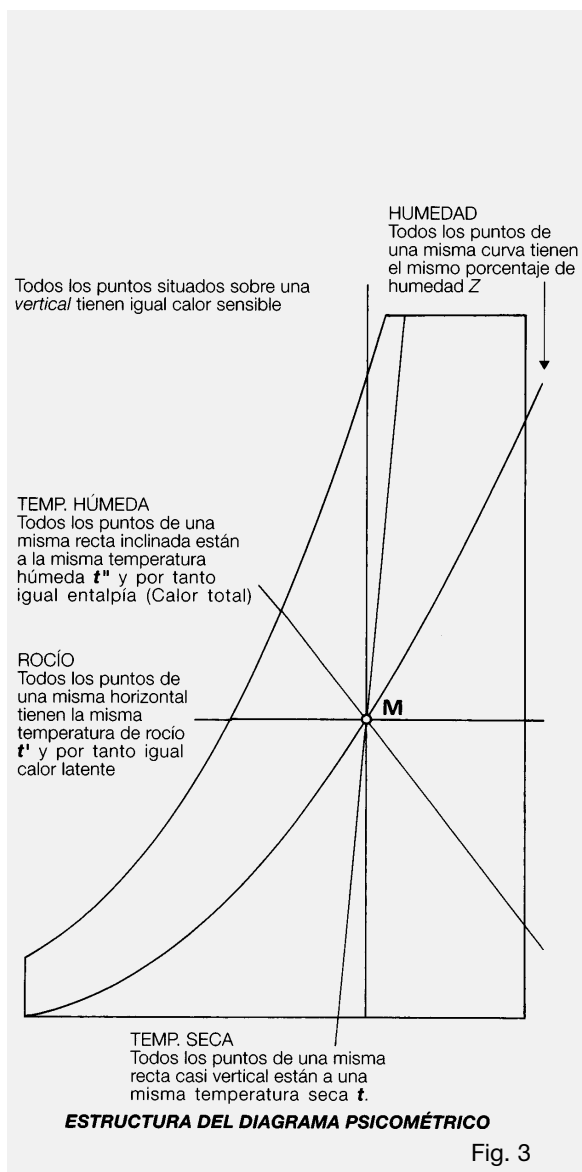


Fig. 3

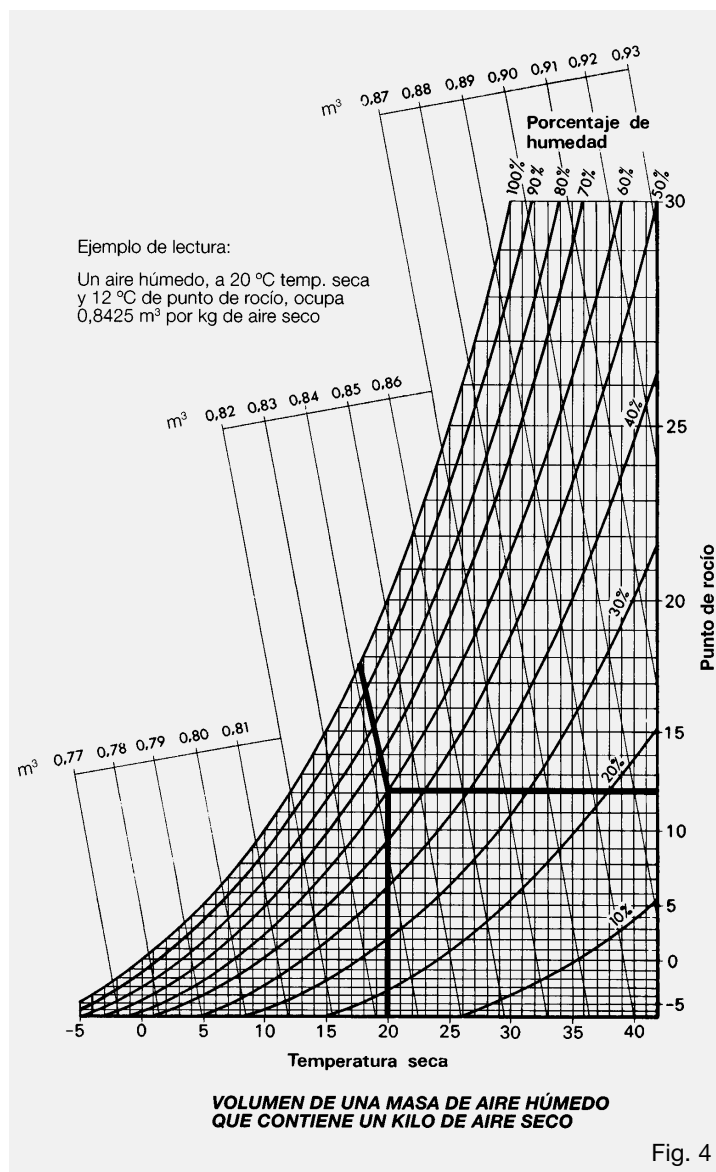


Fig. 4

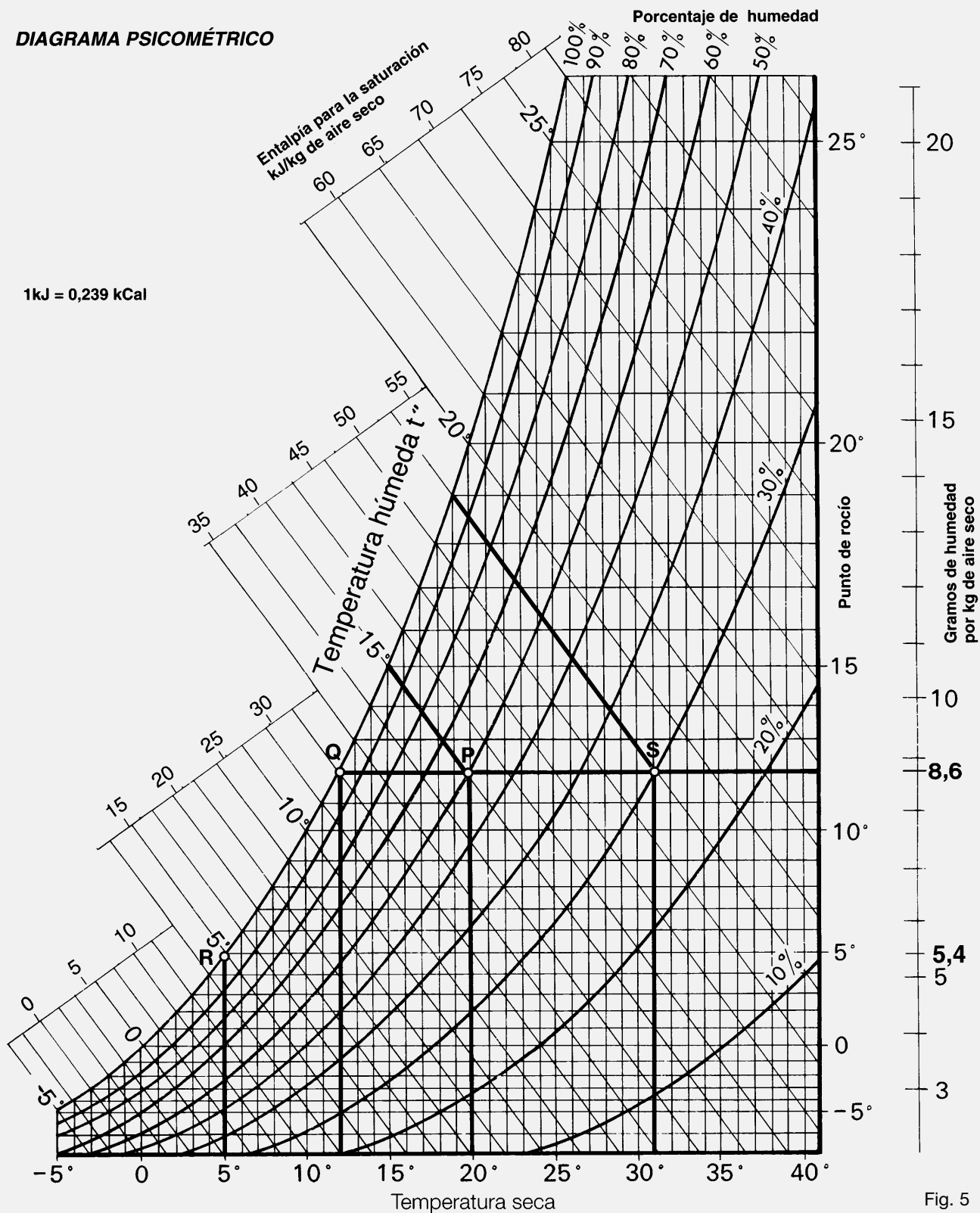
DIAGRAMA PSICOMÉTRICO


Fig. 5

Ejemplo de lectura:

Punto	Qué representa	T seca	T húmeda	Humedad	Observaciones
P	Estado inicial	20°	15°	60%	
Q	Enfriamos hasta este punto	12°	12°	100%	Aire saturado. Se ha quitado calor de 40 a 32 = 8 kJ/kg aire seco.
R	Se sigue enfriando hasta este punto	5°	5°	100%	Aire saturado. Se quita de 32 a 16 = 16 kJ/kg aire seco y se condensa 8,6 – 5,4 = 3,2 g agua/kg aire seco.
S	Calentamos desde el punto P al S.	31°	19°	30 %	Se seca el aire hasta 30% de humedad, manteniendo la misma cantidad de agua 8,6 g/kg aire seco.

HUMEDAD**VENTILACION DE LOCALES HÚMEDOS**

La humedad en el interior de los habitáculos afecta a todos los seres vivos, personas, animales y plantas que los habitan y también a los objetos y materiales que contienen. Si la humedad es excesiva se condensa agua en las superficies frías, paredes y cristales, y perjudica a los habitantes por la formación de mohos y proliferación de bacterias y virus, deteriorando a la vez los muebles, pinturas y paredes de la casa. Por contra, si la humedad es muy baja afecta a las gargantas con la conocida sensación de boca seca y a las mucosas de las personas, resquebrajando las maderas y materiales del interior.

La calidad del aire interior de un edificio depende de:

- De la calidad del aire aportado por la ventilación desde el exterior. Puede que sea de gran pureza como el de ambientes rurales o muy contaminado por las industrias o el tráfico de las grandes ciudades.
- De los materiales de construcción de las viviendas, adhesivos de los tableros y revestimientos, moquetas, formaldehidos, fibras, cortinajes, etc.
- De las actividades que se desarrollan en su interior como el cocinar, los procesos de limpieza, uso de aerosoles, combustión, etc.
- De la ocupación por seres vivos, animales y plantas: la respiración, el olor, humo de tabaco, etc.
- De la Temperatura.
- De la **Humedad**.

De todo ello, en esta Hoja Técnica nos ocuparemos exclusivamente de la Humedad, o sea, del contenido de agua en el aire, aunque de forma accesoria se mencionen los demás aspectos del problema.

La humedad producida por procesos industriales debe controlarse por instalaciones adecuadas, de magnitud industrial también. Aquí trataremos de la humedad en viviendas, oficinas y locales de residencia humana y que puede controlarse por procedimientos de ventilación, natural o forzada, que a la vez

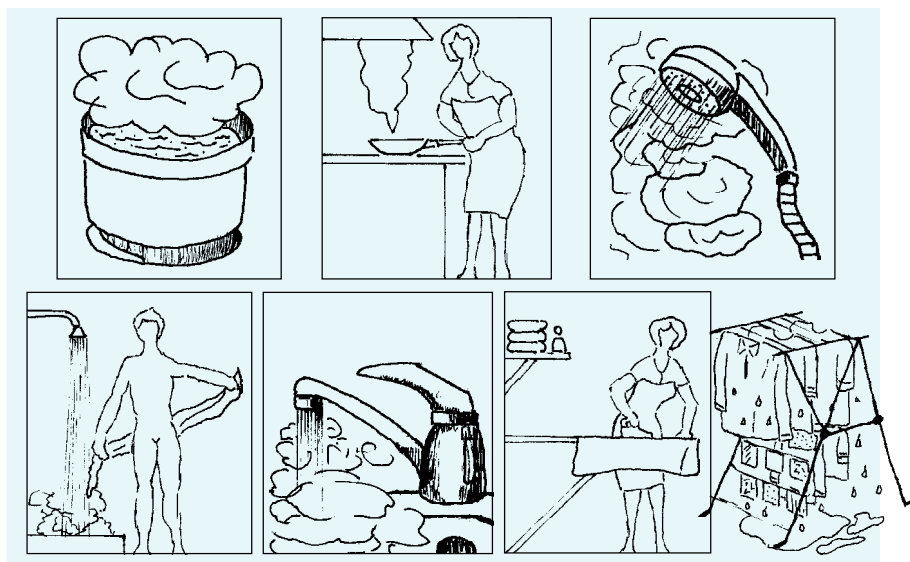
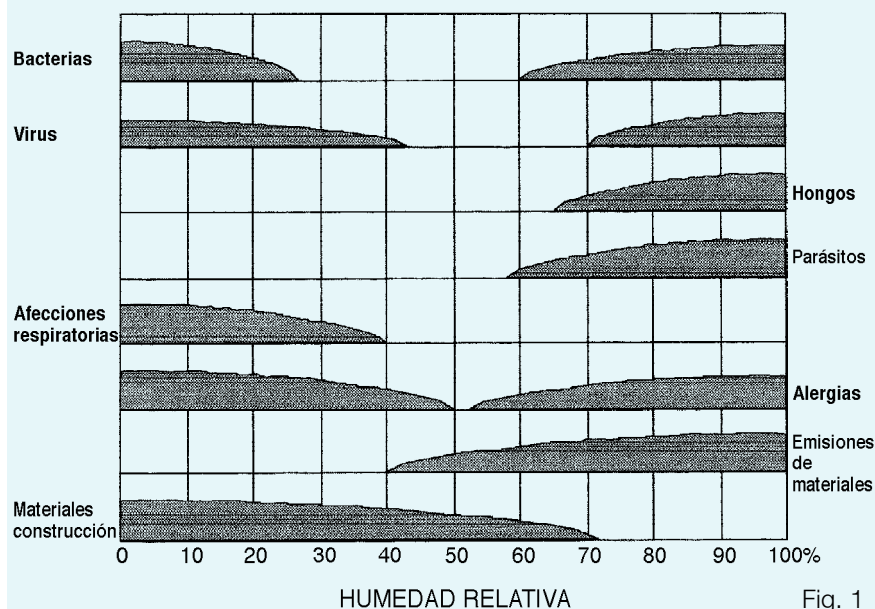
**EFFECTOS DE LA HUMEDAD EN CASA**

Fig. 1

pueden resolver los problemas de todos esos otros factores de contaminación a que nos hemos referido.

El hombre produce de tres a cinco litros de vapor de agua al día, a la que tenemos que añadir el vapor desprendido de los alimentos al cocinar, de los baños y duchas, del lavado de la ropa y tendido interior de la misma, del desprendido de plantas, de los materiales de construcción, de las filtraciones y demás.

La gráfica de la Fig. 1 muestra lo pernicioso que resultan los valores extremos de la humedad. Podemos considerar como zona óptima la comprendida entre el 40 al 60 % de humedad relativa.

Creemos conveniente recordar qué se entiende por humedad del aire según el concepto que se usa en acondicionamiento y en meteorología. El agua en el aire está en forma de vapor, es agua en su fase gaseosa.

Ejemplo de lectura:

Con una temperatura seca de $t_s = 26^\circ\text{C}$, una temperatura húmeda de $t_h = 23^\circ\text{C}$ y una velocidad del aire de $v = 1\text{ m/s}$ resulta una temperatura efectiva de 23°C , confortable en verano y demasiado alta en invierno. Humedad relativa correspondiente 77%.

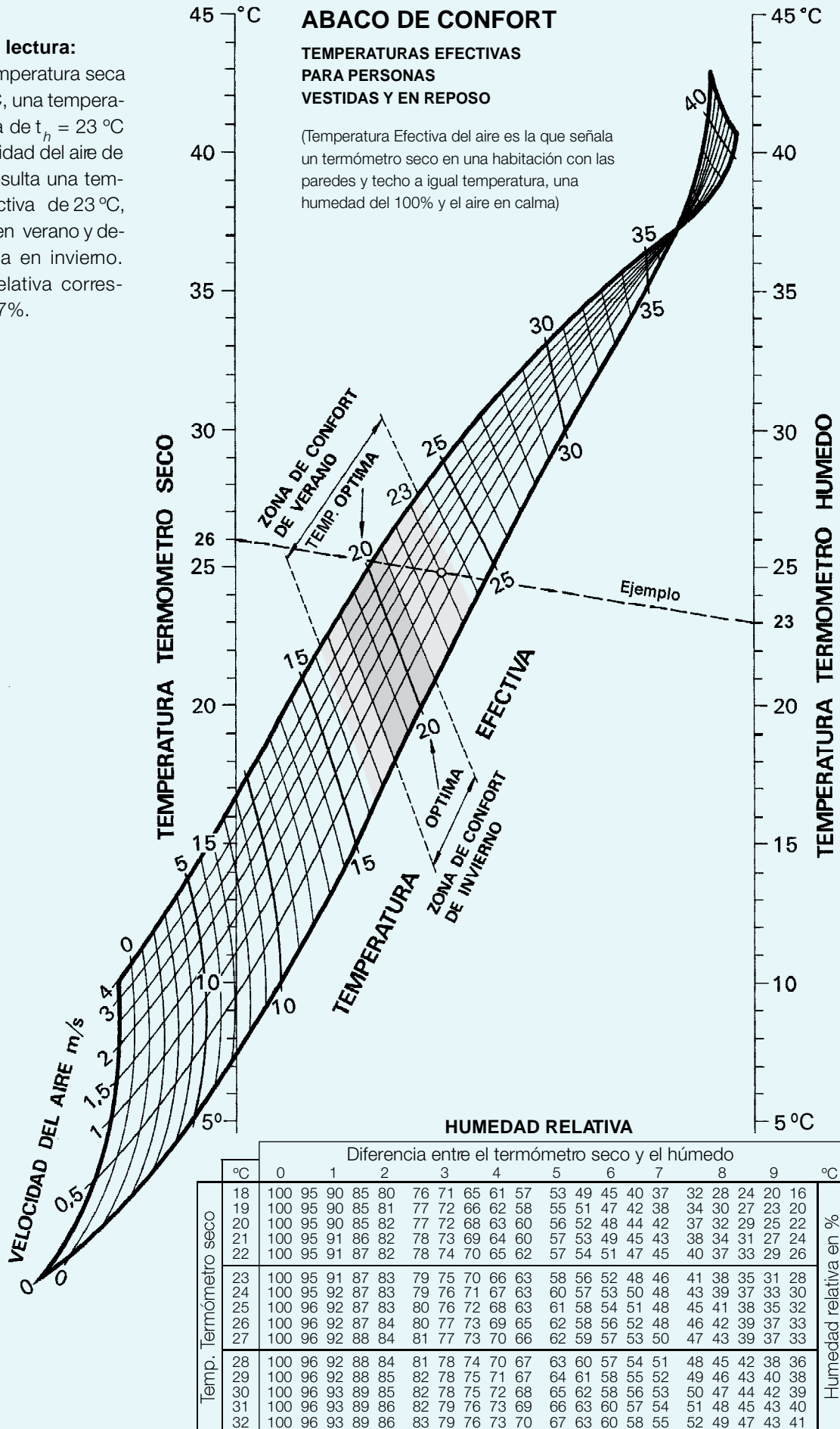


Fig. 2



Fig. 3

El aire se llama saturado de humedad cuando se mantiene en equilibrio en presencia de agua líquida o sea que no hay trasvase de vapor a líquido y viceversa. A cada temperatura le corresponde una cantidad de vapor distinta para la saturación. Humedad relativa es el cociente entre el peso del vapor de agua que contiene una masa de aire y el que le corresponde cuando está saturada, a la misma temperatura. Esta expresión se usa en tanto por ciento y se indica como Z%. Ver la Hoja Técnica de nuestro Boletín S&P, 1/1996.

El cuerpo humano produce calor y desprende vapor de agua. Ambos debe volcarlos al ambiente, el calor

por convección y el vapor por la transpiración. Este proceso puede ser facilitado o interferido por la cantidad de agua existente en el aire y por ello tendremos la sensación de bienestar, confort, o la ausencia del mismo. Esta sensación variará también según sea la actividad del cuerpo, en reposo o trabajando. Otro factor que influye poderosamente es el movimiento o velocidad del aire en el ambiente. Un aire en reposo o bien circulando a una cierta velocidad hace variar la sensación del bienestar

Así pues podemos concluir que Temperatura, Humedad y Velocidad del aire son los tres factores que determinan un ambiente confortable. Damos por supuesta la pureza y limpieza del aire.

Se han realizado numerosas experiencias con un gran número de individuos sometiéndoles a diversos ambientes, recogiendo sus opiniones y estudiando sus reacciones. Para objetivar los resultados se han tenido que establecer unos indicadores o parámetros que puedan correlacionarse con el concepto de confort.

Uno de ellos es la Temperatura Efectiva que es la que señala un termómetro seco inmerso en un ambiente llamado equivalente, esto es, que produzca la misma sensación de frío o calor, cumpliendo las condiciones de tener el aire en reposo, saturado de humedad y las paredes y el suelo a la misma temperatura. Como resultado ha llegado a establecerse un diagrama llamado de Confort, representado en la figura 2, en el que se ha determinado unas zonas probables de confort de verano e invierno. Como se comprenderá es un producto de base estadística por lo que es posible que sus valores no sean válidos para todo el mundo pero sí que constituyen una base de partida para conocer la confortabilidad de un ambiente.

Como complemento al gráfico facilitamos una tabla que, en función de las temperaturas de termómetro seco y húmedo, da las humedades correspondientes de un ambiente.

ASHRAE, asociación americana de climatización define un clima húmedo como aquél en el que la temperatura de bulbo húmedo es de 19 °C o mayor durante 3.500 horas, o 23 °C durante 1.750 horas o más, durante los seis meses consecutivos más calientes del año.

CAUDALES DE AIRE EXTERIOR EN L/S (Litros por segundo)

Tipo de Local	Por persona	Por m ²	Por elemento
Almacenes		0.75 a 3	
Aparcamientos		5	
Archivos		0.25	
Aseos públicos			25
Auditorios y Aulas (1)	8		
Baños privados			15
Bares	12	12	
Cafeterías	15	15	
Canchas para el deporte	-	2.5	
Casinos y juegos	12	10	
Comedores	10	6	
Cocinas (ventil. general) (2)	8	2	
Campana			70
Descanso (salas de)	20	15	
Dormitorios	8	1.5	
Escuelas, Aulas Biblioteca	5	3	
Sala Profesores	5	1.5	
Espera y recepción	8	4	
Estudios fotográficos		2.5	
Exposiciones (salas de)	8	4	
Fiestas (salas de), baile, discotecas	15	13	
Fisioterapia (salas de)	10	1.5	
Gimnasios	12	4	
Gradas de recintos deportivos	8	12	
Grandes almacenes	8	1	
Habitaciones de hotel			15
Habitaciones de hospital	15		
Imprentas, reproducción y planos		2.5	
Laboratorios en general	10	3	
Lavanderías industriales	15	5	
Vestíbulos	10	15	
Oficinas y proceso de datos	10	1	
Paseos de centros comerciales	10		
Piscinas (2)		2.5	
Quirófanos y anexos	15	3	
Reuniones (salas de), (3)	10	5	
Salas de curas y recuperación	12	2	
Supermercados	8	1.5	
Talleres en general	30	3	
Talleres en centros docentes	10	3	
Tiendas en general	10	1	
Tiendas de animales		5	
Tiendas especiales (Peluq., Farmacia, etc.)	8-13	2-8	
UVIs	10	1.5	
Vestuarios		2.5	10

- (1) Sin fumadores. Con humo de tabaco añadir + 50%.
 (2) Para evitar condensaciones debe ser superior.
 (3) Con fumadores 30 l/s persona.

Tabla 1

DESHUMIDIFICACION

Vamos a describir los procedimientos para controlar la humedad cuando sea excesiva. De las gráficas de las figuras 1 y 2 puede colegirse si la humedad precisa de una corrección a la baja.

Para ambientes domésticos o residenciales existe la posibilidad de usar deshumidificadores, representando uno en la figura 3. Son capaces de absorber, condensando agua que se recoge en una cubeta o se evacua por un drenaje, según su tamaño y potencia. Diez litros de agua en 24 h. trabajando con aire al 70% de humedad es lo más corriente. Su uso está indicado en segundas residencias, viviendas, garajes, trasteros, salas de ordenadores, escuelas, gimnasios, peluquerías, lavanderías, etc. Equipados con detectores de humedad del ambiente pueden detenerse o arrancar de acuerdo con los límites prefijados.

VENTILACION

Pero el procedimiento más fácil de establecer y que además es necesario para controlar toda la contaminación que se genera y produce en los locales habitados, es la ventilación que arrastra hacia afuera el aire cargado de humedad y de contaminación, sustituyéndolo por otro de procedencia exterior más seco y puro.

Normas internacionales que tratan de la ventilación como medio de proporcionar la calidad de aire interior, señalan los valores de la Tabla 1. Estos

caudales son suficientes para deshumidificar los locales a la vez de eliminar su polución. En locales no habitados durante largos espacios de tiempo como puedan ser segundas residencias, almacenes o trasteros, puede intentarse establecer una ventilación natural si bien quedan expuestos a una problemática efectividad, siempre dependiendo de las condiciones climáticas exteriores que escapan a cualquier control. Unas aberturas con rejillas al exterior, pueden que resulte.

VENTILACION MECANICA

La ventilación mecánica a base de extractores de aire es la única forma de poder garantizar los caudales de aire preconizados en la tabla 1. Debe establecerse un sistema y diseñar el circuito de circulación deseado. En las Hojas Técnicas Ventilación 1 y 2 se describen los diversos sistemas que pueden utilizarse y el lugar de instalación de los ventiladores.

Como compendio de todo ello, el dibujo de la figura 4 esboza un ejemplo de aplicación a una vivienda. La extracción se efectúa por las piezas húmedas de la casa, cocinas, baños y aseos dejando el local en depresión. El aire penetra por las piezas secas esto es estancias, dormitorios, estudios, etc. El caudal necesario puede calcularse en base al número de personas (8 litros por segundo por persona) o bien por superficie de las distintas estancias (1,5 litros por metro cuadrado por ejemplo) con lo que obtendremos el total necesario. Los pasillos y distri-

buidores se ventilarán por el aire de transferencia de un espacio al colindante.

Entre el baño y la cocina deben extraer el total de la vivienda, que debe ser igual o superior al necesario para la ventilación de la propia estancia (15 l/s² por ejemplo para el baño y 2 l/s m² la cocina). Los aparatos de ventilación deberán vehicular el aire con una presión de 2 a 6 mm c.d.a. si la descarga es libre o la presión calculada si debe conducirse por una canalización hasta la azotea en su caso. Las entradas de aire a las piezas secas debe efectuarse por aberturas permanentes a través de rejillas discretas en los alféizares de las ventanas; confiarlas al cierre imperfecto de las ventanas o a las rendijas de su ajuste puede anular la ventilación cuando a las ventanas se les instalan juntas para que cierren bien.

El caudal de aire necesario para la campana de extracción de la cocina (70 l/s por ejemplo) así como el que precisen los aparatos de combustión, calentador de gas por ejemplo (40 l/s) deben proporcionarse desde el exterior directamente por medio de rejillas abiertas hacia afuera Fig. 5. Estos aparatos funcionarán intermitentemente y no deben obtener el caudal de extracción arrastrándolo de toda la vivienda que provocaría incomodidades y enfriaría la casa en época de calefacción.

Para locales desocupados puede conectarse el sistema de ventilación a detectores de humedad, que arrancan la ventilación cuando es necesario y la detienen al ser rebajada la humedad al límite prefijado.

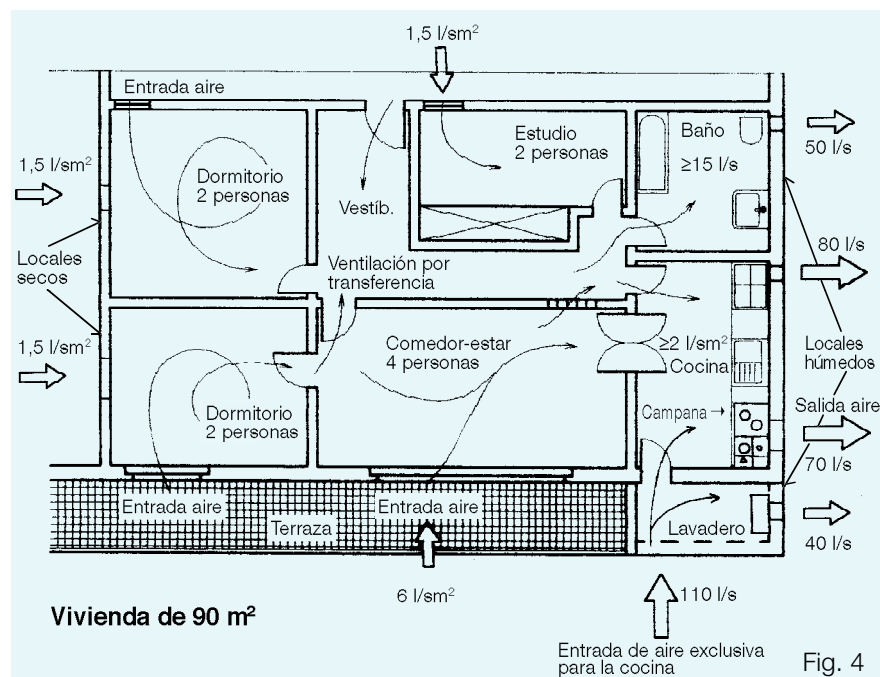


Fig. 4

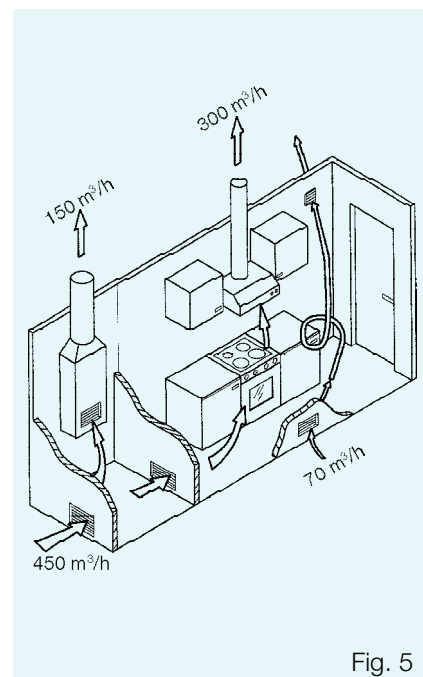


Fig. 5

CASOS DE APLICACIÓN

VENTILACIÓN DE COCINAS DOMÉSTICAS E INDUSTRIALES

La cocina ha venido considerándose como la dependencia más importante de la casa, ya sea en la vivienda particular ya en una instalación hotelera. Pero no pocas veces los esfuerzos de los técnicos y diseñadores se han limitado a hacer cocinas bellas, singulares en mobiliario e instrumentos, descuidando la atención por el ambiente, el aire y el control de los contaminantes que se desprenden de los cocinados: vapores grasos, humos y olores, que llegan a cubrir con una pátina de grasa sucia esos bellos muebles, mientras los humos ensucian las cortinas y ventanas y los olores invaden el hogar traspasando incluso sus límites, hasta los ascensores y la casa del vecino. Con esta hoja técnica pretendemos resaltar la importancia de un buen control de los contaminantes que se producen en las cocinas y dar unas sencillas indicaciones de cómo eliminarlos. Tanto si se trata de una cocina doméstica como de una industrial, hay que atender a cuatro aspectos fundamentales para controlar su ambiente:

- Determinar el caudal de aire limpio necesario, expresado en m³/h.
- La captación del aire contaminado, que afecta al diseño de la campana.
- Dónde descargar el aire captado.
- Ahorro de energía. O sea, realizar la labor de renovación del aire con el mínimo dispendio de la energía empleada en la calefacción o refrigeración del ambiente.

Diseño

El caudal de aire necesario que debe extraer una campana es el capaz de arrastrar y diluir los poluentes desprendidos de los alimentos en cocción, de los focos de calor y gases de la combustión. Este caudal debe ser el mínimo posible por razones de economía de energía.

Es importante también conseguir un equilibrio entre el aire extraído de la cocina con el impulsado a ella a través de los locales adyacentes o directamente del exterior, de modo que la cocina quede en una ligera depresión.

Cocina Mediterránea

Actualmente se viene admitiendo que la cocina llamada mediterránea va asociada a un régimen nutritivo y saludable. Es una cocina sana que procura bienestar físico sin renunciar a placeres gastronómicos. Desde Andalucía a Turquía, desde Creta al golfo de Rosas, esta cocina presenta rasgos específicos y homogéneos.

Científicos norteamericanos han propuesto combatir el síndrome del bienestar con el uso de una cocina inspirada en el Mediterráneo. Contraponen a la mantequilla, la nata y la grasa de cerdo los puntuales de la cocina mediterránea que son el aceite de oliva y el ajo. Debajo de ellos, se cobijan también los pescados azules, mariscos, el cordero, las hierbas aro-

máticas y las especias. Se pondera el aceite de oliva como un reductor de la tasa de colesterol y prevención de enfermedades cardiovasculares y del ajo que reduce la hipertensión, el reuma, la artrosis y enfermedades de vías respiratorias. Aparte de ajofilias y ajofobias, capaces de sustentar toda una metafísica de la alimentación, lo cierto es que el ajo también caracteriza la cocina mediterránea.

Pero tantas excelencias tienen un precio, una servidumbre a respetar a la hora de controlar los humos y olores que desprenden las cocinas con el uso, y a veces abuso, del aceite de oliva para cocinar carnes, pescados y hortalizas a la plancha, bien sazonados con ajos, hierbas y especias que odorizan ampliamente.



Se trata de evitar que el aire contaminado que no capte la campana se difunda por el piso, invadiendo con sus olores indeseables las otras estancias de la casa.

El caudal de aire necesario será tanto menor como mejor la campana abrace, cubra de cerca, los focos de la produc-

ción contaminante. Una campana baja, a ras de sartenes, es mucho mejor que una campana a una altura suficiente para permitir pasar la cabeza del cocinero/a. Existen campanas muy historiadadas, pero raras, que, por medio de un cuerpo telescópico, permiten hacer descender el faldón de la misma hasta

cubrir de cerca las cacerolas una vez dispuestas sobre los fogones. Unas y otras se les llama de alta eficacia, ya que funcionan con caudales mínimos de extracción. Fig. 2.

Campanas compactas

Son muebles que de forma compacta llevan grupo de extracción de aire, filtro, luz, mandos y, a veces, complementos de adorno.

Presentan el inconveniente de ubicar aparatos de extracción pequeños, de capacidad reducida de aspiración y en las que priva la elegancia del diseño sobre la funcionalidad. Tampoco retienen el humo en su placa de aspiración a la espera de ser extraído.

Existen soluciones mejores para la cocina mediterránea.

Pueden conectarse de manera que descarguen el aire viciado al exterior mediante el conducto correspondiente o bien para que recirculen el aire captado, y previa instalación de un filtro de carbono, en aquellas instalaciones que no dispongan de salida al exterior. Fig. 1.

Campanas vacías

Son las que tienen, propiamente dicho, la forma de campana y que pueden alojar en su interior una masa de aire contaminado. Permiten instalar un extractor de aire de libre elección del usuario. Así pueden elegir entre diversos modelos de alta o baja presión, de caudal mayor o menor y de forma de sujeción a voluntad. En los catálogos de S&P existen modelos que pueden escogerse según el grado de aspiración que se desee.

Para instalar dentro de la campana pueden usarse extractores de la Serie K o bien CBM; para instalar en el conducto de descarga, fuera de la campana y antes del final, un aparato de la serie TD o DIRECT-AIR y, por último, para colocar al extremo del conducto, en el tejado, las gamas TH o MAX TEMP, con filtros eficaces que en campanas extensas pueden componerse de paneles modulares, fácilmente extraíbles para su limpieza o recambio, tabla 1.

Para el caso de campanas tipo «isla», es decir con acceso a los fogones por los cuatro costados, el caudal de extracción debe escogerse según la tabla 2.

Campanas con cortina de aire

Se entiende por cortina de aire una lámina del mismo, impulsada por la campana, que procede del exterior. Su función estriba en separar el ambiente de la cocina del contaminado de debajo de la campana y, además, gracias a que su dirección es la apropiada, se mezcla y diluye con el contaminado dirigiéndolo hacia la boca de extracción. De este modo el

caudal extraído por la campana se compone del impulsado Q_p en forma de cortina y del tomado de la cocina Q_c , con lo que se minimiza éste, ahorrando energía de calefacción/refrigeración.

La cortina de aire puede ser frontal como el representado en la fig. 3b o bien posterior fig. 3c, dependiendo mucho de su acertado diseño el que sea más o menos eficiente.

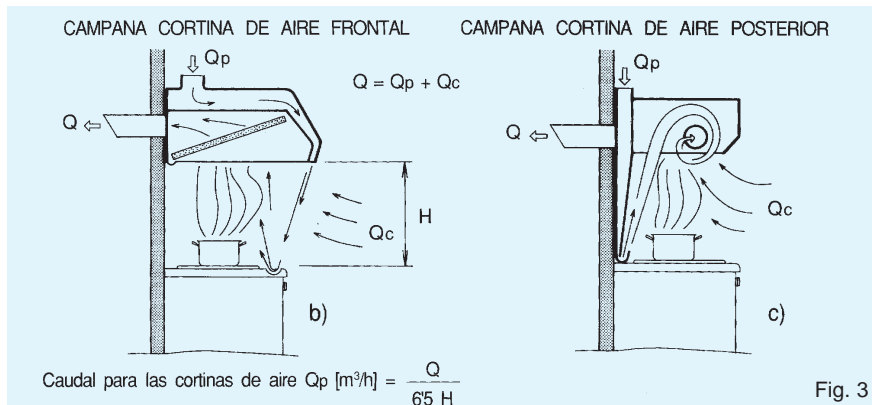


Fig. 3

TABLA ORIENTATIVA PARA LA ELECCIÓN DEL EXTRACTOR O CAMPANA DE COCINA MÁS ADECUADOS. COCINAS CON CAMPANAS ADOSADAS A LA PARED.

Longitud área de cocción (cota L)	Caudal aconsejado (m³/h)	Modelo de extractor SP según longitud del conducto de salida		
		0 a 5 m	5 a 15 m	más de 15 m
Hasta 60 cm	200-300	CK-25N TD-250 Campana de 60 cm con 1 motor	CK-35N CK-40 y CK-40F TD-350 Campana de 60 cm con 2 motores o motor tangencial	CK-40 y CK-40F CK-50 y ECO-500 TD-500 Campana de 60 cm con motor tangencial
Hasta 90 cm	300-600	CK-35N CK-40 y CK-40F CK-50 y ECO-500 TD-350, TD-500 Campana de 90 cm con 2 motores o motor tangencial	CK-40 y CK-40F CK-50 y ECO-500 CK-60F TD-500 Campana de 90 cm con 2 motores o motor tangencial	CK-50 y ECO-500 CK-60F TD-800 Campana de 90 cm con motor tangencial

Tabla 1

TABLA ORIENTATIVA PARA LA ELECCIÓN DEL EXTRACTOR O CAMPANA DE COCINA MÁS ADECUADOS. COCINAS CON CAMPANAS TIPO ISLA.

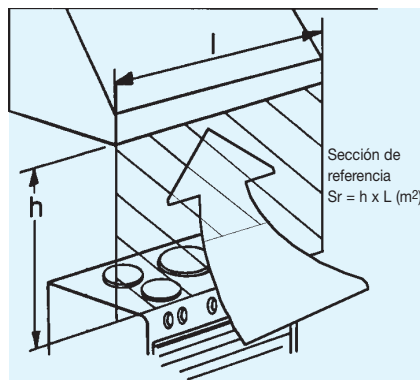
Longitud área de cocción (cota L)	Caudal aconsejado (m³/h)	Modelo de extractor SP según longitud del conducto de salida		
		0 a 5 m	5 a 15 m	más de 15 m
Hasta 60 cm	300-450	CK-40 y CK-40F CK-50 y ECO-500 CK-50 TD-500 Campanas tipo Isla de 90 cm	CK-60F CKB-600 TD-500 Campanas tipo Isla de 90 cm	CKB-800 TD-800 Campanas tipo Isla de 90 cm
Hasta 90 cm	450-900	CK-50 y ECO-500 CK-60F TD-500 Campanas tipo Isla de 120 cm	CK-60F CKB-800 TD-800 Campanas tipo Isla de 120 cm	CKB-1200 TD-1000 Campanas tipo Isla de 120 cm

Tabla 2

El caudal necesario depende de la anchura de la campana y la distancia entre la campana y la fuente.

En esta sección así definida, llamada sección de referencia, la velocidad de captación debe ser de 0'15 a 0'20 m/s.

Cuando la campana es de tipo "isla", es decir, no adosada a ninguna pared, hay que doblar el caudal.



$$\text{caudal} = 3600 \times V \times SR$$

Fig. 4

Normativa

La NBE-CPI 96 especifica en su apartado **18.3 Instalaciones para extracción de humos en cocinas industriales.**

Es necesario, pues, definir que se considera como "cocina industrial", y para ello se ha de seguir el criterio de la Instrucción Técnica

Complementaria ITC-MI-IRG 07 del "Reglamento de instalaciones de gas en locales destinados a usos domésticos, colectivos o comerciales" en la que se consideran cocinas industriales aquellas en las que concurren alguno de los casos siguientes:

- La potencia nominal de utilización simultánea para usos de cocción y/o preparación de alimentos y bebidas sea superior a 30 kW (25.000 kcal/h).
- La potencia nominal de utilización simultánea instalada para cualquier otro uso no indicado en el párrafo anterior sea superior a 70 kW (60.000 kcal/h).

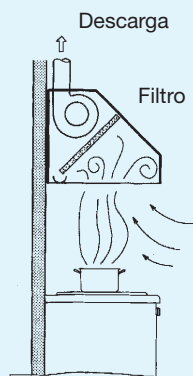
Además, en la misma NBE-CPI 96 se especifica que el sistema de evacuación de los humos será independiente de toda extracción o ventilación y exclusivo para cada local de cocina. La campana, los conductos y los filtros estarán fabricados con materiales M0 (ininflamables).

Por otro lado, en España existe la norma UNE 100-165-92, de aplicación a cocinas de tipo comercial, que establece una serie de puntos de los que entresacamos los siguientes:

El borde de la campana estará a 2 m sobre el nivel del piso (salvando justo la cabeza del cocinero) y sobresaldrá 0.15 m por sus lados accesibles de la planta de cocción.

Los filtros metálicos de retención de grasas y aceites tendrán una eficacia mínima del 90% en peso. Estarán

Campana vacía



Extractores a instalar Dentro de la campana



En la azotea, accionables por control remoto

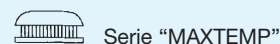


Fig. 5

inclinados de 45° a 60° sobre la horizontal y la velocidad de paso del aire será de 0,8 a 1,2 m/s con pérdidas de carga de 10/40 Pa a filtro limpio/sucio. Los filtros estarán 1,2 m por encima de fuegos abiertos y más de 0,5 m de otros focos de calor.

La ventilación general de la cocina debe ser de 10 l/sm².

La depresión de la cocina respecto a locales adyacentes no debe ser superior a 5 Pa.

La temperatura del aire exterior a introducir en las cocinas no debe ser inferior a 14°C en invierno y superior a 28°C en verano.

Otros aspectos de la norma contemplar materiales y el diseño de conductos de descarga y la necesaria facilidad de inspección y mantenimiento.

Cálculo práctico del caudal

El caudal necesario puede calcularse de forma simple con las fórmulas indicadas en la Fig. 6, para campanas adosadas a la pared con tres lados abiertos y para campanas isla, de cuatro costados abiertos. Para campanas con un solo lado abierto, el frontal, puede usarse la fórmula de caudal mínimo, Q mín.

La altura de la campana al suelo debe salvar justo la cabeza del cocinero/a.

Filtros

Los filtros, que actúan además como paneles de condensación de vapores, deberán ser preferiblemente metálicos, compuestos de varias capas de mallas con densidades crecientes para mejor retener las grasas en suspensión.

La superficie-total debe calcularse:

$$S \text{ [m}^2\text{]} = \frac{Q}{4.000}$$

(resultando velocidad de aire de aprox. 1 m/s)

siendo conveniente repartirla entre dos o más paneles fácilmente extraíbles y de dimensiones aptas para ser colocados en lavavajillas domésticos y someterles a un lavado cómodo con agua caliente y detergentes normales de cocina.

El borde inferior de los filtros debe entregar en un canalón recogedor de condensaciones y líquidos grasos, que pueda ser fácilmente vaciable o ser conducido a un depósito a propósito. La norma dice que este depósito no debe ser superior a litros de capacidad.

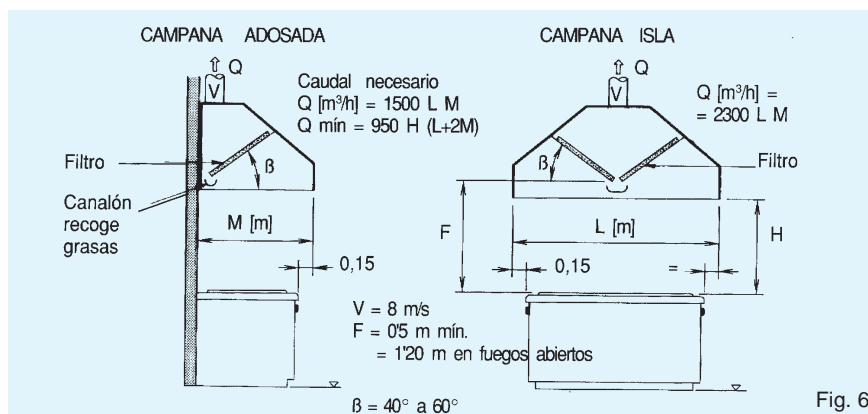


Fig. 6

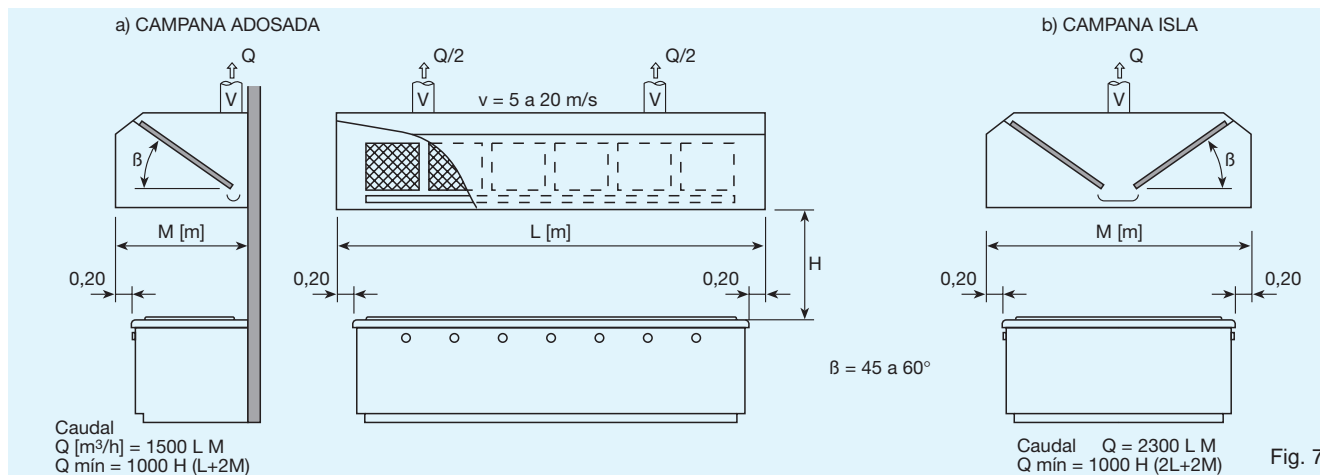


Fig. 7

Cocinas industriales

Las cocinas industriales de restaurantes, hoteles, hospitales, fábricas, etc. mueven grandes masas de aire para poder controlar los contaminantes y por ello tiene mucha mayor importancia su diseño y cálculo.

Si las consideramos simples, o sea, que su caudal sea tomado del interior de la cocina y expulsado al exterior, prescindiendo del ahorro de energía de calefacción, uso frecuente en países de clima benigno con operaciones a ventanas abiertas, el cálculo, según las dimensiones indicadas en los dibujos, se contiene en cada tipo de la Fig. 7.

Las posibles campanas de recirculación, para aplicaciones industriales, deben desaconsejarse a ultranza.

Las campanas de cocinas industriales de lugares con épocas invernales frías, deben diseñarse siempre con aportación de aire primario exterior en evitación de malversar grandes cantidades de aire calefaccionado. Por otra parte resultan también intolerables las corrientes de aire frío que inciden por la espalda a los cocineros ocupados en su labor debajo de las campanas.

Un esquema muy corriente de campana con aportación de aire primario exterior es el de la Fig. 8.

El caudal de aire primario Q_p puede ser regulado por medio de compuertas accionables a mano, permitiendo en todo momento decidir la proporción idónea de la mezcla a extraer. Existen muchas variantes de campanas en el mercado que resuelven el problema de forma original, muchas veces protegida por patentes.

En grandes cocinas todo el techo del local está tratado como si fuera una campana de extracción continua.

Combinan las entradas de aire primario con los caudales de extracción, el control de las condensaciones y líquidos grasos y los puntos de iluminación. Son sistemas de extracción que permiten cocinar en cualquier punto del local y repartir los fogones, las freidoras, los hornos, etc., sin tener en cuenta su ubicación más que por la logística del trabajo, y no por situar los cocinados debajo de las áreas de extracción, ya que todo el techo es aspiración.

El dibujo de la Fig. 9 ilustra un sistema de este tipo.

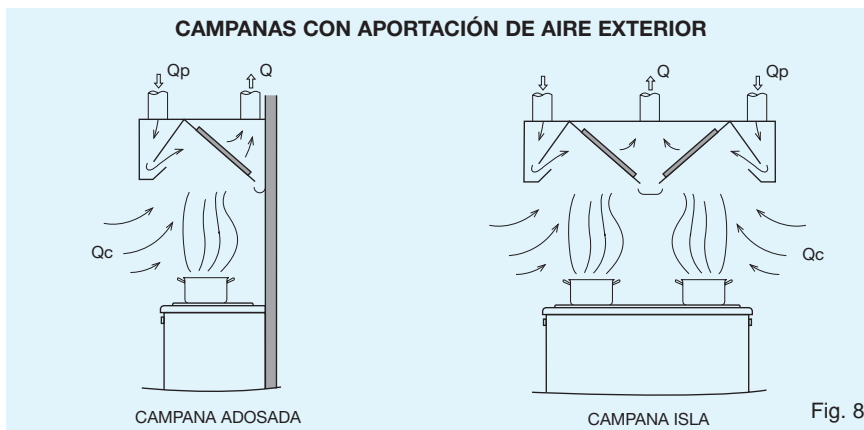


Fig. 8

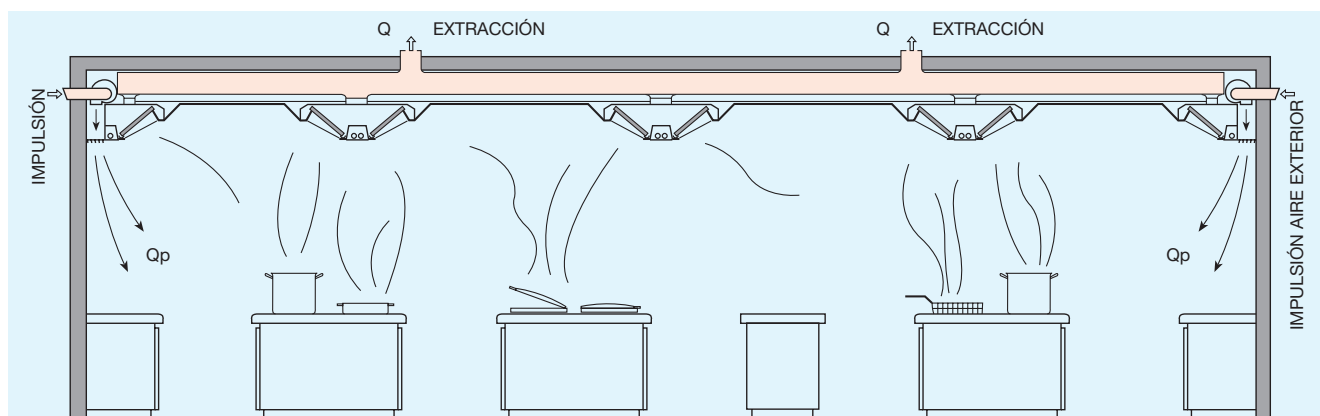


Fig. 9

CASOS DE APLICACIÓN**VENTILACIÓN DE APARCAMIENTOS DE VEHÍCULOS****Objetivo**

El sistema de ventilación de un aparcamiento tiene como objetivo, en primer lugar, garantizar que no se acumulará monóxido de carbono en concentraciones peligrosas en ningún punto del aparcamiento.

En segundo lugar, y en cumplimiento de la normativa NBE-CPI 96, garantizar la evacuación de humos que puedan generarse en caso de incendio. Además, con la ventilación se mantendrán el resto de contaminantes emitidos por los automóviles en unos niveles mínimos.

Se contemplan en este apartado solamente los criterios a tener en cuenta cuando se deba practicar una ventilación forzada de los aparcamientos, siendo también posible realizar una ventilación natural si el aparcamiento está por encima del nivel del suelo y dispone de fachadas accesibles directamente al exterior.

Características del CO

Sin ninguna duda el CO –monóxido de carbono– es el gas más peligroso de los emitidos por un vehículo automóvil y el que requiere de mayor dilución para que no sea perjudicial para las personas. El CO es un gas imperceptible, sin olor ni sabor, cuyo efecto sobre las personas, aspirado en cantidades importantes, es la reducción progresiva de la capacidad de transporte de oxígeno por la sangre, pudiendo, en casos extremos, llegar a provocar la muerte. Sin embargo, los efectos por intoxicación son totalmente reversibles y sin secuelas, y la exposición breve a concentraciones elevadas de CO no presenta riesgo alguno y puede tolerarse.

Se admite que para estancias inferiores a una hora, la concentración de CO pueda alcanzar 125 ppm (143 mg/m³), mientras que para una estancia igual a una jornada laboral de ocho horas, el nivel máximo admisible es de 50 ppm (57 mg/m³).

La densidad del CO es de 0.968, por lo que se acumulará normalmente en las partes altas del aparcamiento.

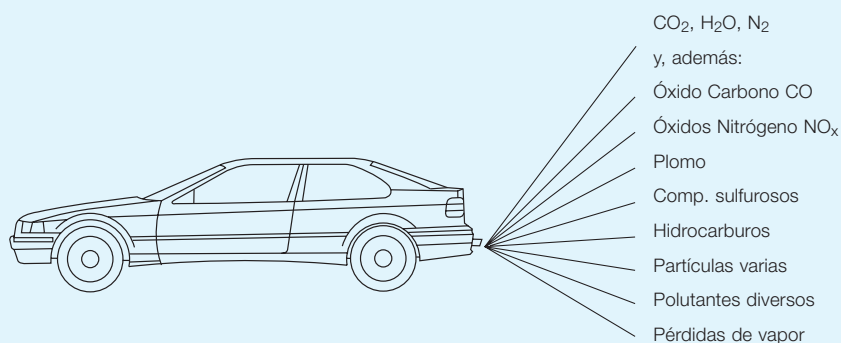
EMISIONES DE UN VEHÍCULO ACTUAL

Fig. 1

Consideraciones sobre la evacuación de humo en caso de incendio

La extracción de humo en caso de incendio de alguno de los vehículos automóviles en el interior de un aparcamiento pretende evitar que los usuarios que se encuentren en el interior del aparcamiento respiren los humos tóxicos generados y pierdan la visibilidad necesaria para alcanzar las vías de escape.

Debido a su temperatura, los humos se acumulan en la parte alta del recinto y deberían poderse evacuar antes de que se encuentren en cantidades importantes, lo que además dificultaría el trabajo de los servicios de extinción, o bien se enfrían excesivamente y alcanzan capas inferiores.

Normativa

El Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión, trata en su instrucción MIE BT027 Capítulo 9 de las Instalaciones en Estaciones de Servicio, Garajes y Talleres de Reparación de Vehículos, y en su hoja de interpretación nº 12 A, 15-1-77, se ocupa de la Ventilación Forzada indicando que para aparcamientos subterráneos la ventilación será suficiente cuando se asegure

una renovación mínima de aire de 15 m³/h por metro cuadrado de superficie. Además, el caudal de ventilación por planta se repartirá, como mínimo, entre dos dispositivos o tomas de ventilación independientes. Cuando el local sea público y de más de 1000 m² deberá existir un suministro complementario para los ventiladores y es obligatorio disponer de detectores de CO para el accionamiento automático del sistema de ventilación.

Como sea que la instrucción MIE BT 027 está en fase de revisión por sus discrepancias con la correspondiente 026, y ante las posibles dilaciones en su publicación, han ido apareciendo reglamentaciones autonómicas que complementan o interpretan alguno de sus aspectos para facilitar su cumplimiento.

Como quiera que existen distintas variantes, en función de la Comunidad Autónoma correspondiente, no es posible recoger en esta hoja técnica todas las disposiciones, por lo que recomendamos recopilar la normativa particular de cada zona. Si realizamos un resumen global de las mismas, el caudal mínimo viene fijado por el valor más alto que se obtiene al aplicar 15 m³/h.m² de superficie, o bien 6 renovaciones/hora (7 en la Comunidad de Madrid), y en

todos los casos se han de mantener como mínimo los dos sistemas de ventilación (generalmente impulsión y extracción), o dos sistemas de extracción).

Como normativa de obligado cumplimiento se encuentra también, desde el año 97, la Norma Básica de Edificación, Condiciones De Protección contra Incendios NBE-CPI-96, que en su Capítulo 4, Artículo 18 Instalaciones y Servicios generales del edificio, y en su ámbito de aplicación G.18 Uso Garaje o Aparcamiento se especifica que los garajes dispondrán de ventilación natural o forzada para la evacuación de humos en caso de incendio.

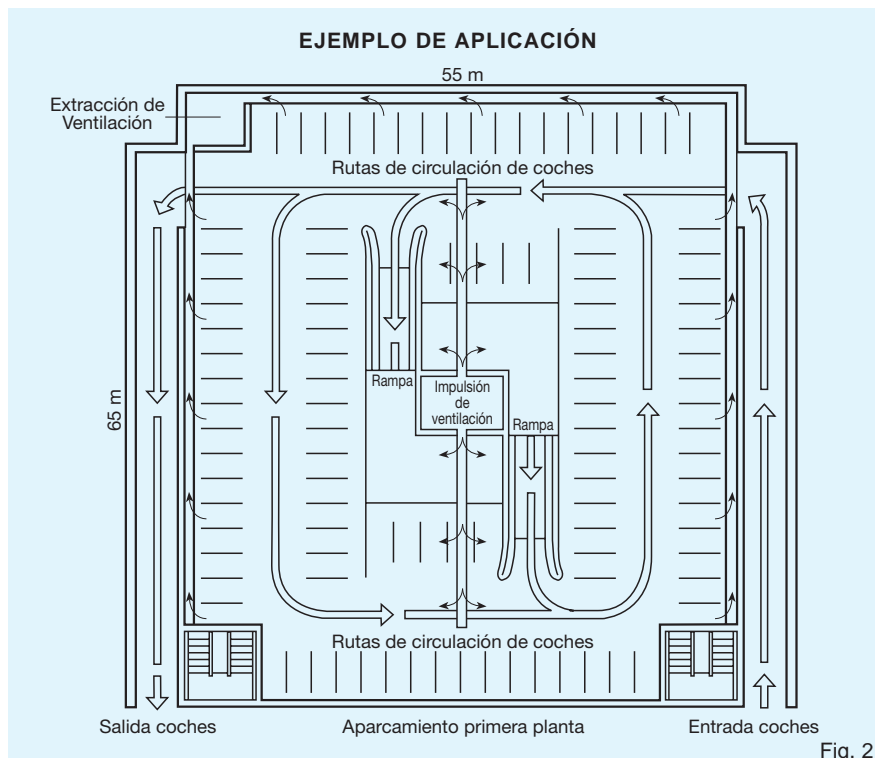


Fig. 2

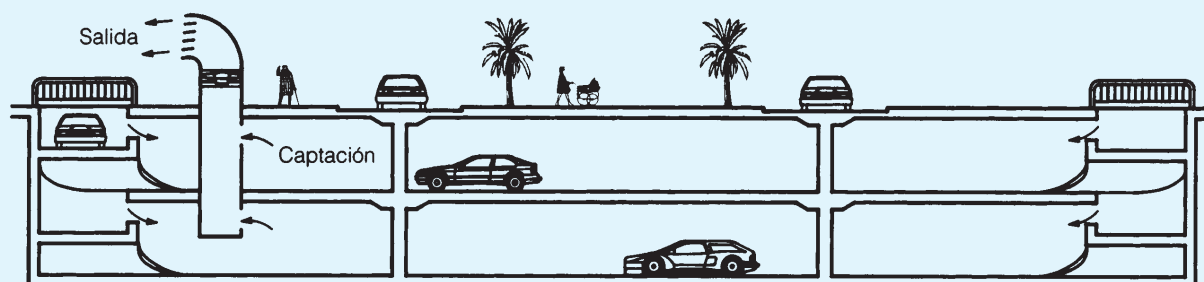


Fig. 3



Fig. 4

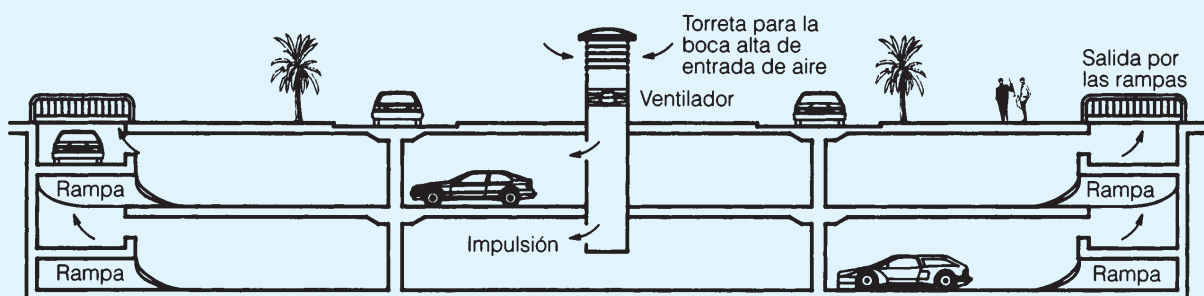


Fig. 5

La ventilación forzada deberá cumplir las condiciones siguientes:

- Ser capaz de realizar 6 renovaciones por hora, siendo activada mediante detectores automáticos
- Disponer de interruptores independientes para cada planta que permitan la puesta en marcha de los ventiladores.
- Garantizar el funcionamiento de todos sus componentes durante noventa minutos a una temperatura de 400°C.
- Contar con alimentación eléctrica desde el cuadro principal

Tanto en ventilación natural como forzada, ningún punto estará situado a más de 25 m de distancia de un hueco o punto de extracción de los humos.

Por último existe la norma UNE 100-166-92 VENTILACIÓN DE APARCAMIENTOS, que si bien no es de obligado cumplimiento, fija unos criterios adicionales que son útiles para diseñar correctamente la instalación: Se dispondrán rejillas de extrac-

ción a razón de cada 100 m² y no más de 10 m una de otra. La velocidad de aire en los conductos no será superior a 10 m/s y el nivel de presión sonora en el aparcamiento no podrá ser superior a 55 dB(A). El aire extraído se descargará a un lugar que diste 10 m, por lo menos, de cualquier ventana o toma de aire, con descarga preferiblemente vertical, y si el conducto desemboca en un lugar de acceso al público, la boca de salida estará a una altura de 2.5 m sobre el suelo, como mínimo.

Sistemas de ventilación

Tres son los sistemas posibles para la adecuada ventilación de un aparcamiento:

- por impulsión
- por extracción
- sistema mixto

Sea cual sea el sistema empleado, y para dar correcto cumplimiento de las normativas expuestas en la anterior hoja, será necesario repartir el caudal de ventilación, como mínimo, entre dos unidades o sistemas de ventilación (REBT).

Ventilación por inyección

Su principal ventaja viene del hecho de que el aire de aportación viene directamente del exterior. Todo el recinto queda en sobrepresión y el aire viciado es obligado a salir por las rampas de acceso al aparcamiento, lo que puede provocar, en caso de recorridos de excesiva longitud, una elevada concentración de CO, que saldrá precisamente por las zonas de acceso al aparcamiento y a nivel de la misma calle. Por otro lado, la NBE-CPI 96 solicita la “evacuación” del humo, lo que descartaría automáticamente este sistema.

Ventilación por extracción

Este sistema, que es el más utilizado, tiene la ventaja de poder controlar la descarga, a través de conductos, hasta el lugar apropiado acorde con las normativas vigentes (especialmente con las Ordenanzas Municipales de cada localidad en las que habitualmente se especifican los criterios que han de cumplir las chimeneas de descarga de aire viciado).

En lo posible es aconsejable prever otras entradas de aire, si es posible, independientes de la propia rampa de acceso, pues allí se producen escapes

ENTRADAS DE AIRE A APARCAMIENTOS

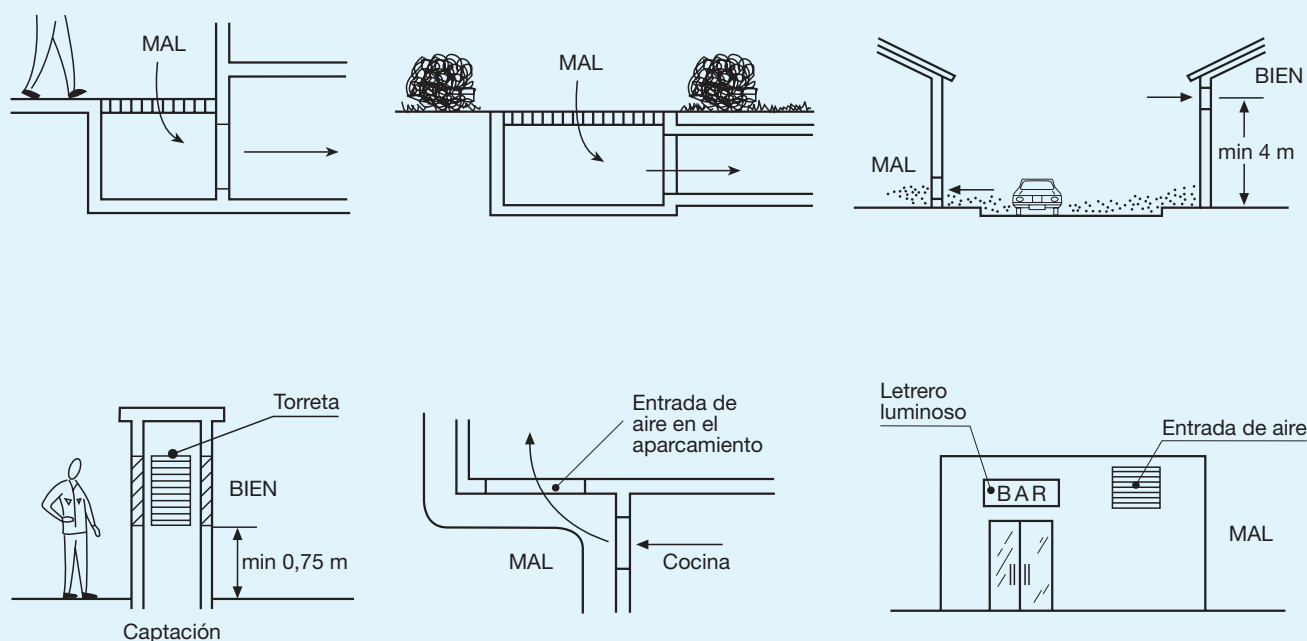


Fig. 6

de gases de los vehículos que entran y salen con retenciones y aceleraciones altamente productivas de CO.

Una ventaja de este sistema es el hecho de que permite usar conductos de menor sección. Así, por ejemplo, en el supuesto de que para la ventilación de un aparcamiento se requieren 10.000 m³/h (para cumplir las necesidades de caudal indicadas por el REBT o por la NBE-CPI 96), y reparatiendo el caudal entre dos sistemas de extracción, cada uno de los sistemas debería extraer sólo un caudal de 5.000 m³/h.

Pero, lógicamente, cada uno de los extractores tendrá que aguantar una temperatura de 400°C durante 90 minutos, para soportar una posible evacuación de los humos que se produjesen en caso de incendio.

Sistema mixto (impulsión y extracción)

Este sistema permite una óptima distribución de aire por el interior del aparcamiento, al permitir, llegar a todos los rincones.

Como inconveniente el hecho de que los sistemas de ventilación quedarán trabajando en serie, por lo que, utilizando el mismo supuesto anterior, el sistema de impulsión debería inyectar 10.000 m³/h de aire fresco, y el

sistema de extracción extraer la misma cantidad de aire (en algunas zonas se introduce, en la primera planta, una cantidad de aire superior a la que se extrae), con el objeto de provocar la salida de aire por la rampa, donde se produce la mayor emanación de CO.

El sistema de impulsión transportará aire fresco del exterior y por tanto se utilizará un ventilador normal; mientras que el de extracción es susceptible de evacuar humo en caso de incendio, y por tanto soportará temperaturas de 400°C durante 90 minutos.

Entradas de aire

Las bocas de captación del aire exterior deben alejarse del suelo de jardines o forestas para no captar hojas o polen; separadas de letreros luminosos por su atracción de insectos; lejos de descargas de aire para no recircular emisiones viciadas, y nunca en el suelo porque puede obturarse por objetos o desechos.

De forma habitual se vienen instalando rejillas por encima de las propias puertas de acceso, lo que permite, a sistema de ventilación parado, una "cierta" ventilación natural del propio aparcamiento, y garantiza una correcta entrada de aire cuando el sistema de ventilación está en funcionamiento,

independientemente de la abertura o no de la puerta de acceso al recinto.

Descargas de aire

Si bien las normativas generales de obligado cumplimiento no dan orientaciones de cómo debe efectuarse la descarga de aire viciado, si que se contemplan en multitud de Ordenanzas Municipales este criterio, indicándose, en la mayoría de ellas que la descarga se efectuará de forma vertical a 2.5 m del suelo si desembocan en lugares de uso o acceso al público, debiendo estar protegidas horizontalmente en un radio de la misma dimensión; o bien sobrepasando un metro la altura máxima de los edificios colindantes, quedando siempre a más de 10 m de cualquier abertura.

Niveles sonoros

La norma UNE especifica que el nivel sonoro producido por el sistema de ventilación en el interior de un aparcamiento no podrá ser superior a los 55 dB (A).

En función del nivel sonoro del tipo de extractores utilizados (determinados por las propias características de la instalación), del punto de descarga y el nivel sonoro máximo admisible, deberán tenerse en cuenta la aplicación de medidas correctoras (silenciadores).

CASOS DE APLICACIÓN**VENTILACIÓN DE GRANJAS INDUSTRIALES I**

La ganadería moderna, desde hace bastante tiempo, se ha orientado hacia una intensificación de la producción, lo que ha originado la creación de unidades de explotación cada vez más grandes e importantes. Este planteamiento, que lleva aparejado la necesidad de una buena productividad de la mano de obra y una alta a efectuar la cría en recintos cerrados con una gran densidad de animales en donde se han modificado las condiciones de vida naturales. La explotación de estas unidades de producción de proteínas animales han puesto en evidencia la importancia de poder controlar el clima interno del local destinado a la cría, debido a la influencia que tiene sobre el crecimiento y la salud de los animales.

De la importancia del control ambiental, en el caso de cochiqueras, puede darnos una idea la Tabla que nos muestra la influencia de la temperatura y de la humedad del aire sobre el aumento de peso y la utilización del alimento por el ganado porcino.

Los principales parámetros que deben controlarse para obtener un ambiente adecuado en una explotación ganadera son:

- La Temperatura
- La Humedad
- La Calidad del aire
- La Velocidad
- La Iluminación

No obstante, estos parámetros son diferentes para cada especie de animales y, dentro de cada una de ellas,



las condiciones óptimas varían según que los animales sean jóvenes o adultos, estando íntimamente relacionados unos con otros por lo que debe tenerse en cuenta esta interdependencia como puede verse en las Tablas III y IV.

Temperatura

Se considera al parámetro más importante para el éxito de una explotación ganadera. Una temperatura demasiado baja obliga al animal a utilizar una parte de sus reservas ener-

géticas para luchar contra el frío, por lo que una porción del alimento ingerido se utiliza para mantener su temperatura interna en lugar de aumentar su peso, creciendo así su índice de consumo. Si la temperatura es demasiado elevada el animal se esfuerza en reducir su propia producción de calor comiendo menos. Esta lucha para mantener la temperatura se traduce en una baja producción de carne.

TABLA I (Ganado Porcino)

Temperatura °C	Humedad relativa % del aire	Aumento de peso gramos/día	Índice de consumo
24	90	700	3,6
23	50	780	3,4
15	70	780	3,4
8	70	710	3,7
3	70	630	4,3

Humedad relativa del aire

Está relacionada con la temperatura ambiente. Los valores ideales se encuentran entre 60 y 80%. Por encima del 80% la humedad relativa es perjudicial tanto para los animales como para el edificio y sus instalaciones.

Calidad del aire: Los contenidos máximos en volumen de gases deben ser:

Anhídrido carbónico $\leq 3,5 \%$

Amoníaco $\leq 0,1 \%$

Ácido sulfhídrico $\leq 0,02 \%$

Velocidad del aire

Es una consecuencia del caudal de aire necesario para la ventilación de la expresión. La velocidad del aire también está relacionada con la temperatura en el recinto; así, para temperaturas bajas, una velocidad de más de 0,5 m/s causa una sensación de frío desagradable.

De lo dicho vemos que la renovación del aire no podrá efectuarse satisfactoriamente si el local no tiene un volumen suficiente o, lo que es lo mismo, la superficie ocupada por cada animal deberá ser superior a un valor determinado.

En la Tabla II se muestra las velocidades de aire recomendadas para distintas especies así como el espacio necesario para su alojamiento.

Iluminación

Experimentalmente se ha demostrado que la iluminación es uno de los factores principales de las variaciones estacionales de muchas funciones fisiológicas.

Sin querer profundizar en la influencia de este factor, ya que no se dispone de datos sobre ganado porcino y

TABLA II

ESPECIE		ESPACIO		VELOCIDAD DEL AIRE m/s	
		m ²	Nº Animales	INVIERNO	VERANO
AVÍCOLA	Ponedoras (sobre tela metálica)	9	100	0'15	0'3
	Pollos de carne	6	100	0'1	0'2
CUNÍCULA	Gazapos	5 ÷ 7	100		
	Gazapos en recría	20 ÷ 25	100	0'15	0'25
	Hembra con sus crías	40 ÷ 50	100		
PORCINO	Maternidad (cerda + camada)	7 ÷ 7'5	1	0'05	0'1
	Lechones			0'15	0'2
	Engorde 25 kg.	0'3 ÷ 0'55	1	<0'2	<1'5
	Engorde 110 kg.			<0'5	<4'5
BOVINO	Jóvenes	2'5 ÷ 6'5	1	(T < 5 °C) 0'1 (T < 10 °C) 0'2	
	Adultos			(T < 5 °C) 0'2	
OVINO	Ganado ovino			Máx. < 0'2	

ovino, sí que es interesante exponer que, según algunas investigaciones, en el caso de las gallinas ponedoras, si éstas han nacido en los meses con días largos (junio y julio) y que están sometidas a fotoperíodos decrecientes, aunque empiezan a poner más tardíamente, sus huevos son más grandes y más numerosos en un período dado.

Otras investigaciones llevadas a cabo con vacas lecheras han demostrado que, si se someten a una alternativa de luz y oscuridad determinados, se aumenta, de una manera notable, su producción lechera.

Ventilación de las granjas

En los recintos en que se alojan animales se produce la emisión de un conjunto de gases como anhídrido carbónico, gases amoniacales y sulfhídricos, además de vapor de agua, que son perjudiciales para un buen estado de salud de los animales así como para la conservación de los aparatos y de los edificios.

Para mantener unas condiciones ambientales óptimas es necesario extraer estos gases para no sobrepasar los niveles señalados, sustituyéndolos por aire nuevo. Esta aportación se aire nuevo también servirá, en verano, para eliminar el exceso

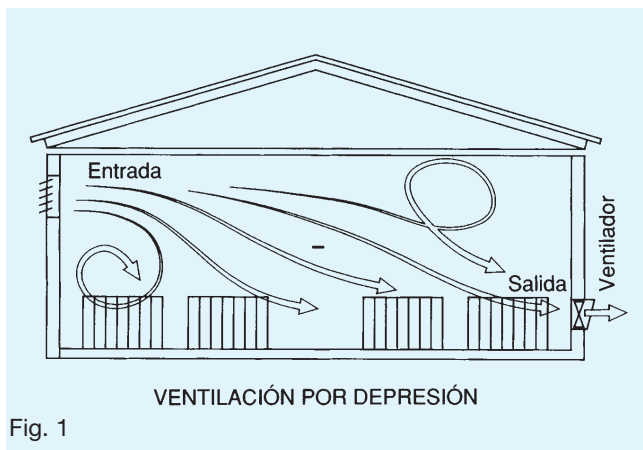


Fig. 1

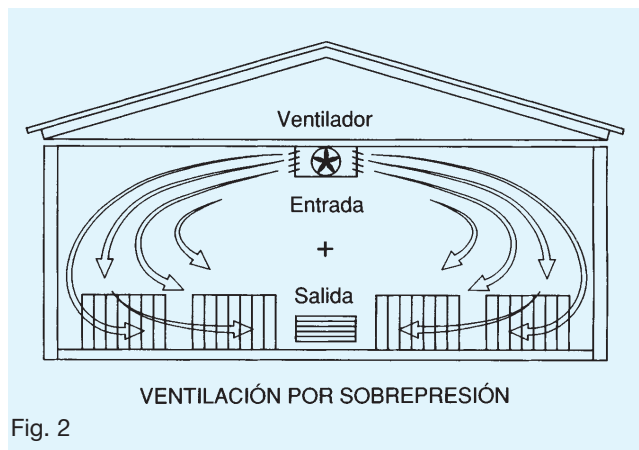


Fig. 2

de calor que puede ser perjudicial tanto para la salud de los animales como para la rentabilidad de la explotación.

Deberá distinguirse entre:

Ventilación en invierno en que, debido a la necesidad de limitar los gastos de calefacción, la ventilación debe mantenerse al mínimo para asegurar las condiciones de salubridad de la explotación.

Ventilación en verano en que, para evacuar el exceso de calor, deberán extraerse cantidades de aire importantes evitando, no obstante, las corrientes de aire perjudiciales para los animales.

En las Tablas III y IV se han recopilado las necesidades de aire nuevo para distintas especies animales.

Sistemas de Ventilación

Teóricamente, la ventilación puede efectuarse mediante los dos sistemas siguientes:

– Ventilación natural

– Ventilación mecánica

La ventilación natural no permite más que la regulación manual y es difícil dar respuesta a cambios bruscos de temperatura como muestra la fig. 3.

Debido pues a que con la ventilación natural no se puede asegurar el caudal de aire extraído y, por lo tanto, no es posible regular el ambiente interior, se tomará en consideración en adelante únicamente la ventilación mecánica.

Ventilación Mecánica

También llamada ventilación dinámica, es la que el movimiento del aire se consigue gracias a ventiladores accionados por un motor.

Según la forma en que se introduce el aire, se habla de:

– Ventilación por depresión

– Ventilación por sobrepresión

En ambos casos el diseño suele basarse en los siguientes principios:

- El aire limpio debe introducirse por la parte alta con el objeto de que, antes de llegar a los animales, sufra un cierto calentamiento.
- La extracción del aire viciado debe efectuarse por la parte baja después de pasar sobre las deyecciones y evitando, en lo posible, que este aire se extienda por el recinto.

EJEMPLO DE UNA POSIBLE VARIACIÓN DE TEMPERATURA INTERIOR DE UNA GRANJA AVÍCOLA CON VENTILACIÓN NATURAL, NO CONTROLADA AUTOMÁTICAMENTE, CON MOTIVO DE UNA SÚBITA PERTURBACIÓN ATMOSFÉRICA.

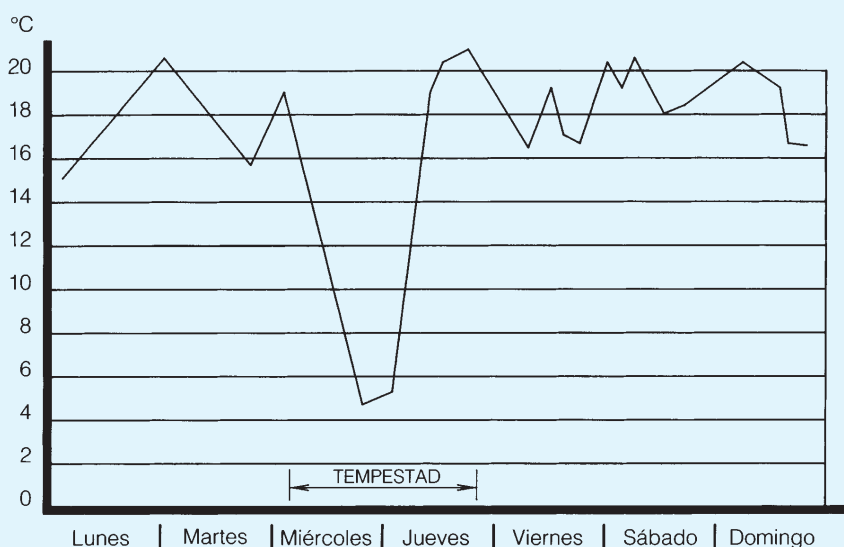


Fig. 3

TABLA III

TIPO DE ANIMAL	Zonas de temperaturas óptimas con aire calmado	Producción de calor sensible en W por animal		Desprendimiento de vapor de agua en g/h por animal	Caudal de ventilación deseable en m³/h	
					invierno	verano
Vaca lechera	-10 a +30 °C	780		680	por animal	
					120-160	400-800
Ternera	8 a 16 °C (1 ^{as} semanas)	50 kg	120	120	por 100 kg de peso vivo	
	8 a 16 °C (1 ^{as} semanas)	150 kg	250	230	40-60	100-120
Novillo	-10 a +25 °C	300 kg 400 kg	350 380	300		
Oveja + Cordero Oveja gestante	8 a +20 °C -7 a +20 °C	85-90/oveja 40-50/cordero de 25 kg		60 30	100	300-400
Lechón						
Recién nacido	30 a 40 °C		3'8	12	40-60	100-120
Cría	21 a 28 °C	10 kg	25	35		
Destetado 4 semanas	20 a 25 °C	20 kg	50	60		
Cerdo final de engorde	15 a 25 °C	90 kg	125	150		
Marrana gestante	12 a 20 °C	150 kg	220	180		
Gazapo (menos de 8 días)	30 a 32 °C				por kg de peso vivo	
Conejo engorde o adulto	12 a 25 °C	2 kg 3 kg	6'2 9'3	4'6 7'2	-	2 - 3
Gallina ponedora	6 a 24 °C	1'8 kg 2'3 kg	9'2 11	3'3 3'9	1'5	6 - 9
Pollo pollito + de 4 semanas	35 °C 13 a 20 °C	0'04 kg 0'45 kg 1'22 kg	0'35 4'3 7	0'21 1'5 2'5	0'7	3 - 5

Ventilación por depresión

Es el sistema de ventilación más extendido y se basa en provocar una depresión, en el interior del local, fluyendo el aire exterior por las aberturas. El aire viciado se extrae mediante ventiladores instalados en la parte inferior de las paredes o en el extremo de conductos situados debajo del pavimento.

Las ventajas que presenta este sistema de ventilación, son:

- Velocidad de aire muy baja, a nivel de los animales.
- Una mayor facilidad para insuflar aire dentro del local, precalentado en invierno cuando exista un cielo raso.
- Una mejor evacuación de los gases nocivos.
- Un coste de instalación, generalmente, más reducido.
- La ventilación por depresión puede realizarse sin necesidad de instalar conductos.

En la fig. 1 puede verse un esquema de una instalación de este tipo.

Ventilación por sobrepresión

Con este sistema se controla la entrada de aire pues, normalmente, el aire se introduce mediante un conducto. No obstante, pueden presentarse problemas en el momento de proyectar las salidas, si se quieren respetar las reglas que se han dado más arriba.

Las ventajas que presenta este sistema de ventilación, ver fig. 2, son:

- Un mejor control del aire de ventilación.
- Una independencia mayor respecto a las condiciones ambientales exteriores, principalmente respecto a los vientos imperantes en la región.
- Posibilidad de tratar el aire de ventilación (calefacción, filtrado, etc.).
- Mayor facilidad para asegurar una buena repartición del aire dentro del recinto.

En una próxima Hoja Técnica se completará el tema Ventilación de Granjas.

TABLA IV

ESPECIES	EDAD EN SEMANAS	TEMPERATURA AMBIENTE °C	HUMEDAD RELATIVA EN %	VENTILACIÓN EN m³/h	ILUMINACIÓN	
					DURACIÓN	INTENSIDAD/m²
Paloma	Producción de carne	12-16	60-70%	2 a 3 m³/h/kg de peso vivo	13-15 h	2 a 3 W
	reproductor	12-16	60-70%	2 a 3 m³/h/kg de peso vivo	13-15 h	2 a 3 W
Oca	1	20				
	2	17				
	3	17				
	4	15				
	5	15				
	6	15				
	7	15				
	8	15				
	reproductor				plan de iluminación	
	durante el cebo	15-16	70-80%			
Pato	1	18	75-70%			4 W
	2	18	70%			4 W
	3	17	70%			3'5 W
	4	17-16	70-68%			3'5 W
	5	16	70-68%			3 W
	6	15	70-68%			2'5 W
	7	15	70-68%			2'5 W
	8	15	70-68%			2'5 W
	9 a 16	15	70-68%			2'5 W
Pintada	reproductor		70-68%		plan de iluminación	
	1	30	70%		24 h	
	2	25	70-68%		14 a 15 h	4 W
	3	19	68-65%		además de	4 W
	4	18	65-55%		una	3 W
	5	18	65-55%		lamparilla	3 W
	6	18	65-55%		durante el	3 W
	7	18	65-55%		período de	3 W
	8	18	65-55%		obscuridad	3 W
	9 a 16	nunca menos de 15	65-55%			3 W
	reproductor	20	55-60%		plan de iluminación	
Codorniz	1	22-24	70%			
	2					
	3					
	4					
	5					
	6					
	7					
	reproductor	22-24	70%	4 a 5	16 a 18 h	5 W
Pavo	1	24	78%			
	2	23	65%			
	3	22	55-60%			
	4	20	55-60%			
	5	18	55-60%			
	6	de 16 a 18	55-60%			
	7	nunca por				
	8	debajo de				
	16	14 °C				
	24					
	reproductor	10-12	58-60%		plan de iluminación	

CASOS DE APLICACIÓN**VENTILACIÓN DE GRANJAS INDUSTRIALES II**

Los alojamientos para los animales en una explotación ganadera pueden adoptar muchas variantes como es lógico pues, según sea el ganado a cobijar, vacuno, cerda, avícola, cunícola, etc. Y aún dentro de una misma especie, la edad de los animales, adultos, crías, madres, etc. y el objetivo a alcanzar, engorde, reproducción, etc. hace que deba atenderse a múltiples aspectos para lograr el ambiente adecuado a cada uno. Y como se ha indicado en la Hoja Técnica precedente, el ambiente viene configurado por el aire que contiene, caracterizado a su vez por

su temperatura, su humedad, la calidad y velocidad, influyendo también la luz, natural o artificial y el ruido, que puede perturbar el sosiego de los animales cuando es demasiado elevado o inoportuno.

Aquí se darán solamente algunas características constructivas de instalaciones ganaderas atendiendo a la ventilación, sin establecer si una u otra es más conveniente a cada especie, edad u objetivo a alcanzar. Para una aplicación concreta nos remitimos a un eventual estudio a realizar por especialistas en veterinaria o ingeniería, que señale la opción

más adecuada de cuántas existen descritas aquí o en otros lugares.

Una nave tipo que muestra varias soluciones se representa en la Fig. 1 con el deseo de exponer su funcionalidad, sin tener en cuenta unas evidentes exclusiones de unas respecto de las otras, derivadas del inconveniente de resumirlas en la misma figura. Para describirlas aisladas, se han graficado las Fig. 2 a 9 con indicación expresa del sistema empleado y las etapas del circuito que recorre el aire desde su entrada al recinto hasta la salida, expresando también la situación de los aparatos de ventilación.

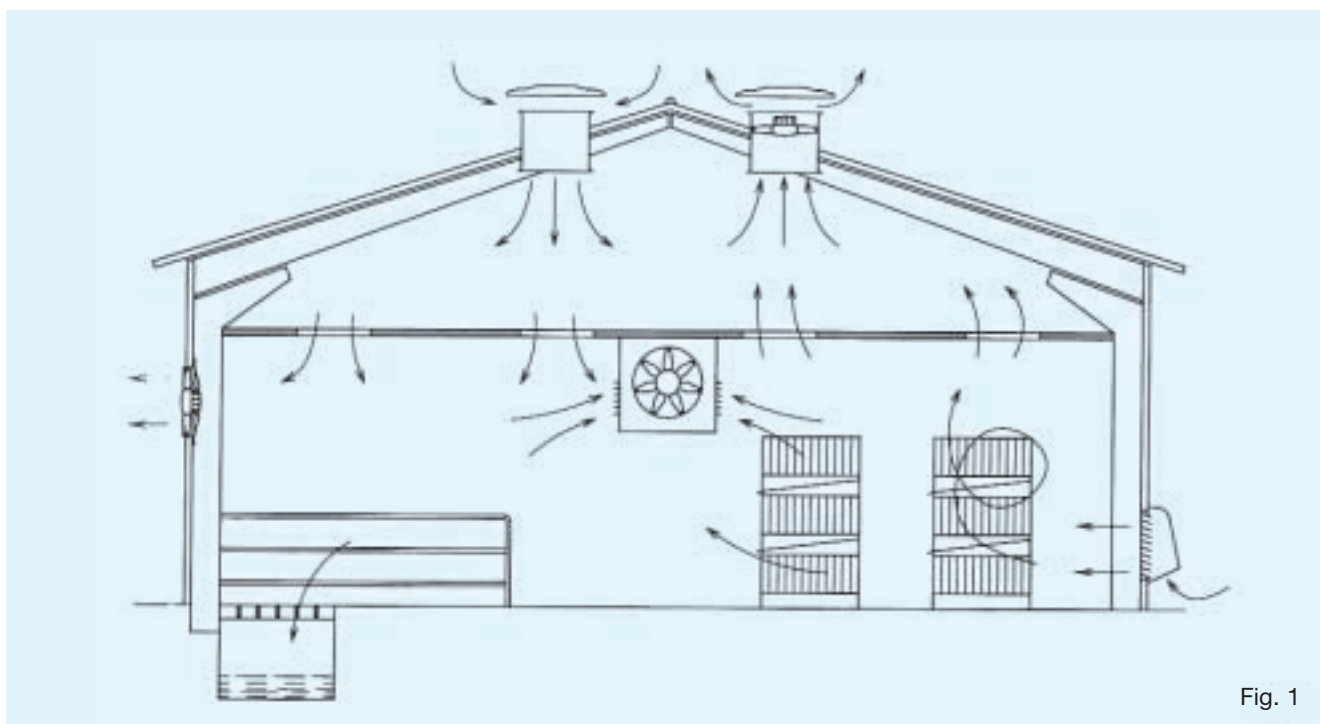


Fig. 1

Si se desea actuar a través del tejado debe tenerse en cuenta que el atravesar la cubierta exige un tratamiento especial para asegurar la estanqueidad de la misma. Si se dispone una entrada de aire debe preverse una protección, un sombrerete que proteja de la lluvia y que esté dimensionado según se indica en la H.T. 3/94. Si se instala un extractor de tejado, el aparato ya lleva instrucciones de cómo proceder a su instalación. Por otra parte ya tiene una tobera de descarga que actúa además como paravientos y también,

una compuerta de protección contra la lluvia. Los ventiladores S&P tipo HCAT y MAX-TEMP responden a estas necesidades.

Si los aparatos se instalan en los frontales del edificio, se puede extraer el aire directamente de la nave o bien por encima del cielo raso, si existe. En este caso el espacio hasta el tejado actúa de plenum en depresión, uniformando la extracción a través de aberturas con rejilla, distribuidas por toda la superficie del mismo. Si estos aparatos murales se

disponen como impulsores, insuflando aire a la nave, la ponen en sobrepresión.

Pueden asimismo hacerlo a una canalización, flexible o rígida, dispuesta en la parte alta a todo lo largo del edificio, con aberturas de sección creciente para asegurar un caudal uniforme de ventilación.

Si la impulsión o extracción se hace por las paredes laterales debe dividirse el caudal total necesario entre varios aparatos distribuidos a lo largo de las paredes para repartir uni-

EXTRACTORES DE AIRE

Murales, sobre una pared insuflando aire al interior.

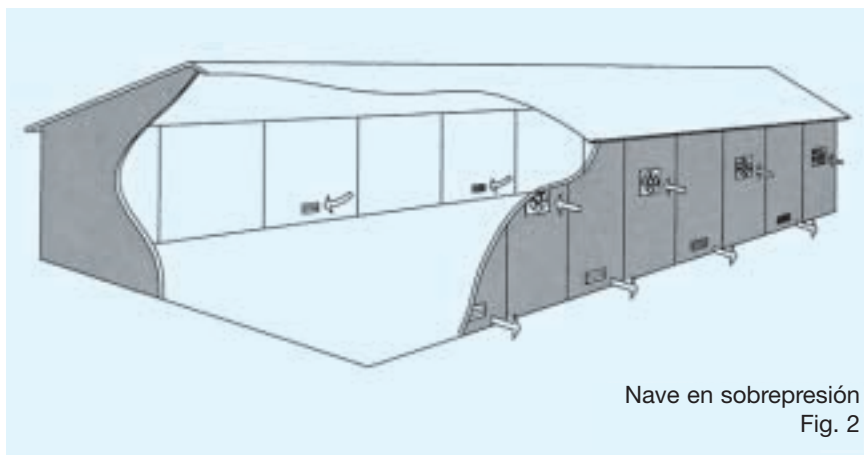
ENTRADA DE AIRE

Por el aparato, en la parte alta de la nave.

SALIDA DE AIRE

Por la parte baja, en el mismo lado.

Dimensiones: 0,25 a 0,3 m² por m³/s de caudal.



Nave en sobrepresión
Fig. 2

EXTRACTORES DE AIRE

Murales, en la parte alta de una pared, extrayendo aire del local.

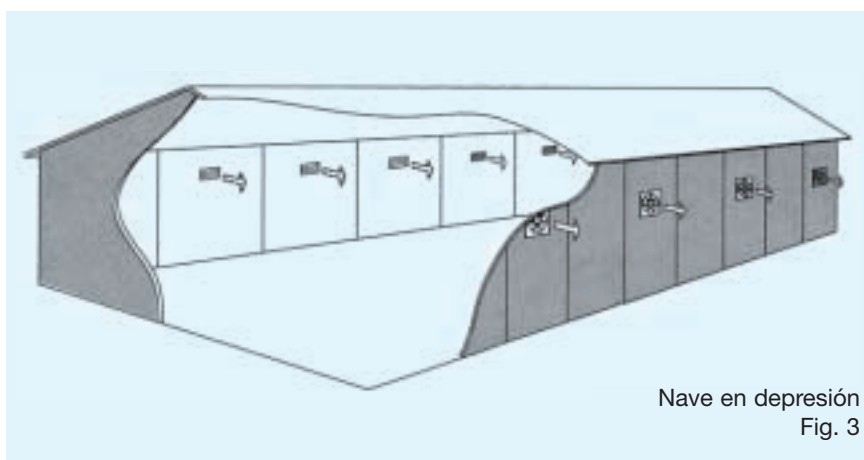
ENTRADA DE AIRE

Por la parte baja de la pared opuesta.

Dimensiones: 1 m² por m³/s de caudal.

SALIDA DE AIRE

Por los extractores.



Nave en depresión
Fig. 3

EXTRACTORES DE AIRE

Murales, colocados en la parte alta de ambas paredes opuestas.

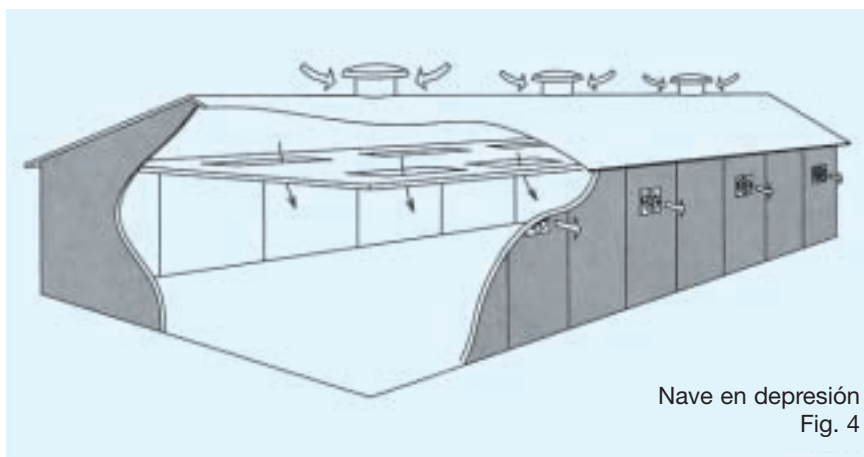
ENTRADA DE AIRE

Por el tejado y por el cielo raso distribuido uniformemente.

Dimensiones: 1 m² por m³/s de caudal.

SALIDA DE AIRE

Por los extractores.



Nave en depresión
Fig. 4

EXTRACTORES DE AIRE

Mural, en la parte alta de los frontales de la nave, sin cielo raso.

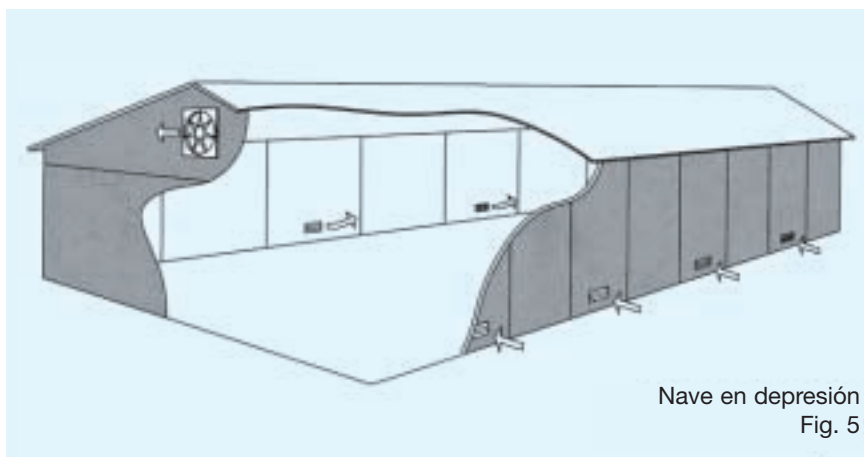
ENTRADA DE AIRE

Por aberturas en la parte baja de ambas paredes, un metro debajo de los animales.

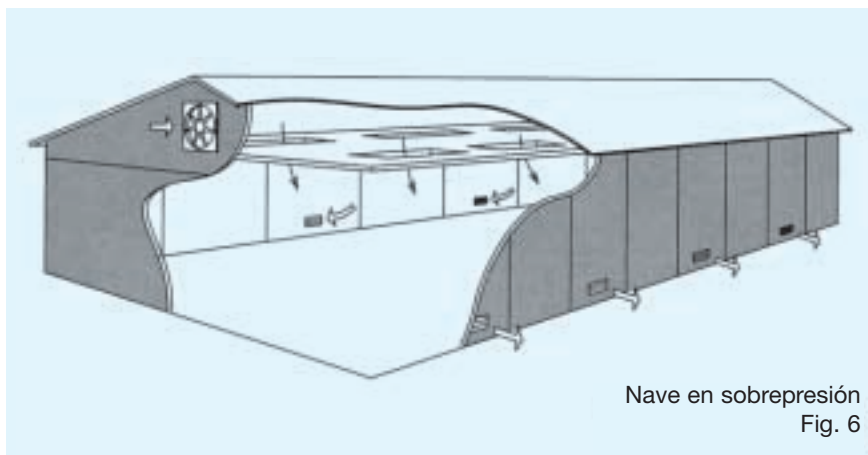
Dimensiones: 1 m² por m³/s de caudal.

SALIDA DE AIRE

Por los extractores.



Nave en depresión
Fig. 5



Nave en sobrepresión
Fig. 6

EXTRACTORES DE AIRE

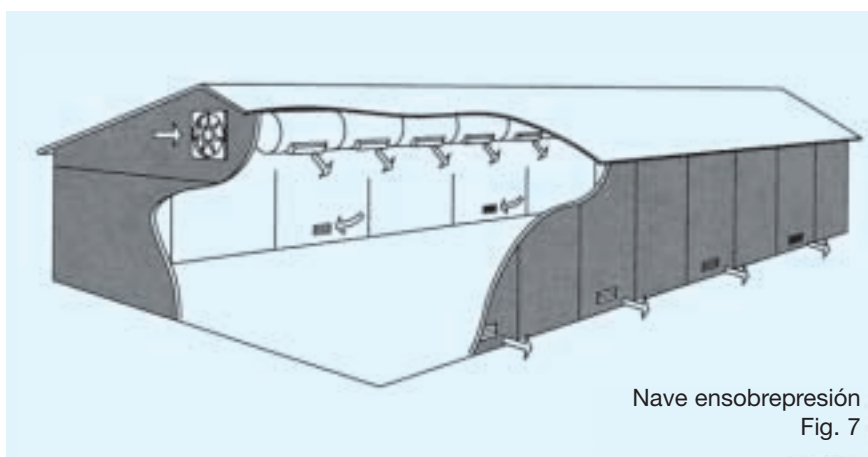
Aparato mural en el frontal de la nave, por encima del cielo raso.

ENTRADA DE AIRE

Aberturas en el cielo raso.
0,15 a 0,20 m² por m³/s caudal.

SALIDA DE AIRE

Por la parte baja de las paredes.
Dimensiones:
0,25 a 0,30 m² por m³/s caudal.



Nave en sobrepresión
Fig. 7

EXTRACTORES DE AIRE

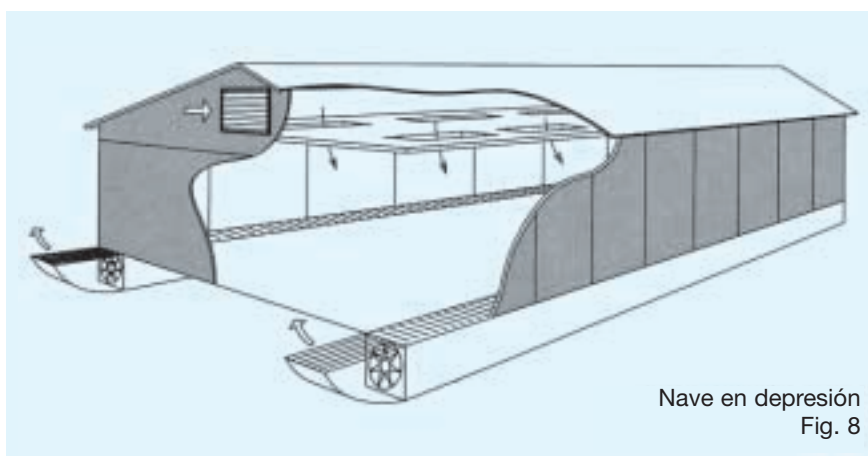
En el frontal de la nave, insuflando a una canalización.

ENTRADAS DE AIRE

Por aberturas laterales, a lo largo de la canalización. Dimensiones:
0,15 a 0,20 m² por m³/s caudal.

SALIDA DE AIRE

Por la parte baja de las paredes laterales. Dimensiones:
0,25 a 0,30 m² por m³/s caudal.



Nave en depresión
Fig. 8

EXTRACTORES DE AIRE

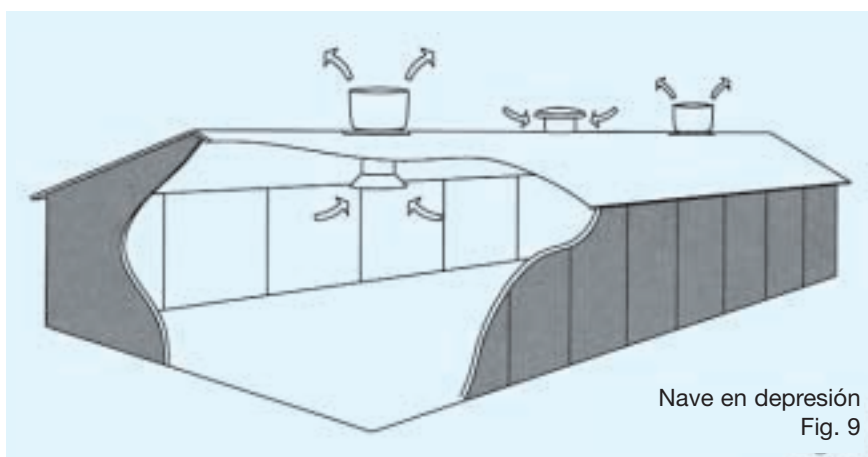
Al final de un canalón subterráneo, descargado al exterior.

ENTRADA DE AIRE

Por aberturas en el cielo raso o en una canalización horizontal.

SALIDA DE AIRE

Por enrejado sobre el canal a lo largo de los laterales de la nave.



Nave en depresión
Fig. 9

EXTRACTORES DE AIRE

En chimeneas, extrayendo aire.

ENTRADA DE AIRE

Por los laterales de la nave, un metro por debajo de los animales.

SALIDA DE AIRE

Por las chimeneas.

formemente el aire. Los aparatos en extracción deben llevar persianas de cierre por gravedad para proteger los aparatos de la lluvia o bien deflectores de entrada de aire para el mismo fin, si son impulsores.

Las entradas de aire por las paredes laterales deben distribuirse también a lo largo de la nave y estar a una altura del suelo acorde con las necesidades de los animales de la granja, por encima o por debajo de ellos, y siempre a través de persianas, mejor con lamas orientales.

Si los animales están en baterías apiladas, como es corriente en explotaciones avícolas, el tratamiento debe ser diferente de cuando se trata de animales libres por el suelo, en compartimentos vallados o no, como en las granjas porcinas.

La extracción de aire por canalones subterráneos, debajo de enrejados, presentan la ventaja de eliminar, a la vez que ventilan, el olor de los purines.

Control de la Ventilación

Debido a la diferencia entre las necesidades de aire en verano y en invierno, deberá efectuarse la instalación de ventilación para poder suministrar el máximo caudal, es decir, el necesario en verano, pero previendo dispositivos que permitan disminuirlo, hasta conseguir el caudal mínimo necesario en invierno.

No obstante, y dentro de un mismo día, al variar las condiciones exteriores puede ser necesario aumentar o disminuir el caudal de aire de ventilación, según que la temperatura interior sobrepase o no unos niveles determinados.

Esta variación de la ventilación se consigue mediante un sistema de regulación del caudal, pudiendo conseguirlo actuando sobre el número de ventiladores en marcha o sobre la velocidad de los mismos. Aunque esta regulación puede lograrse por accionamiento manual de los ventiladores, por regulación automática "todo o nada" o por regulación automática, variando la velocidad de giro de los aparatos, sólo se expondrá este último sistema por ser el más fiable y que ha dado mejores resultados.

Control automático de la Ventilación

Este tipo de control puede hacerse a base de un temporizador horario que conecte los aparatos o los detenga a intervalos fijados de antemano, según sea la estación del año o las condiciones ambientales que se deseen obtener. Otra forma de control automático, más perfecto, es a base de regular electrónicamente la velocidad de los ventiladores que, ordenado por los elementos sensibles a la temperatura, humedad, gases, etc., deciden su marcha.

Así, desde la ventilación mínima vital antes señalada, ligera pero constante en invierno, hasta la máxima posible en verano, se pasa por todos los valores intermedios, sin necesitar la intervención del hombre.

En cualquier momento, ya sea por un descenso brusco de temperatura provocado por una tormenta, de día o de noche, o bien una alza súbita del termómetro, el control automático reaccionará inmediatamente ordenando la marcha de los ventiladores para proporcionar la ventilación adecuada a aquel momento, manteniéndose por mientras duren tales circunstancias y volviendo a las anteriores, una vez haya cesado el fenómeno perturbador.

Enfriamiento del aire de Ventilación

En verano, en las regiones cálidas, sucede que el rendimiento de la explotación disminuye debido a las altas temperaturas dentro del local. Este fenómeno se observa principalmente en el caso de cerdos de engorde y en las explotaciones avícolas. La ventilación sola puede que no sea suficiente pues, lo

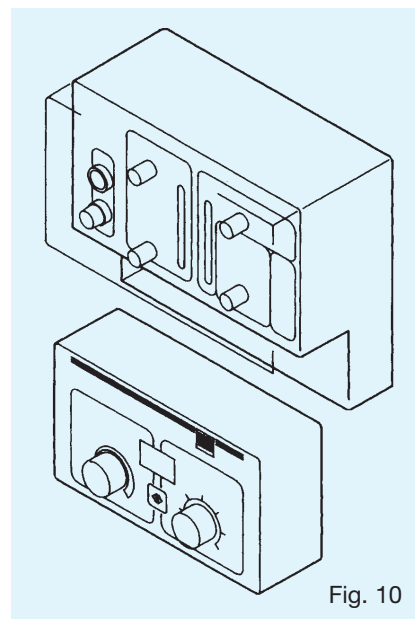


Fig. 10

único que se consigue, en el mejor de los casos, son temperaturas algún grado por debajo de la temperatura exterior.

Cuando sea precisa la refrigeración del local, pueden usarse dos sistemas:

Tratamiento frigorífico.

Humidificación del aire.

El primer sistema implica unos costes que solo pueden permitirse explotaciones contadas.

El segundo, más sencillo y con costes bajos, la refrigeración se consigue humidificando el aire a la entrada de la nave para luego evaporarse adiabáticamente dentro de ella, con el consiguiente descenso de la temperatura del aire de ventilación.

La Fig. 11 muestra un esquema del sistema: Un panel permeable a base de tela, virutas de madera, etc. empapado de agua, es atravesado por el aire a su entrada a la granja.

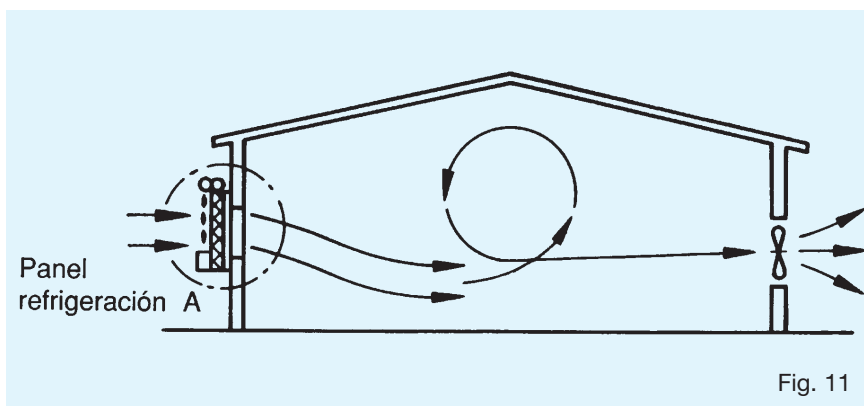


Fig. 11

CASOS DE APLICACIÓN

PRESURIZACIÓN DE LOCALES

En múltiples ocasiones se precisa efectuar la ventilación de un local o espacio determinado provocando en dentro del mismo una sobrepresión, esto es, que exista una presión superior a la del ambiente exterior que envuelve el local.

Es el caso de cabinas o túneles de pintura en las que se exige la más absoluta ausencia de polvo que de existir se adheriría a las superficies recién pintadas o bien en grandes naves con estructuras metálicas, granjas agropecuarias por ejemplo, en las que las entradas de aire incontroladas, cuando se ventila por extracción, acarrearán humedad del exterior condensando en las armaduras metálicas del edificio que acaba produciendo herrumbres nocivas.

La ventilación por sobrepresión, con impulsión de aire cuya pureza puede controlarse, provoca una presión dentro del local que determina la salida del mismo por aberturas dispuestas al efecto y, también, por orificios, rendijas, intersticios de la construcción o porosidad de las paredes, techos y suelos, con lo que se evita la entrada por estas aberturas incontroladas del polvo, la humedad u otros gases exteriores no deseados.

La determinación de los ventiladores que deben instalarse para conseguir una sobrepresión concreta presenta una cierta complejidad que se presenta a grandes rasgos en esta Hoja Técnica.

Parámetros que intervienen

Sobre el croquis de un local representado en la Fig. 1 describiremos los parámetros que juegan en una presurización.

- V Es el ventilador que impulsa el aire al local.
- Q_v Es el caudal de aire (m^3/h) que inyecta el ventilador V.
- Q_s Caudal de aire que sale por las aberturas funcionales (puertas, ventanas, rejillas, etc.)
- Q_p Caudal de aire que escapa por los orificios invisibles del local (porosidad de paredes y techos, rendijas, etc.)

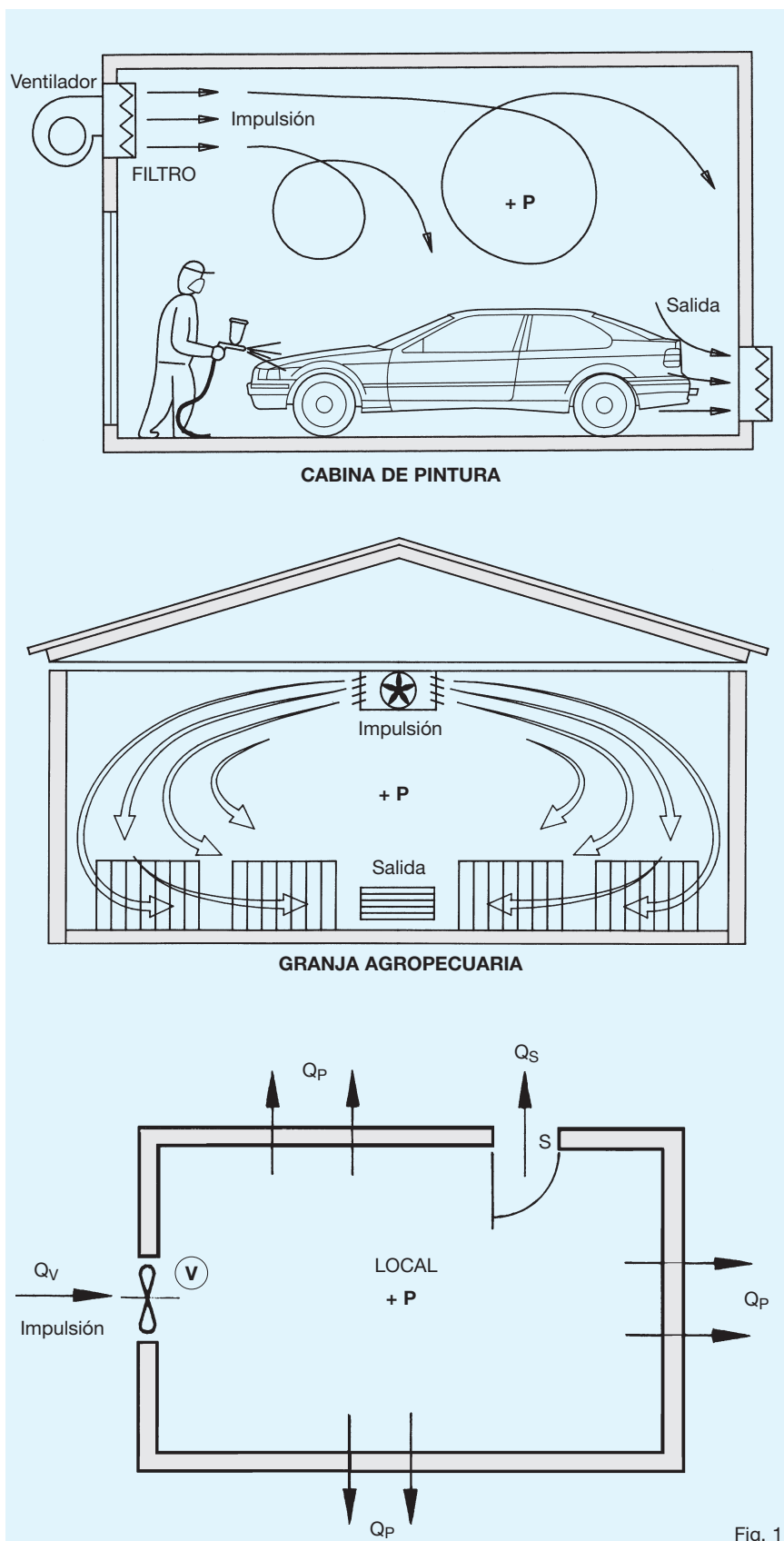


Fig. 1

P Es la sobrepresión dentro del recinto. Un micromanómetro representado por un tubo en U nos da su valor.

Analizando estos parámetros vemos que lo que ofrecerá mayor dificultad para su determinación será el caudal a través de los orificios invisibles, o sea la suma de los caudales Q_p .

Para conocer la sobrepresión dentro del local, o sea P, y establecer a la vez un posible cálculo es conveniente ver el problema a partir de un conjunto de supuestos.

Uno de ellos, el más sencillo, para presurizar un recinto como el de la fig. 1 consiste simplemente en impulsar aire mediante un ventilador, que hemos representado por V.

Del caudal Q_v que impulsa este aparato, una parte Q_s saldrá del local por las aberturas funcionales (Puertas, ventanas, rejillas) dispuestas para esta finalidad y otra parte escapará por orificios invisibles como porosidad de las paredes, rendijas en techos y suelos, etc. Todas las salidas serán más o menos resistentes al paso del aire según sea su estanquidad.

Es fácil suponer que tanto Q_v como Q_p dependerán de la sobrepresión P que reine en el interior del recinto, de modo que al variar ésta variarán aquéllas. Ambos están ligados por la función:

$$Q_s + Q_p = K \sqrt{P}$$

La constante K puede determinarse experimentalmente o bien calcularla como veremos más adelante.

Si sobre unos ejes coordenados representamos esta función tendremos la gráfica de la característica resistente del sistema, fig. 2. Si a continuación dibujamos la característica del ventilador V, obtendremos el punto de trabajo T al que corresponde la presión P_T de presurización del local.

Podría ser que por unas razones u otras, la presión P obtenida se considerara excesiva y no interesara aumentar la salida de aire funcional S dispuesta, para rebajar la característica resistente OT. En este caso se puede solucionar el problema instalando un segundo ventilador, que llamaremos extractor, y que viene representado por E en la fig. 3, con lo que se aminora la presión que provoca el ventilador V trabajando solo.

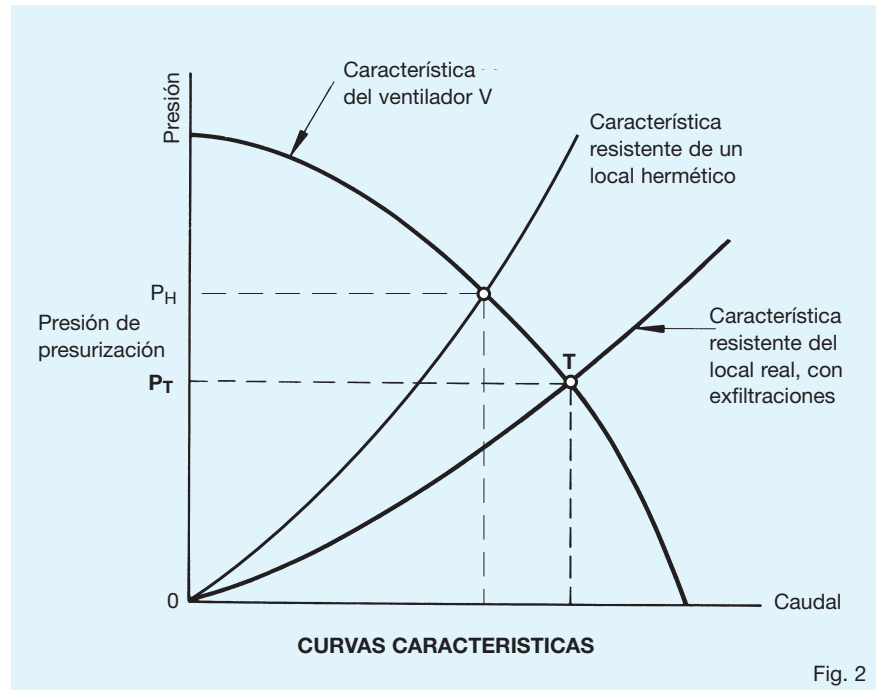


Fig. 2

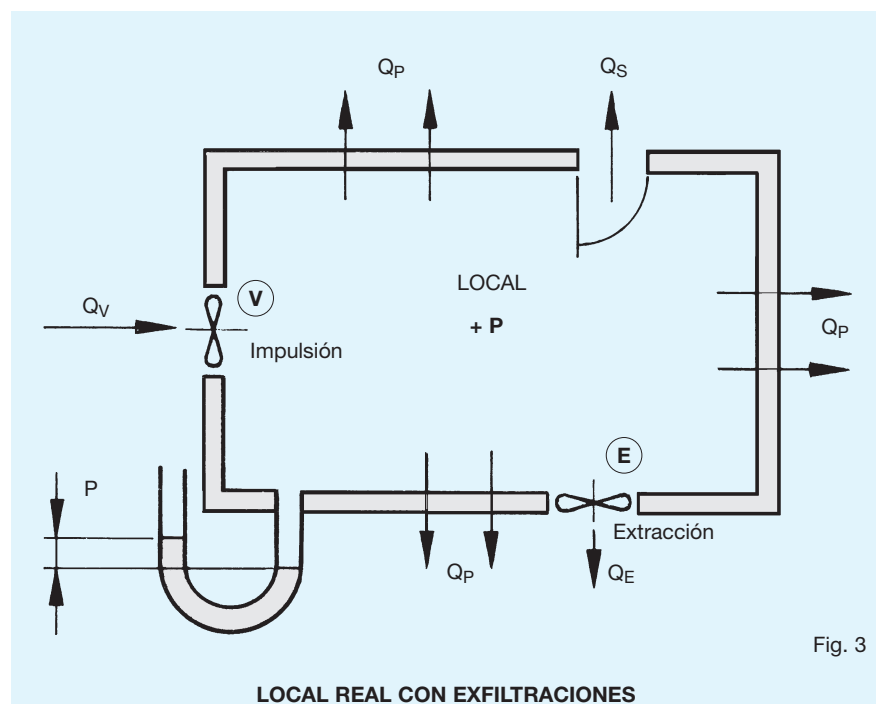
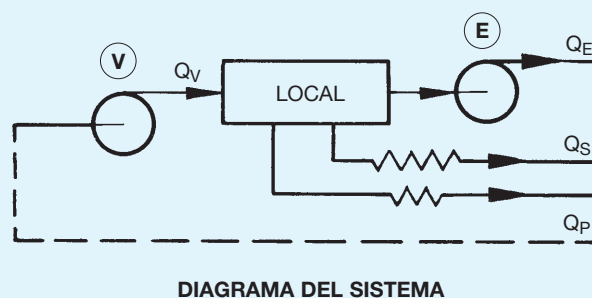
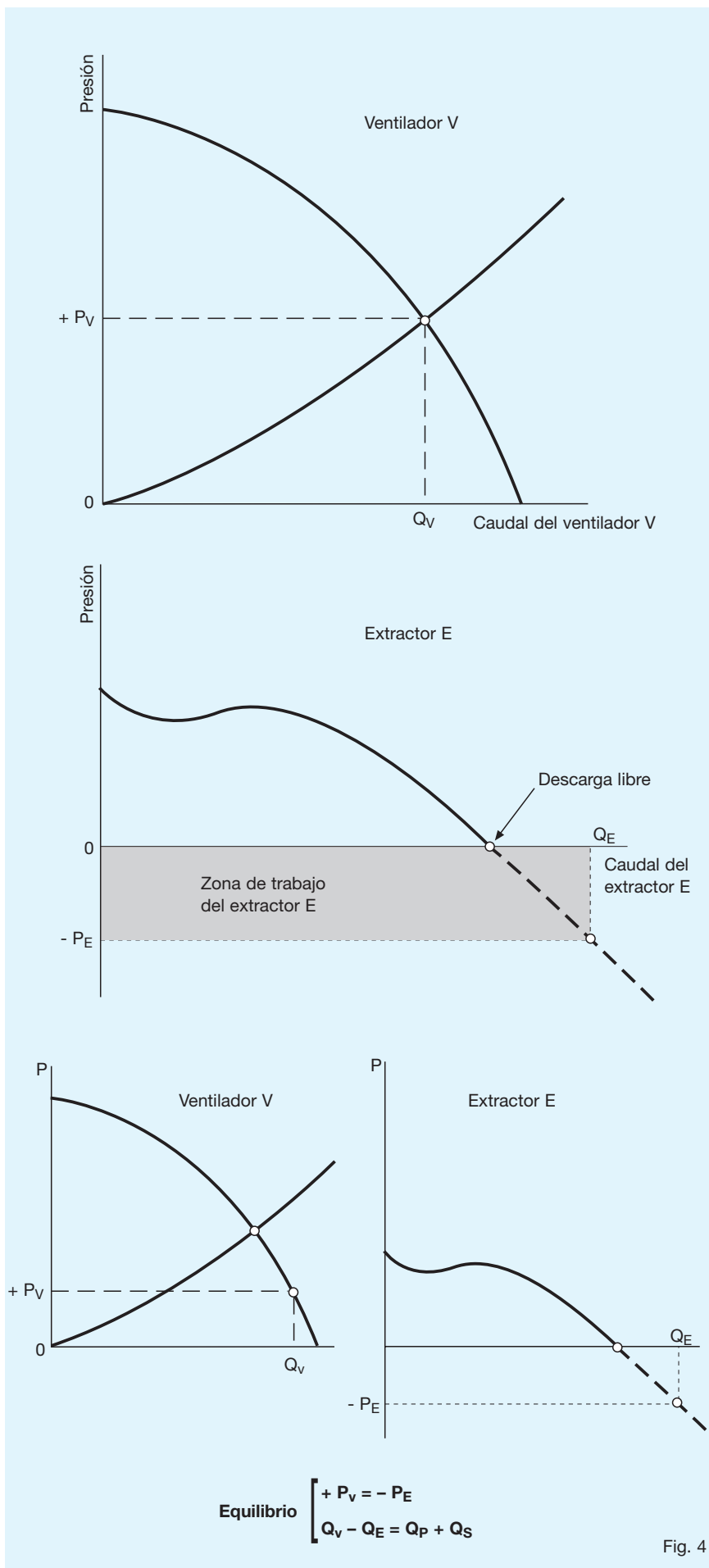


Fig. 3





Local hermético

Es decir, que las paredes, las puertas y construcción en general sean absolutamente estancos. Se cumpliría que:

$$Q_s = Q_p = 0$$

Todo el caudal que se impulsa al recinto se hace a través del Ventilador V y todo el que sale del mismo lo hace por el extractor E.

El ventilador V provoca una sobre-presión mientras que el extractor tiende a crear una depresión.

El ventilador V trabaja en la zona que la fig. 4 muestra como de presiones positivas, suministrando el caudal Q_v y sobrepresionando el local con $+P_v$.

Pero el extractor E no trabajará de la forma acostumbrada vehiculando aire desde un lugar a presión baja a otro a presión alta, sino que sacará aire del interior del recinto presurizado hacia el exterior que está a presión cero.

La característica del extractor E de la fig. 4 muestra que la zona de trabajo será la indicada con línea de trazos, más allá de la descarga libre.

Hay que tener presente que si el extractor es del tipo centrífugo álabes adelante, aumenta mucho la potencia consumida cuando trabaja en esta zona pudiéndose quemar el motor eléctrico si no se dimensiona adecuadamente.

Local real, con exfiltraciones de aire

Trasladando el sistema de ventilador-extractor instalados en un local real, con aberturas funcionales y orificios invisibles, fig. 3, tenemos que considerar que el caudal de aire impulsado no será igual al extraído por el aparato E, sino que parte del mismo saldrá por aquellas aberturas. Equilibradas las entradas y salidas bajo una sobre-presión dominante, es como debemos estudiar la situación.

El sistema alcanzará el equilibrio cuando la presión P_v a que trabaje el ventilador V se iguale a la P_E del extractor E, con lo que la diferencia de los caudales respectivos $Q_v - Q_E$ sea igual a $Q_p - Q_s$.

Para determinar este punto de equilibrio puede construirse la gráfica $(P, Q_v - Q_E)$ a partir de las características de los dos aparatos V y E, procediendo como sigue:

Sobre la gráfica del ventilador V de la fig. 5 se marca la presión P_1 encon-

trando el caudal Q_{V1} y lo mismo sobre la característica del extractor E, a la presión $-P_1$ veremos que le corresponde el caudal Q_{E1} .

Sobre unos ejes situaremos un punto 1, (P_1 , $Q_{V1} - Q_{E1}$). Procediendo igual para otras presiones P_2 , P_3 , etc. situaremos los puntos 2, 3, ... que nos llevarán a dibujar toda la gráfica de la característica conjunta de los dos ventiladores, fig. 6.

Si luego representamos sobre la misma la curva resistente $Q_s + Q_e = K \sqrt{P}$ mencionada al principio, hallaremos el punto de trabajo T' al que le corresponderá una presión $P_{T'}$ más baja que la que se obtenía, la P_T de la fig. 2 con un solo ventilador trabajando, el V.

Determinación de la constante K

El caudal a través de una abertura en una pared, o un orificio cualquiera, de sección S, que separa dos recintos con una diferencia de presión P entre ellos, puede calcularse por medio de la expresión siguiente:

$$Q = 0,827 S \sqrt{P}$$

En donde Q está en m^3/s

P en P_a

Si las aberturas son funcionales, como puertas, ventanas, rejillas, etc. se determinará el valor de S midiendo la sección de las mismas y sumando el de la superficie libre de todas ellas.

Para el caso de porosidades pueden tomarse los valores aproximados de la Tabla I.

La constante K valdrá:

$$K = 0,827 (S_s + S_p)$$

en donde,

S_s = Superficie libre de salida del aire.

S_p = Suma de los valores de las distintas porosidades, rendijas, etc.

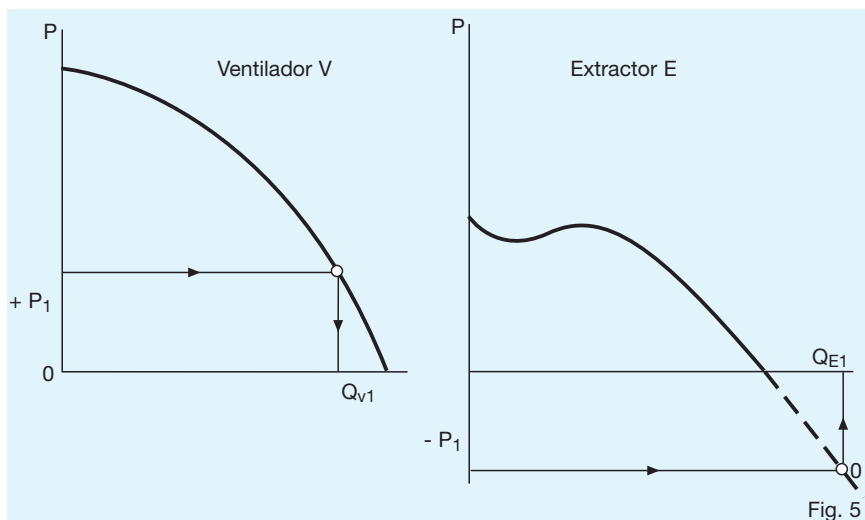


Fig. 5

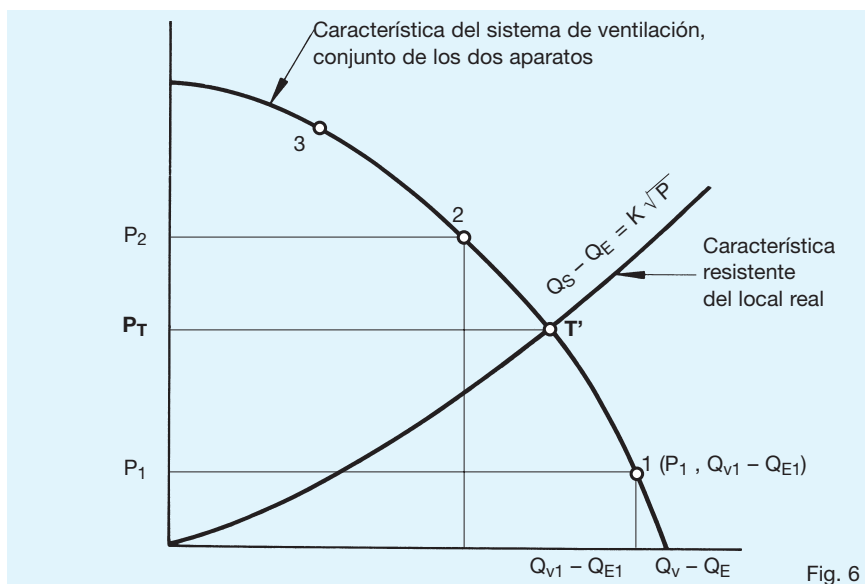


Fig. 6

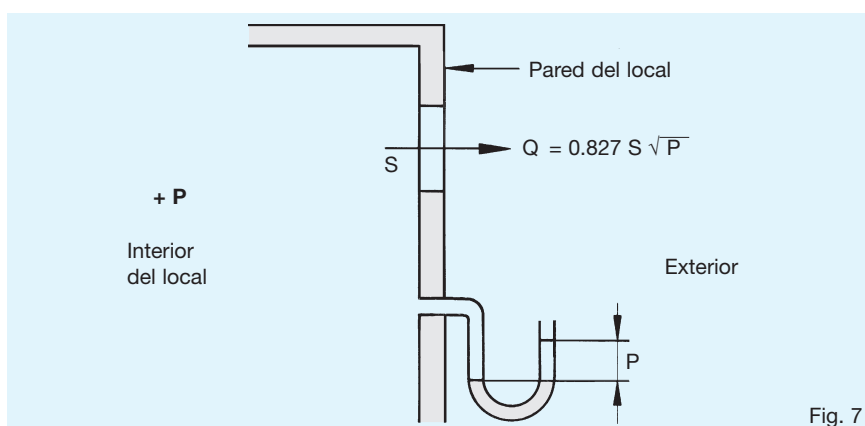


Fig. 7

Tipo de construcción		Porosidad reducida m^2/m^2 de superficie
Paredes	- Ladrillo poroso liso	4×10^{-5}
	- Ladrillo poroso con tres capas de pintura	3×10^{-5}
	- Ladrillo macizo con una capa de pintura	2×10^{-5}
	- Ladrillo poroso, buen acabado, enrasillado y enyesado	$0,2 \times 10^{-5}$
Ventanas	- Ventana con un cierre excelente	2×10^{-4}
	- Ventana con un mal cierre	6×10^{-3}

Para las puerats cerradas suele considerarse una porosidad doble a las ventanas

TABLA I

CASOS DE APLICACIÓN

DEPURACIÓN DEL AIRE. Filtros I

El aire que respiramos contiene partículas en suspensión, se llama polvo en general, que pueden aumentar considerablemente debido a los procesos industriales como triturado, taladrado, pulido, etc. Mantener la cantidad de estas partículas dentro de unos límites razonables es una de las operaciones a que debe someterse el aire, tanto para prevenir posibles enfermedades como evitar inconvenientes en tales procesos y averías en útiles o máquinas.

Disminuir el contenido de polvo y partículas en suspensión presentes en el aire es la acción que denominaremos **DEPURACIÓN DEL AIRE**.

Los principales parámetros que definen el proceso son:

- **Tamaño de las partículas en suspensión.**
- **Concentración de polvo en el aire.**

La Tabla I muestra distintos tipos de polvo y el tamaño de sus partículas que pueden encontrarse en suspensión en el aire, expresado en:

µm (micras) = mm/1.000

No obstante los datos de esta tabla no debe creerse que en tipo de polvo determinado existe una sola granulometría y un solo tamaño de partículas sino que presenta un espectro amplio, tal como muestra la Tabla II para el polvo de la calle.

En la Tabla II se muestra según sea el ambiente considerado la concentración de polvo del mismo.

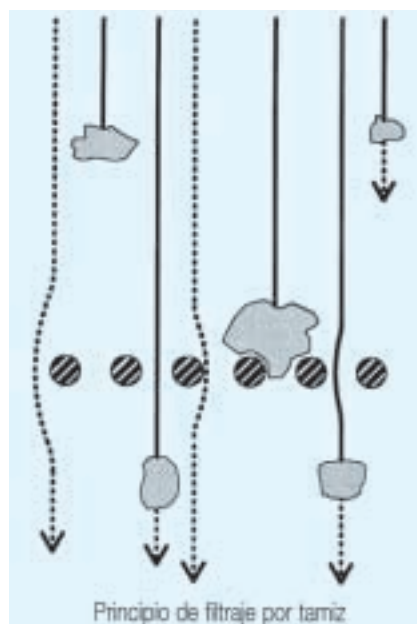
Los dispositivos utilizados para depurar el aire se dividen en dos grupos principales:

- **Filtros de aire.**
- **Separadores de polvo.**

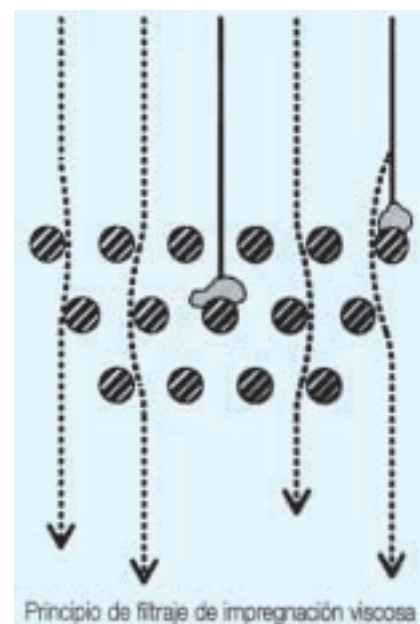
FILTROS DE AIRE

Son dispositivos diseñados para disminuir la concentración de las partículas que se encuentran en suspensión en el aire. El tipo de filtro a emplear dependerá del tamaño de las partículas a separar tal como se muestra en la fig. 1, así:

- Para la separación de virus y partículas de tamaño molecular se utilizan filtros de **Carbón Activo**.



Principio de filtraje por tamiz



Principio de filtraje de impregnación viscosa

TAMAÑO DE LAS PARTÍCULAS

Tipo de polvo	µm
- Polvo de la calle	0'5
- Polvo de voladuras	1'4
- Polvo de fundición	1 ÷ 200
- Corte de granito	1'4
- Nebolina	1 ÷ 40
- Cenizas volantes	3 ÷ 70
- Carbón pulverizado	10 ÷ 400

Tabla I

POLVO DE LA CALLE

Tamaño partículas µm	Porcentaje %
0-5	39
5-10	18
10-20	16
20-40	18
40-80	9

Tabla II

- Para separar hollín y el humo de tabaco deben utilizarse filtros **Electrostáticos**.

- Para separar polen y polvo deben utilizarse filtros **Húmedos o Secos**.

Otra característica a tener en cuenta cuando quieran emplearse filtros es que la concentración de partículas en el aire no debe ser demasiado elevada, pues de otro modo el filtro quedará colapsado rápidamente con lo que el mantenimiento de la instalación sería muy gravosa. El límite superior de concentración de polvo en el aire para poder emplear filtros es de 35 mg/m³.

De los dos primeros nos ocuparemos en una próxima Hoja Técnica. A continuación trataremos de los más corrientes.

Filtros Húmedos

Llamados también viscosos consisten en un entramado filtrante de material

Ambiente	Concentración polvo mg/m ³
- Rural	0'04 a 0'045
- Barrio periférico	0'05 a 1
- Ciudad, general	0'5 a 2
- Zona industrial	0'5 a 5
- Calle ciudad	1 a 3
- Fábricas	0'5 a 9
- Fabril o de minas con mucho polvo	9 a 900

Tabla III

metálico o fibra que está impregnado de una materia viscosa como aceite o grasa, Fig.2.

Si se observa un filtro de este tipo veremos que en el lado de entrada del aire el material es mucho menos tupido que en el lado de salida, con esta disposición se consigue aumentar la vida del filtro ya que las partículas que quedan primeramente retenidas son las de mayor granulometría y

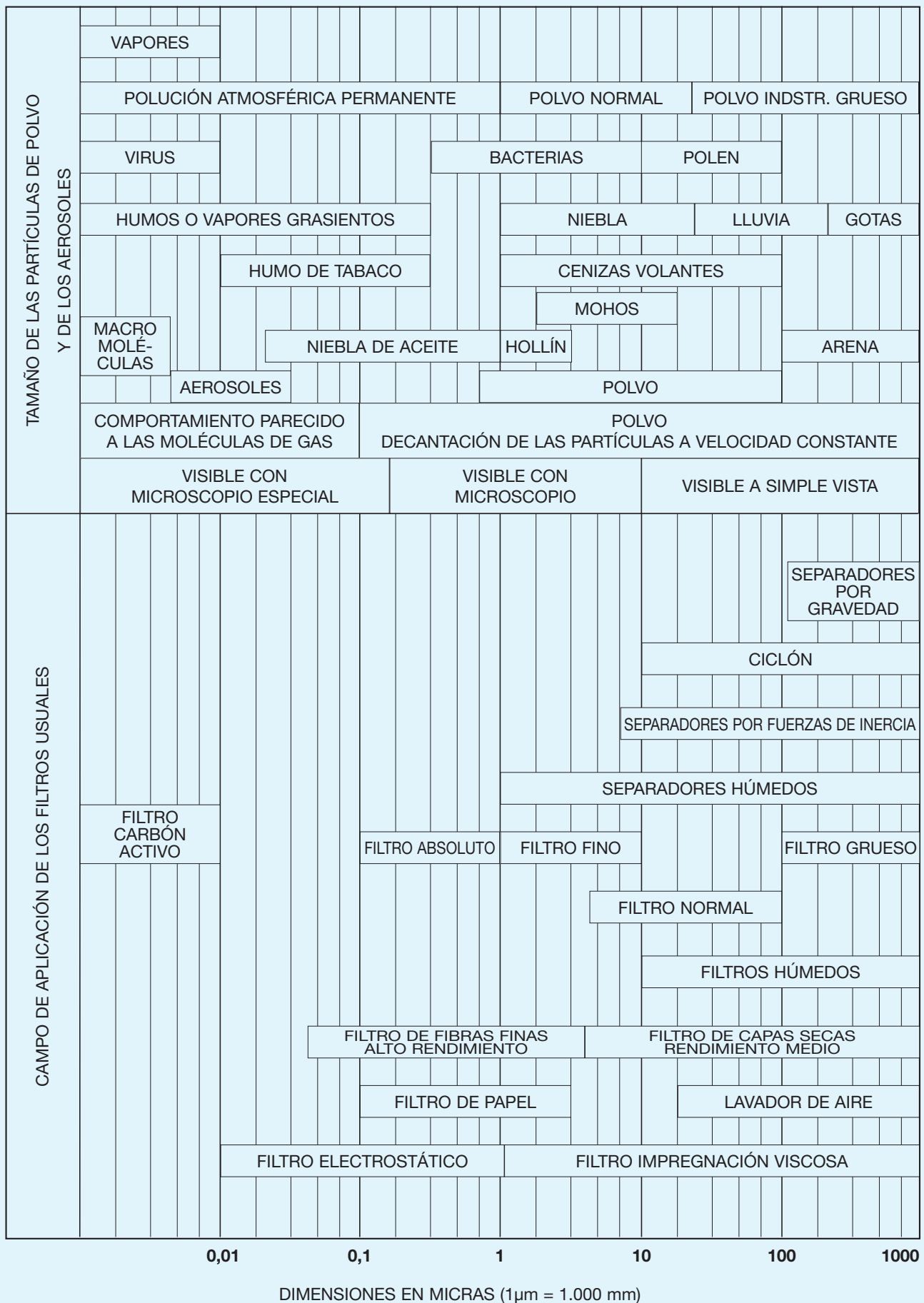
**TIPOS DE FILTROS Y DIÁMETROS DE LAS PARTÍCULAS**

Fig. 1

el aire que llega a las sucesivas capas es cada vez más puro.

En la Tabla IV pueden verse las principales características de este tipo de filtros.

Filtros Secos

Están formados por un material fibroso o por un lecho de fibras finas a través del cual se hace pasar el aire.

El rendimiento aumenta a medida que la porosidad del material es menor.

Permiten una velocidad de paso del aire más reducida que los filtros húmedos al mismo tiempo que su duración es menor. Por el contrario el precio unitario es más económico.

A fin de aumentar la superficie de paso del aire suelen disponerse en forma de V.

En la tabla V pueden verse las principales características de este tipo de filtros. El material de las fibras que forman el filtro deberá escogerse

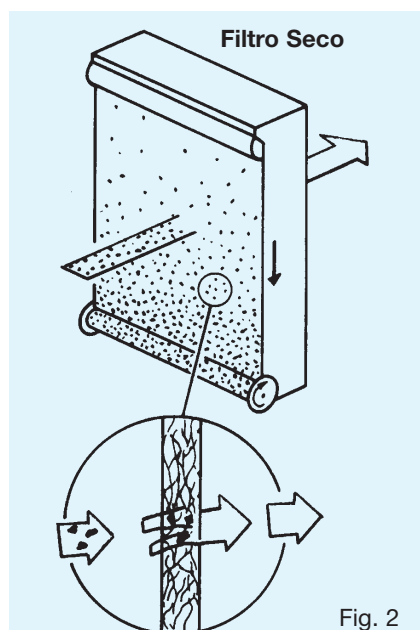


Fig. 2

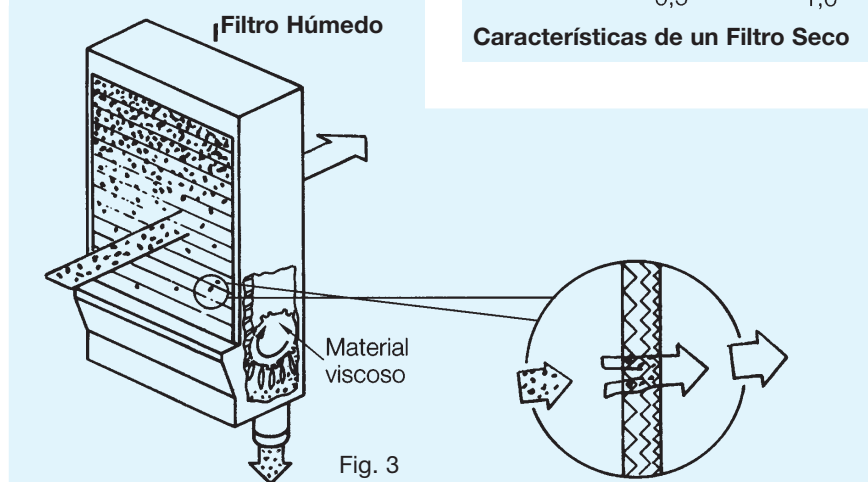
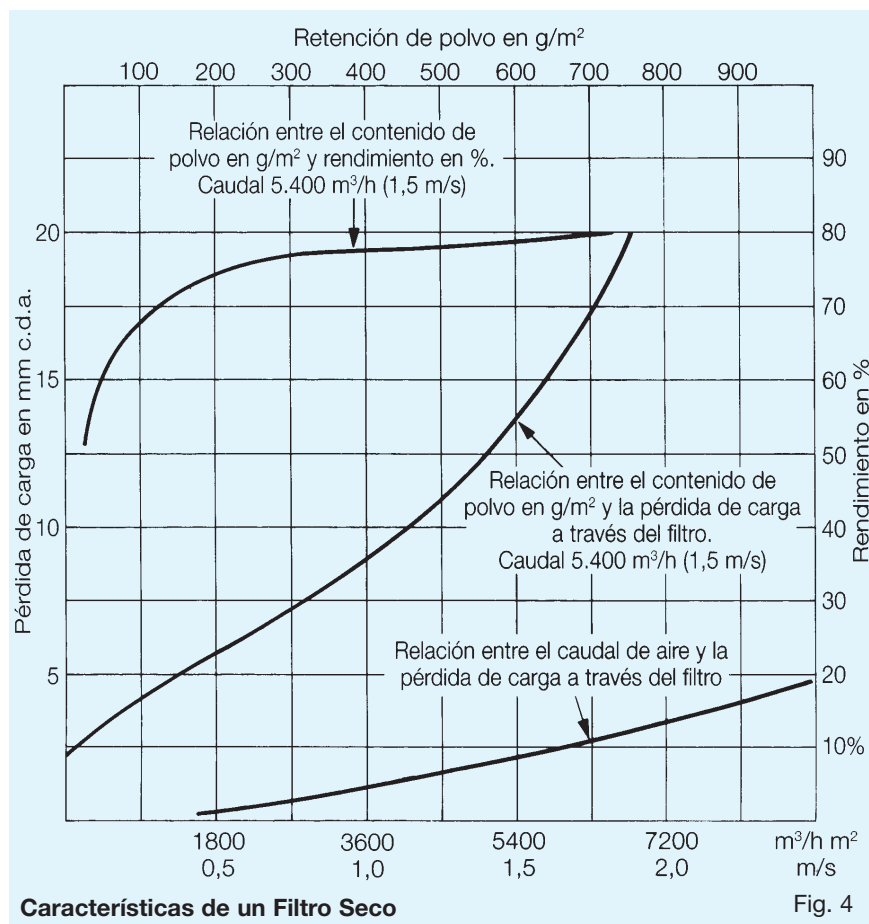


Fig. 3

Tipo de filtro	Material	Velocidad aire m/s	Pérdida de carga mm c.d.a./m²	Rendimiento %
FILTRO HÚMEDO	PANELES	1'5 - 2'5	2 ÷ 15	65 ÷ 80
	CONTÍNUO	2'5	3 ÷ 17	80 ÷ 90
FILTRO SECO	PANELES	0'1 - 1	2'5 ÷ 25	50 ÷ 95
	CONTÍNUO	0'25	3 ÷ 18	
FILTROS ABSOLUTOS	Material sintético, papel	0'1 - 2'5	25 ÷ 60	99'97

Características de un Filtro Húmedo

TABLA IV



Características de un Filtro Seco

Fig. 4

según sea el ambiente que debe purificarse, la temperatura del mismo y las solicitaciones físicas a que estará sometido. En esta tabla se resumen las particularidades que podemos esperar de distintos materiales utilizados para la construcción de filtros.

Otras características a tener en cuenta al seleccionar un filtro serán: la pérdida de carga del mismo, el rendimiento así como el incremento que experimenta la pérdida a medida que aumenta el contenido de polvo del

mismo. La Fig. 4 muestra una gráfica en la que se ve como varían todas estas características en un filtro seco.

SEPARADORES DE POLVO

Si volvemos a la Fig. 1 veremos que cuando las partículas tienen un diámetro de grano superior a 1 m m pueden emplearse medios mecánicos para su separación. En este caso llamaremos el proceso **Separación de polvo**.

Los separadores de polvo pueden clasificarse de la siguiente manera:

- **Separadores por gravedad:** Se utilizan cuando las partículas son de gran tamaño. Los más típicos son las cámaras de sedimentación.

- **Separadores por fuerza de inercia:** En este tipo de colector se utiliza el principio que la masa efectiva de las partículas puede incrementarse mediante la aplicación de la fuerza centrífuga. El tipo más característico es el ciclón.

- **Separadores húmedos:** Llamados en Inglés "scrubbers" en los que se utiliza el agua para evitar que las partículas vuelvan a la corriente de aire.

En la Tabla VI se han recogido los principales parámetros que pueden ser de utilidad al escoger un separador de polvo, pudiéndose comparar, en la misma tabla, con los que definen los filtros de aire.

Cada uno de estos separadores de aire se tratarán más extensamente en una segunda Hoja Técnica sobre el mismo tema.

Pérdida de carga

El filtro opone una resistencia al paso del aire originado una Pérdida de carga, expresada en Pascales o mm c.d.a., que deberá vencer la presión del ventilador que impulse aire a través del mismo.

Esta pérdida de carga es inicial, con el filtro limpio, o bien final recomendada, que es cuando el filtro debe limpiarse o reponerse por otro nuevo. Para mantener el caudal de aire uniforme debe preverse el aumento de pérdida de carga a medida que se colmata el filtro, a través de una regulación de la velocidad del ventilador o bien por compuertas graduables.

Un sistema u otro de filtraje supone una mayor o menor pérdida de carga y por ende un mayor o menor coste de mantenimiento. Los filtros de alta eficiencia lógicamente son los que mayor pérdida de carga provocan, por lo que debe escogerse en el proyecto la eficiencia justa y no más.

MATERIA	Temperatura máx. °C		RESISTENCIA FÍSICA					RESISTENCIA QUÍMICA				
	Con-ti-nua	Inter-mi-tente	Ca-lor seco	Calor húme-do	A-bra-sión	Vi-bra-ción	Fle-xión	Ácidos Mine-rales	Ácidos Orgá-nicos	Al-ca-lis	Oxi-dan-tes	Disol-ven-tes
- LANA	101	121	R	R	B	R	B	R	R	M	M	R
- ALGODÓN	82	-	B	B	R	B	B	M	B	R	R	E
- POLIÉSTER	135	-	B	R	B	E	E	B	B	R	B	E
- ACRÍLICA	135	140	B	B	B	B	E	B	B	R	B	E
- POLIAMIDA												
Nylon	107	-	B	B	E	E	E	M	R	B	R	E
Nomex	203	-	E	E	E	E	E	M-R	E	B	B	E
- POLIPROPILENO	93	121	B	R	E	E	B	E	E	E	B	B
- FLUORCARBONATO (Teflón)	260	287	E	E	M-R	B	B	E	E	E	E	E
- FIBRA DE VIDRIO	260	315	E	E	M	M	R	E	E	R	E	E

E = Excelente

B = Buena

R = Regular

M = Malo

Comportamiento de un Filtro Seco

TABLA V

		Tipo	Tamaño mínimo partículas µm	Concen- tración óptima g/m³	Velocidad normal		Pérdi- da de carga c.d.a.	Rendi- miento aproxi- %
					m/s	A través de		
SEPARADORES DE POLVO	POR GRAVEDAD	CÁMARA DE SEDIMENTACIÓN	200	>180	1'5 ÷ 3	LA CÁMARA	<2'5	<50
	POR FUERZAS DE INERCIA	CÁMARA DE CHOQUE	50 ÷ 150	>180	5 ÷ 10	ENTRADA	<13	<50
		CICLÓN	>10	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<50	<80
		MULTICICLÓN (Ciclones de poco diámetro)	>5	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<100	<90
	SEPARADORES	DE CHOQUE	>5	>35	15 ÷ 30	TOBERAS	>50	<80
	HÚMEDOS (SRUBBERS)	DE CHORRO DE TOBERA SUMERGIDA	<5 >2	>3'5 >3'5	10 ÷ 15 10 ÷ 20	ENTRADA TOBERAS	<200 >50	<90 <90
FILTROS	ELECTROSTÁTICO	ALTA TENSIÓN	<2	>3'5	1 ÷ 3	PLACAS	<8	<95
		BAJA TENSIÓN	<1	<0'03	1'5 ÷ 2'5	PLACAS	<25	<90
	FILTROS DE AIRE	HÚMEDOS	>5	<0'07	1'5 ÷ 2'5		2 ÷ 18	65 ÷ 90
		SECOS	>0'5	<0'035	0'1 ÷ 2'5		2 ÷ 25	50 ÷ 95
		ABSOLUTOS	<1	<0'035	0'1 ÷ 2'5		25 ÷ 65	99'95
		PARA ABSORCIÓN DE OLORES (Carbón activo)	MOLECULAR	<0'035	0'1 ÷ 0'6		<8	>95

Selección de Separadores y Filtros

TABLA VI

CASOS DE APLICACIÓN**DEPURACIÓN DEL AIRE. Filtros II**

En esta segunda parte de la Depuración del Aire se irán describiendo, de forma más bien cualitativa, los diversos tipos de separadores de polvo y filtros contenidos en la Tabla VI de la primera parte. En líneas generales se indicarán los casos de aplicación más corrientes, remitiendo a obras especializadas a quienes deseen seleccionar y adquirir un equipo adecuado a sus necesidades concretas.

SEPARADORES POR GRAVEDAD**Cámaras de Sedimentación**

Estos equipos son los más utilizados por su sencillez. Su empleo se limita a la extracción de polvo relativamente grueso, del orden de las 200 μm y como paso previo de una depuración más fina.

El esquema de su funcionamiento puede verse en la Fig. 1. El aire cargado de polvo entra en la cámara de sedimentación disminuyendo así su velocidad, con lo que una parte de las partículas abandonan la corriente de aire debido a la fuerza gravitatoria. El rendimiento de este tipo de separadores es relativamente bajo, menor del 50%. En la tabla mencionada pueden verse un conjunto de parámetros referentes a este tipo de separador.

SEPARADORES POR FUERZA DE INERCIA**Cámaras de Choque**

El separador por inercia más sencillo es la Cámara de Choque, sensiblemente igual a una cámara de sedimentación en la que se han intercalado unas pantallas contra las que choca el aire cargado de partículas. El tamaño de las partículas que es capaz de separar este tipo de separador se encuentran comprendidas entre 50 y 150 μm , pudiéndose ver en la Tabla VI los demás parámetros que lo definen. La Fig. 2 representa un esquema de este tipo de separador.

Ciclones

Cuando es necesario separar partículas de diámetro superior a 5 μm suele emplearse el dispositivo denominado

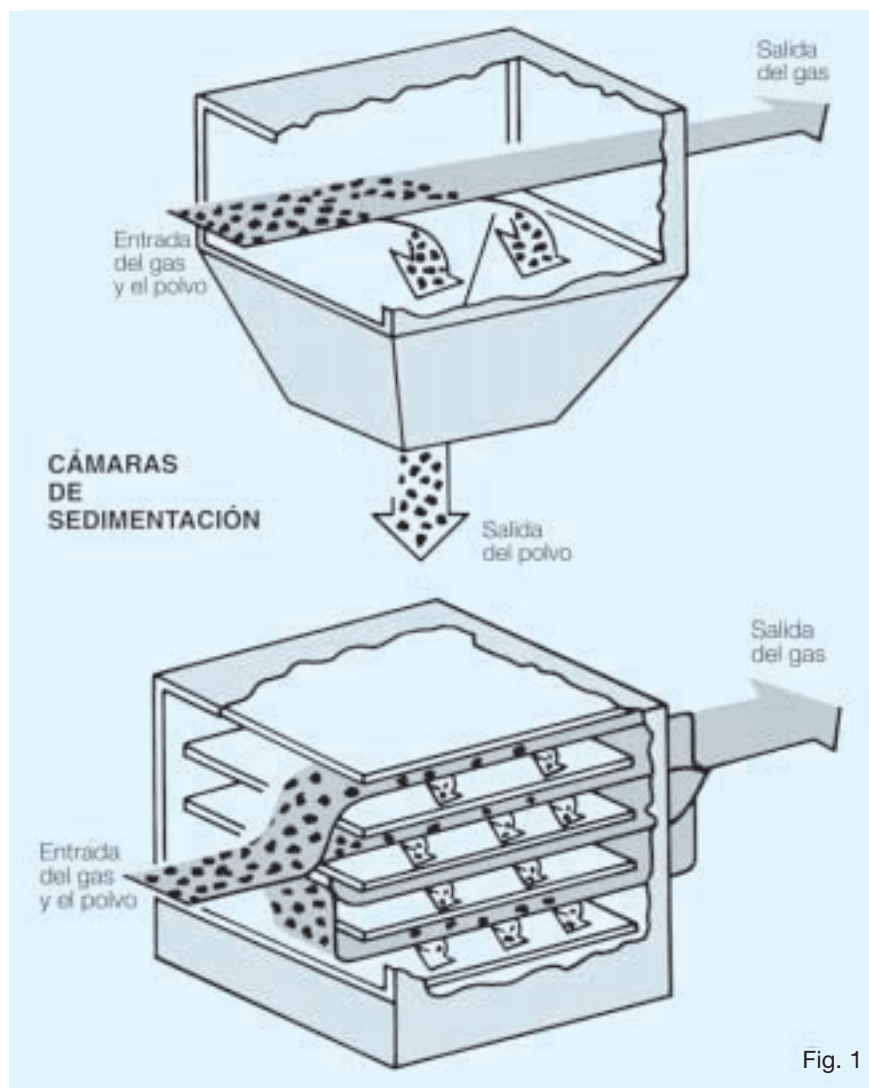


Fig. 1

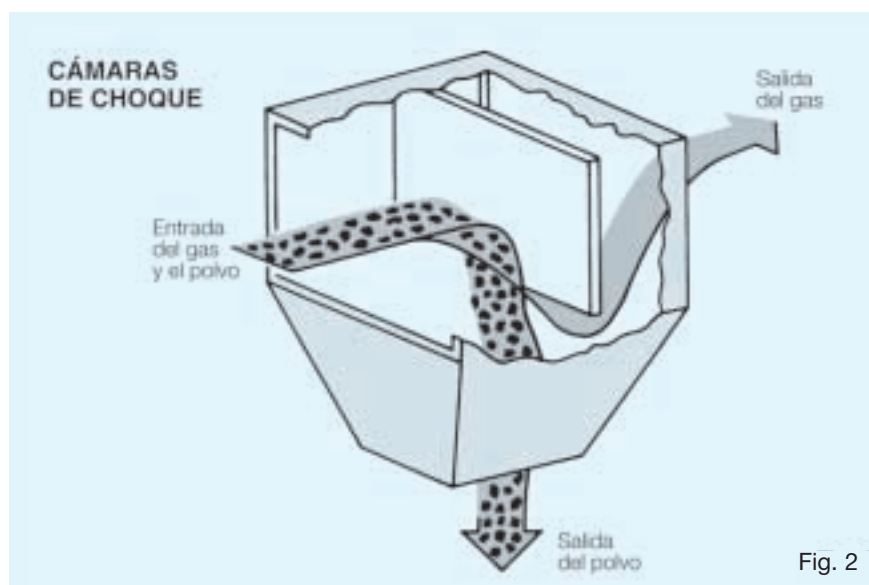


Fig. 2

ciclón. Es de gran sencillez, compacidad, fácil mantenimiento y elevada eficacia. El funcionamiento de este tipo de aparatos podemos verlo en la Fig. 3.

El aire cargado de polvo entra tangencialmente por la parte superior cilíndrica. La corriente de aire sigue una trayectoria en espiral que primero se dirige hacia el fondo del tronco de cono, ascendiendo después por el centro del mismo. El aire, una vez depurado, abandona el ciclón por la parte superior. Las partículas separadas se descargan por el fondo del ciclón.

El rendimiento de un ciclón depende del diámetro del mismo y del tamaño de las partículas a separar tal como puede verse en la Tabla I.

Otro elemento fundamental para un óptimo rendimiento de este tipo de separador de polvo es el correcto dimensionado del mismo. En la Fig. 3 se han dibujado las dimensiones relativas para el diseño de un ciclón. Los parámetros referentes a los separadores tipo ciclón pueden verse en la Tabla VI.

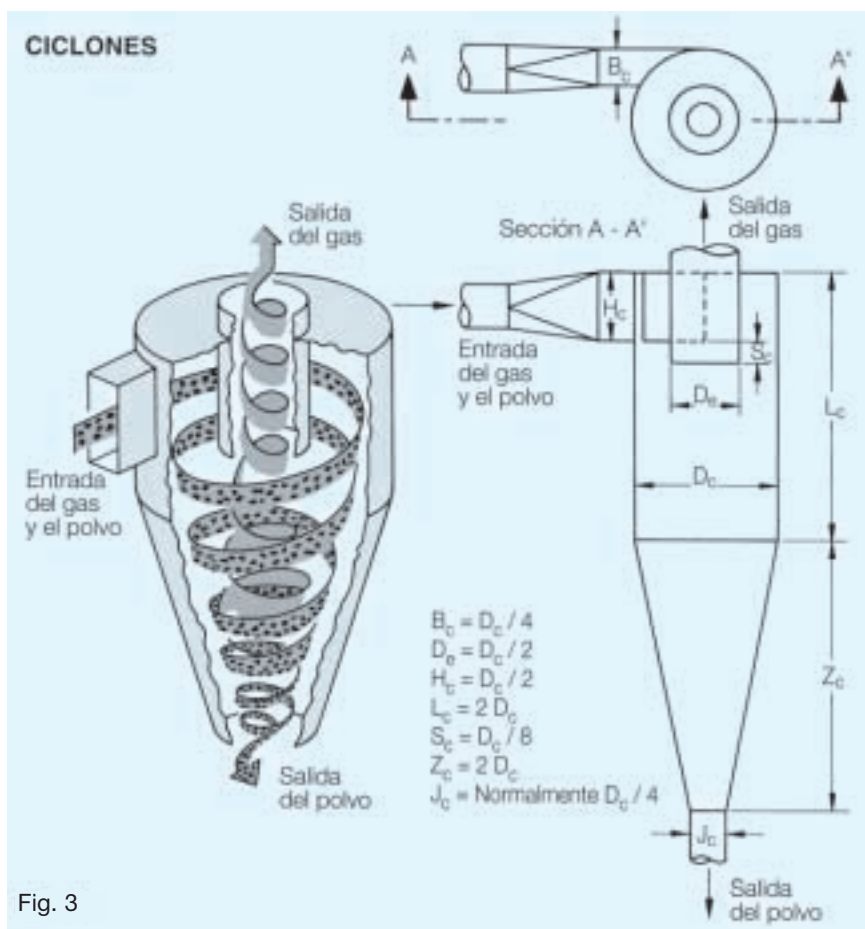


Fig. 3

Multiciclones

En la Tabla I se muestra que el diámetro del ciclón es determinante para aumentar, tanto el rendimiento como el poder de separación de pequeñas partículas. La velocidad tangencial en la espiral principal puede ser varias veces la del flujo del aire. Hay un gradiente de velocidad desde la tangencial hasta la velocidad casi cero en el fondo del ciclón. Los ciclones de pequeño diámetro tienen pequeños radios de curvatura por lo que producen mayores aceleraciones radiales para una misma velocidad tangencial. Esto unido a la menor distancia radial que el polvo debe recorrer hasta alcanzar la pared del ciclón hace que los pequeños ciclones sean mucho más eficientes para coleccionar pequeñas partículas que los ciclones mayores.

Por el contrario, ciclones de pequeño tamaño sólo son aptos para el tratamiento de pequeñas cantidades de aire. Una solución al anterior dilema se ha conseguido instalando un conjunto de pequeños ciclones en paralelo con lo que, sin disminuir el rendimiento y el poder separador, se pueden tratar caudales de aire de cualquier orden. La Fig. 4 muestra un esquema de una instalación de este tipo denominado multiciclón.

Diámetro del ciclón mm	Rendimiento TOTAL%	RENDIMIENTO % SEGÚN TAMAÑO PARTÍCULAS			
		Tamaño partículas µm	Rendimiento %	Tamaño partículas µm	Rendimiento %
150	90	<5	66	<5	98
230	83	<10	60	<10	99
610	70	<20	47	<20	98

TABLA I

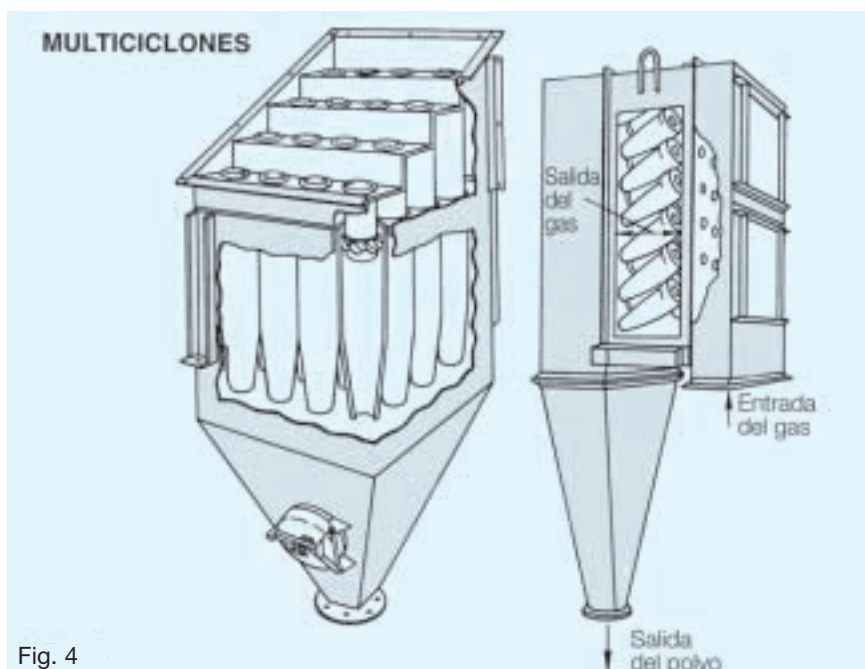


Fig. 4

SEPARADORES HÚMEDOS

Cuando las partículas a separar son inferiores a 5 μm se emplean separadores húmedos en los que el líquido utilizado suele ser agua.

El rendimiento así como la capacidad de purificación depende de manera muy importante de la energía empleada para vehicular el gas. Así, en el caso de separadores de tobera sumergida, el tamaño de las partículas separadas es en función de la velocidad del aire, tal como puede verse en la Tabla II.

La selección del tipo de separador húmedo dependerá:

Del tamaño de las partículas a separar.

De la pérdida de carga permitida del rendimiento deseado.

Otra ventaja a considerar en este tipo de separadores es la disminución en gran medida del riesgo de explosión o ignición, que siempre está presente en otros tipos de procesos de separación de polvos.

Otra característica del aire que sale de estos separadores es el alto grado de humedad que llevan, cercano a la saturación, con que puede aprovecharse como fuente de refrigeración. Todas estas características pueden presentar aspectos positivos pero también negativos, por lo que hay que considerarlos detenidamente a la hora de tomar una decisión.

De entre los Separadores Húmedos podemos destacar:

Torres de Pulverización

Son los separadores húmedos más sencillos y consisten en una cámara dentro de la cual se ha instalado unos pulverizadores de agua que impregnan el aire de humedad. La entrada de aire al separador se efectúa por un lateral en la parte baja y sale por la parte superior, Fig. 5.

La pérdida de carga de este tipo de depurador está comprendida entre 12 y 40 mm c.d.a., siendo el tamaño mínimo de las partículas a separar de 10 μm . La presión del agua para ser debidamente pulverizada puede variar entre una y 25 atmósferas y la velocidad del aire al cruzar la cámara húmeda debe estar comprendida entre 0,6 y 1,2 m/s. El consumo de agua es del orden de 10 l/min por 1.000 m³/h de aire tratado.

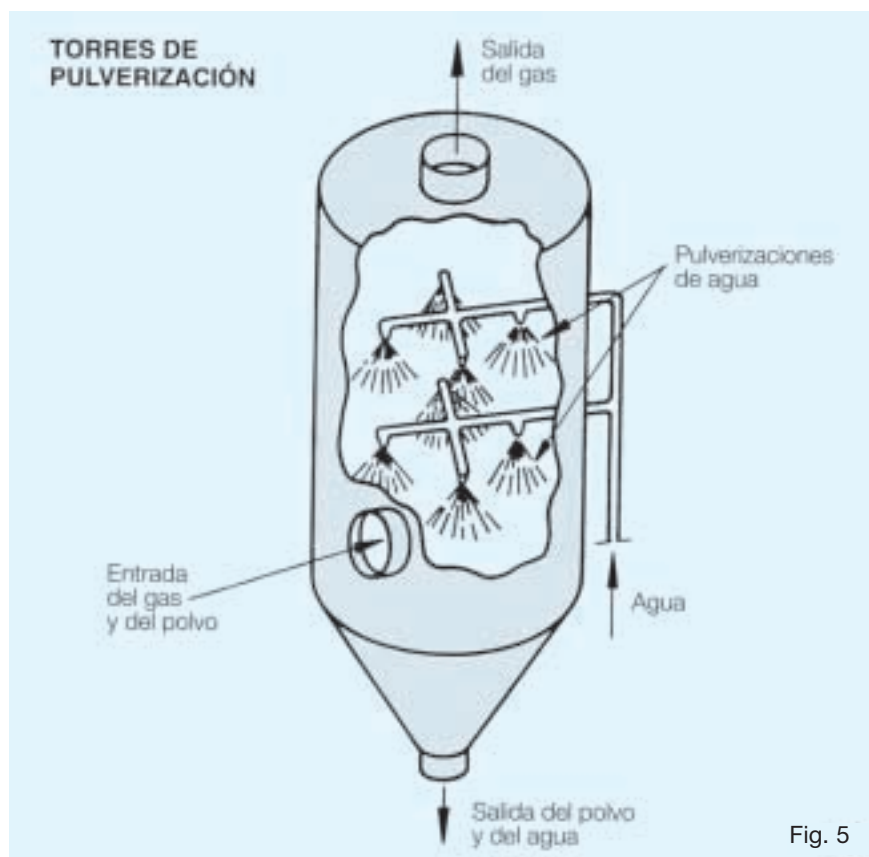


Fig. 5

Velocidad del aire m/s	Tamaño de las gotas de agua μm	Tamaño de las partículas de polvo que podrán separarse μm
1,5	366	>5
30	205	>2
60	125	>1
120	72	<1

TABLA II

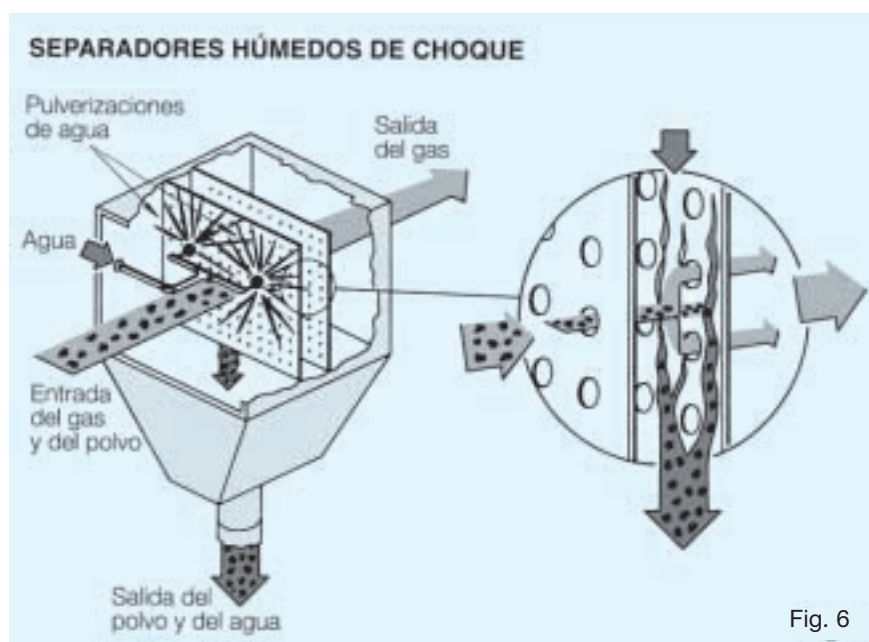


Fig. 6

Separadores Húmedos de Choque

Consisten en una cámara dentro de la cual se encuentran un conjunto de pantallas perforadas de tal manera que los orificios de una de ellas no se corresponden con la que le sigue inmediatamente. Unos pulverizadores lanzan un chorro de agua sobre las pantallas arrastrando las partículas sólidas. Ver la Fig. 6.

La pérdida de carga de este tipo de separadores es de aproximadamente 40 mm c.d.a. por cada pantalla, con un consumo de agua de 7 a 11 litros/min y 1.000 m³/h de gas tratado. El tamaño mínimo de las partículas a separar es de 5 µm pudiendo llegar en algunos casos hasta una micra.

Separadores de Chorro

Este tipo de separadores se basan en un inyector de agua a alta velocidad en el centro de una tobera venturi a la que va conectada la entrada de aire a presión cargado de polvo o suciedad. El chorro de agua se descompone en finas gotas por la acción del aire a presión. A medida que éste se desacelera en el difusor, el material a separar se deposita en las gotas de agua por impacto, difusión y condensación. Las gotas con la suciedad incorporada se aglomeran facilitando su posterior separación o captación por colectores simples.

El consumo de agua es de 110 a 220 litros/min por cada 1.000 m³/h de gas tratado.

Separadores de Tobera Sumergida

Consisten en un recipiente de agua dentro del cual se introduce el gas a purificar, haciéndole barbotear en el líquido antes de lanzarlo al exterior. Algunas partículas impactan en la superficie del agua quedando allí retenidas. El aire al pasar por el agua capta una considerable cantidad de humedad por lo que puede considerarse apto para un posible uso de acondicionamiento. Aunque muchas partículas de suciedad quedan depositadas en el depósito de agua por la acción de la turbulencia de la misma, otras requerirán el uso de una acción anexa de colección o separación. Ver la Fig. 8.

La capacidad de retención de partículas depende de la velocidad del aire, Tabla II y las características de los mismos pueden verse en la Tabla VI de la Hoja Técnica precedente.

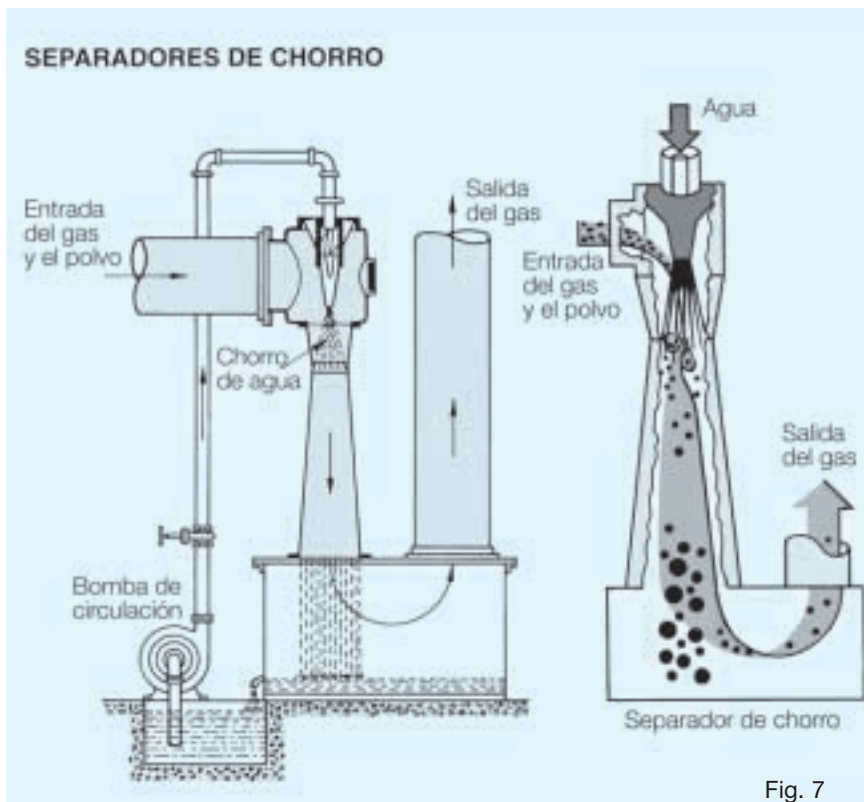


Fig. 7

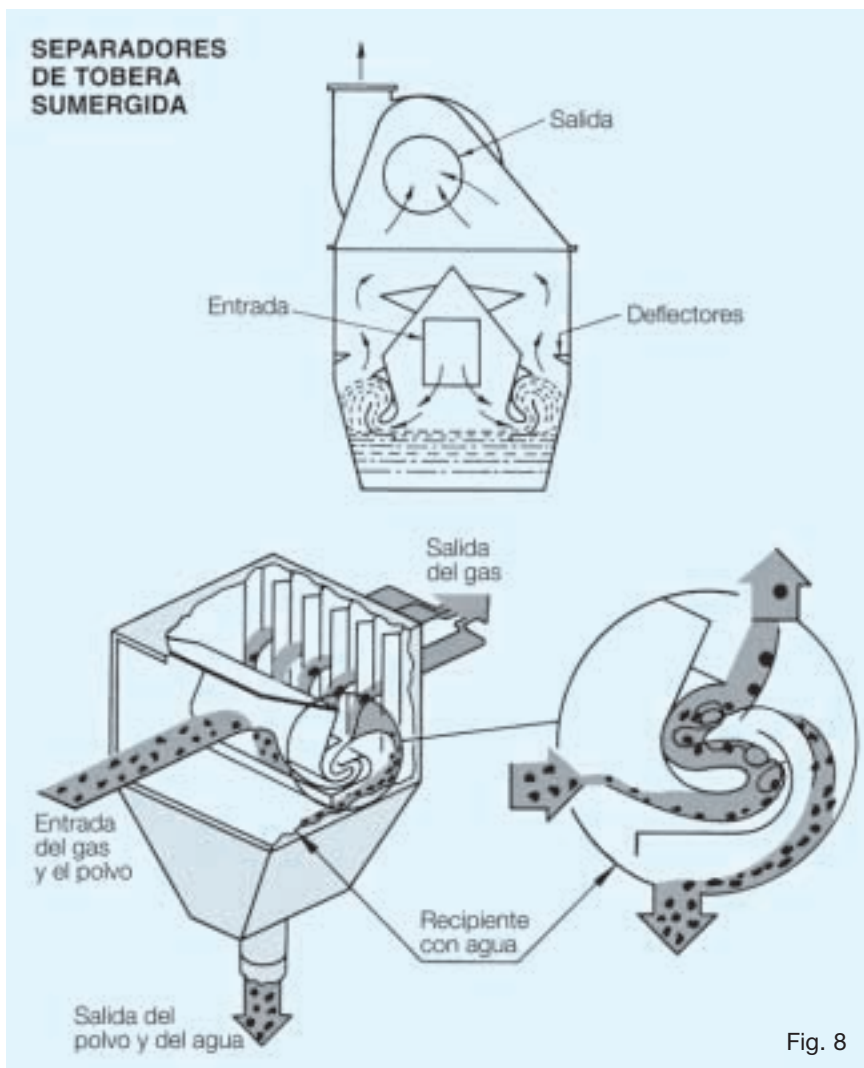


Fig. 8

CASOS DE APLICACION

REFRIGERACION Y HUMIDIFICACION POR EVAPORACION

Si nos fijamos en las temperaturas seca y húmeda de los termómetros de un Sicrómetro, fig. 2 veremos que normalmente, una de ellas, la del termómetro húmedo, es inferior a la temperatura ambiente que indica el termómetro seco.

Este fenómeno nos indica que, teóricamente, si se hace entrar en contacto el aire con un cuerpo empapado de agua, podemos conseguir disminuir su temperatura hasta la indicada por el termómetro húmedo. Este proceso es el mismo que mantiene fresca la temperatura del agua de un botijo, y también el que se emplea para refrigerar las habitaciones en algunos países cálidos mediante esterillas humedecidas colocadas en las ventanas sobre las que sopla el viento. En este caso, al mismo tiempo que disminuye la temperatura del aire, aumenta también la humedad relativa del mismo.

Una explicación elemental de este fenómeno reside en el hecho de que, para evaporar el agua necesaria para saturar el aire de humedad, es imprescindible aportar el calor de evaporación para conseguir transformarla en vapor de agua y este calor sólo puede proporcionarlo el mismo aire, con lo que disminuye su temperatura. Una explicación más completa de este proceso se ha efectuado en la Hoja Técnica EL AGUA. La sicrometría.

Para concretar más, así como plantear la solución de procesos de refrigeración y humidificación, fijémonos en la fig. 4 en la que, en el diagrama psicrométrico, se han señalado dos puntos, el A y B, que corresponden a dos estados determinados del aire:

-El punto A representa aire con una temperatura seca de 30 °C y una humedad relativa del 40%.

- El punto B representa aire con una temperatura seca también de 30°C y una humedad relativa del 60%.

En el caso de disponer de aire como el definido por el punto A, si lo ponemos en contacto íntimo con agua aquél se enfriará siguiendo el

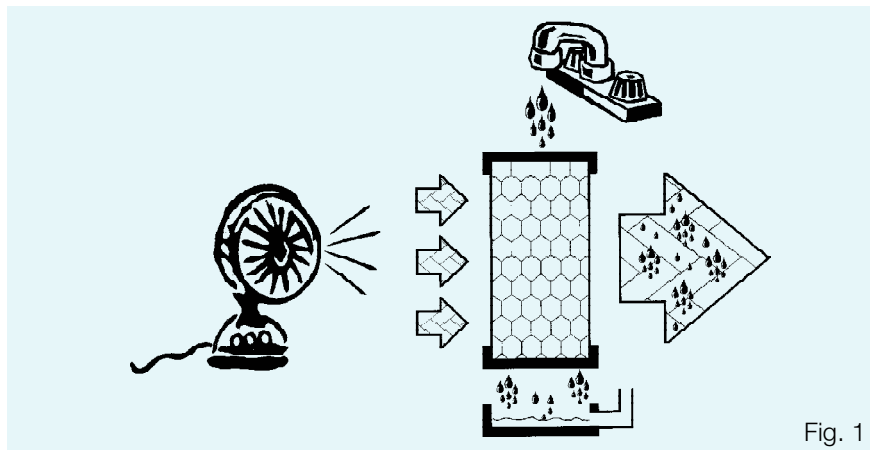


Fig. 1

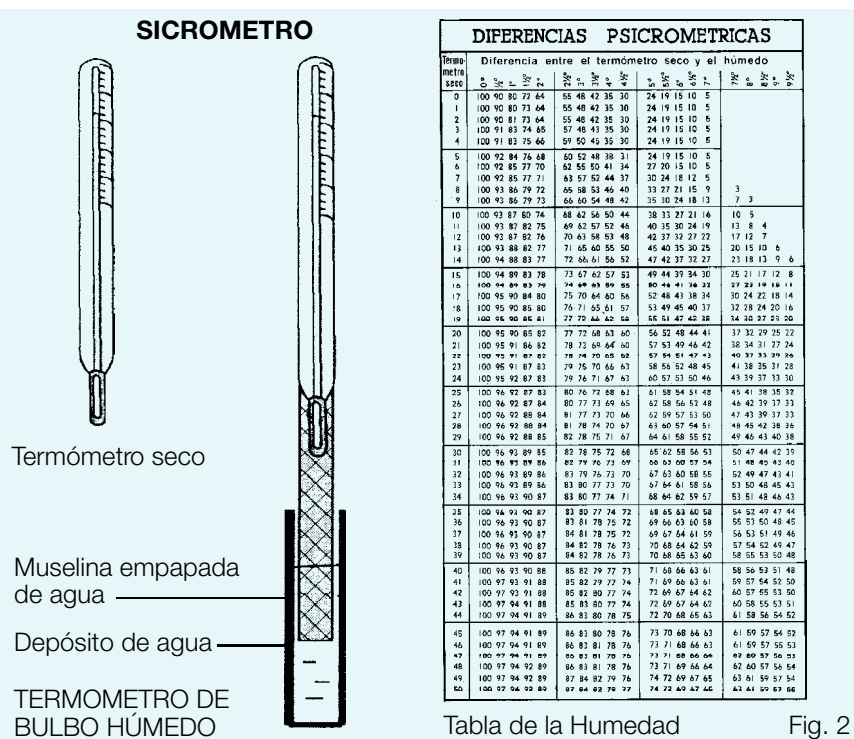


Fig. 2

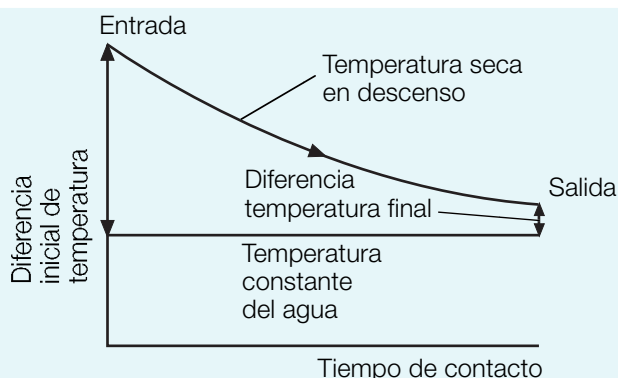
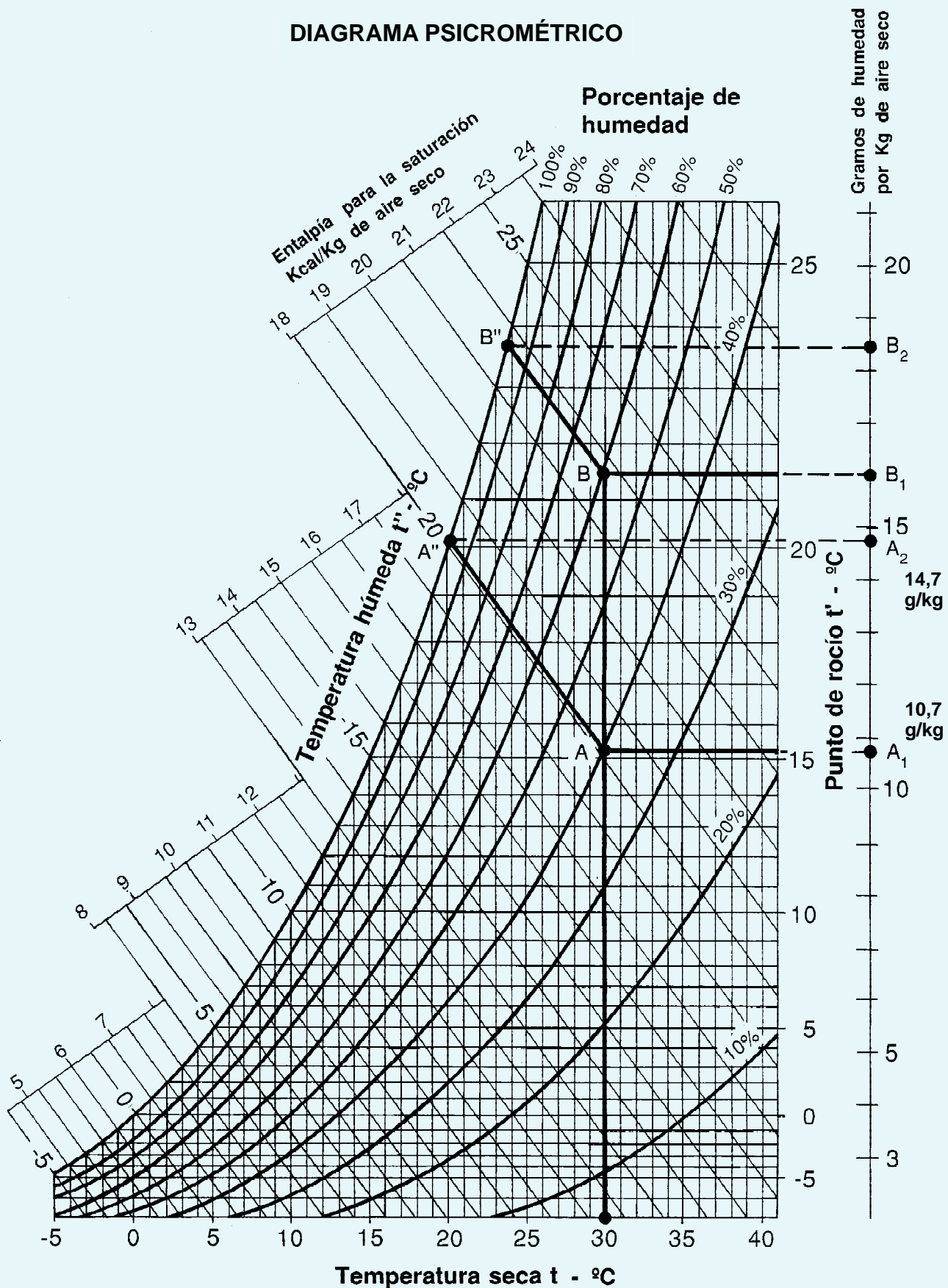


Fig. 3

DIAGRAMA PSICROMÉTRICO



Leyenda:

El punto A representa aire a 30 °C y 40 % de humedad que al saturarse al 100 %, punto A'', descende su temperatura a 20 °C. El contenido de agua de 10,7 gramos por kilo de aire seco pasa a contener 14,7 gramos de agua por el mismo peso.

Fig. 4

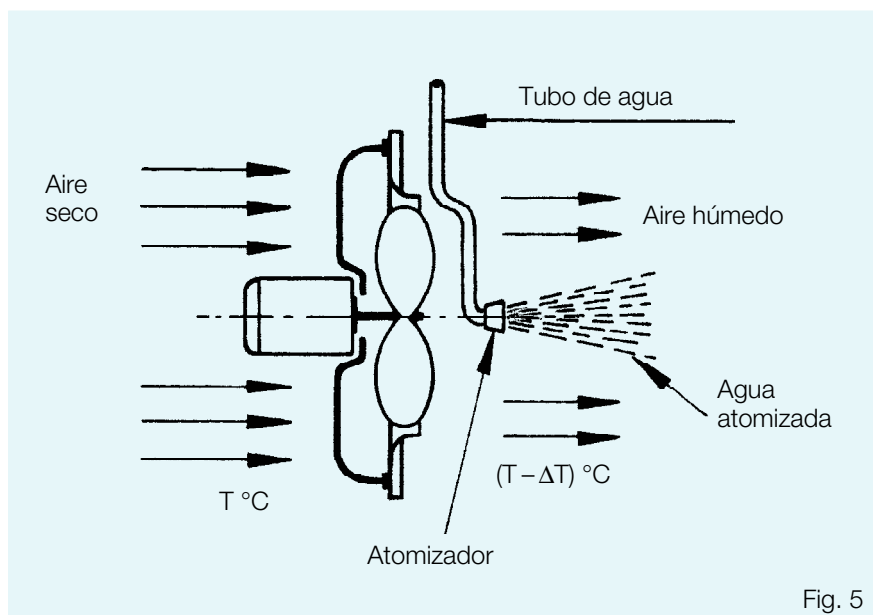


Fig. 5

proceso marcado por la línea A-A'', de tal manera que cuando se alcance el punto A'' la temperatura del aire habrá descendido hasta 20 °C y su humedad relativa será del 100%. Así la humedad absoluta habrá aumentado de 10,7 gr/Kg (punto A₁) a 14,7 gr/Kg (punto A₂). Es decir, cada Kg de aire al mismo tiempo que desciende su temperatura en 10 °C absorbe 4 gr de agua.

Si el aire considerado es el definido por el punto B y, al igual que en el caso anterior, lo ponemos en contacto íntimo con agua se enfriará siguiendo el proceso marcado por la línea BB'' descendiendo su temperatura a 24 °C y alcanzando su humedad relativa también el 100%. La humedad absoluta habrá aumentado de 16 gr/Kg (punto B₁) a 18,4 gr/Kg (punto B₂). Es decir, cada kg. de aire, al mismo tiempo que disminuye su temperatura en 6°C, absorbe 2,4 gr de agua.

En los dos ejemplos anteriores vemos que la disminución de la temperatura se consigue a costa de un aumento de la humedad del aire y que el efecto refrigerador de este tipo de proceso es tanto más acusado cuanto más seco sea el clima. Otra característica a tener en cuenta es que, debido al aumento de humedad del aire, la capacidad de disipación de calor del cuerpo humano, que se produce principalmente gracias a la transpiración, disminuye.

Dispositivos para la refrigeración del aire

La eficacia de un sistema de refrigeración por evaporación de agua depende:

- De la superficie de contacto entre el aire y el agua.
- De la velocidad relativa entre el aire y el agua durante el tiempo de contacto.
- Del tiempo durante el que el aire está en contacto con el agua.
- De la diferencia entre la temperatura húmeda del aire y la temperatura del agua empleada para el proceso.

Los dispositivos diseñados tienden a optimizar las anteriores condiciones consiguiéndose rendimientos entre el 95% y el 60% de la diferencia entre la temperatura seca y húmeda del psicrómetro.

Además de los sistemas más o menos sofisticados diseñados para este fin, la refrigeración del aire puede hacerse mediante dispositivos

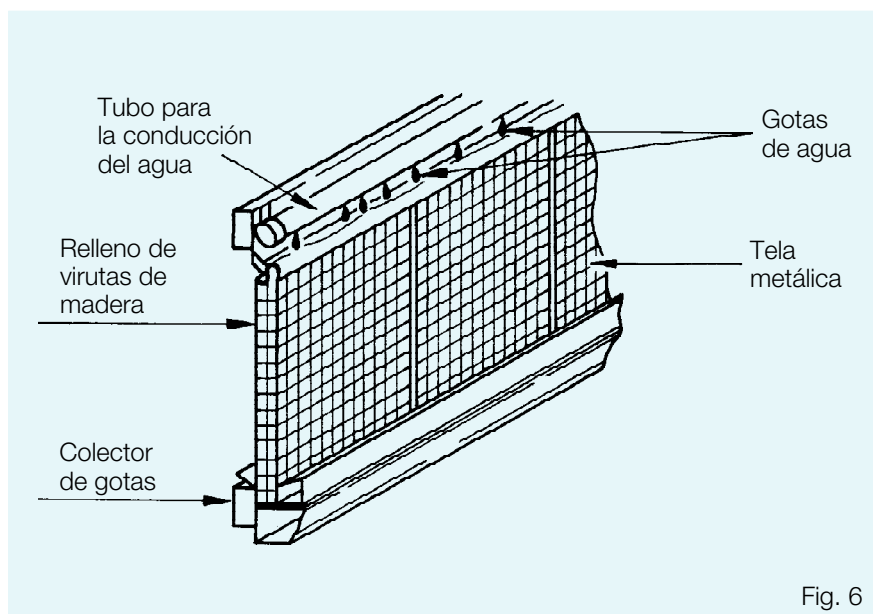


Fig. 6

EQUIPO EVAPORATIVO COMPACTO

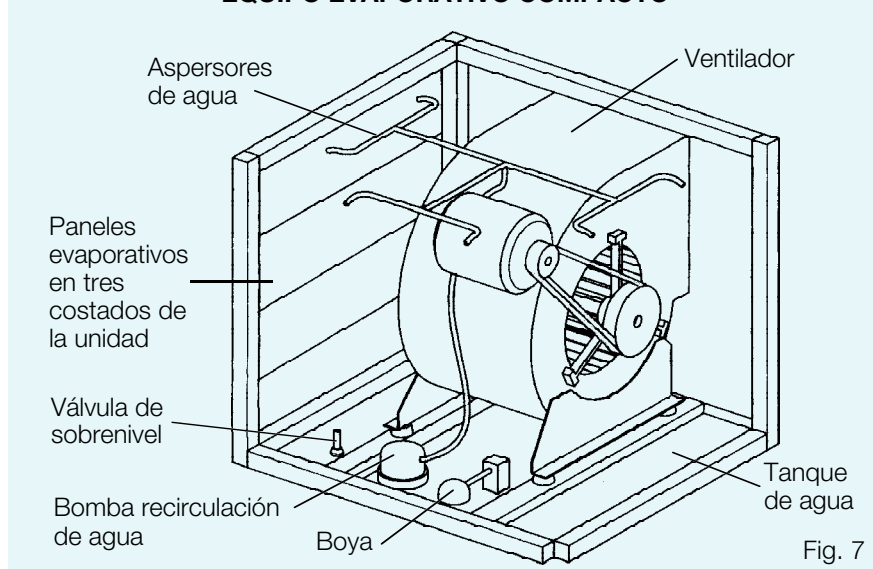


Fig. 7

sencillos como los representados en las fig. 5 y 6. El rendimiento que puede esperarse del mostrado en la fig. 6 es del orden del 60% de la diferencia entre las temperaturas seca y húmeda.

Los sistemas de enfriamiento de aire por evaporación pueden clasificarse en directos o indirectos. En los primeros hay un contacto del aire con el agua ya sea haciendo pasar la corriente de aire a través de paneles húmedos, fig. 6 o bien pulverizando agua dentro del chorro de aire de entrada, fig. 5. Los sistemas indirectos tienen lugar a través de un intercambiador de calor, pero no nos ocuparemos de los mismos en esta Hoja Técnica.

La gráfica de la fig. 3 ilustra los cambios termodinámicos que ocurren entre el aire y el agua en un sistema directo. El agua recirculada que humecta los paneles alcanza una temperatura de equilibrio igual a la temperatura húmeda del aire de entrada. El calor y la masa que transfiere entre el aire y el agua baja la temperatura seca del aire y aumenta la humedad a una temperatura húmeda constante.

El rendimiento del sistema viene expresado por la fórmula:

$$R = 100 \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t'}$$

t_1 = Temp. seca del aire entrada.

t_2 = Temp. seca del aire salida.

t' = Temp. húmeda aire entrada.

Para instalaciones de refrigeración de grandes edificaciones como invernaderos agrícolas o granjas de animales se suelen disponer en todo un lateral del mismo o bien del techo, unos paneles porosos de fibra de celulosa rociados con agua por su parte alta en toda su longitud. El agua sobrante cae por gravedad y es recogida por un canalón inferior para ser recirculada. Los ventiladores se colocan en la pared opuesta extrayendo aire del local dejándolo en depresión, lo que fuerza a entrar el aire del exterior a través de los paneles húmedos.

En el mercado existen equipos compactos que en una misma caja alojan un ventilador, un panel húmedo y el equipo hidráulico necesarios para bombear el agua, conducirla y regar el panel. Es el caso de la fig. 7 que van del modelo sobremesa de 350 m³/h, pasando por el modelo de ventana hasta 7.000 m³/h para acabar en el

EQUIPO EVAPORATIVO CON ASPERSORES DE AGUA

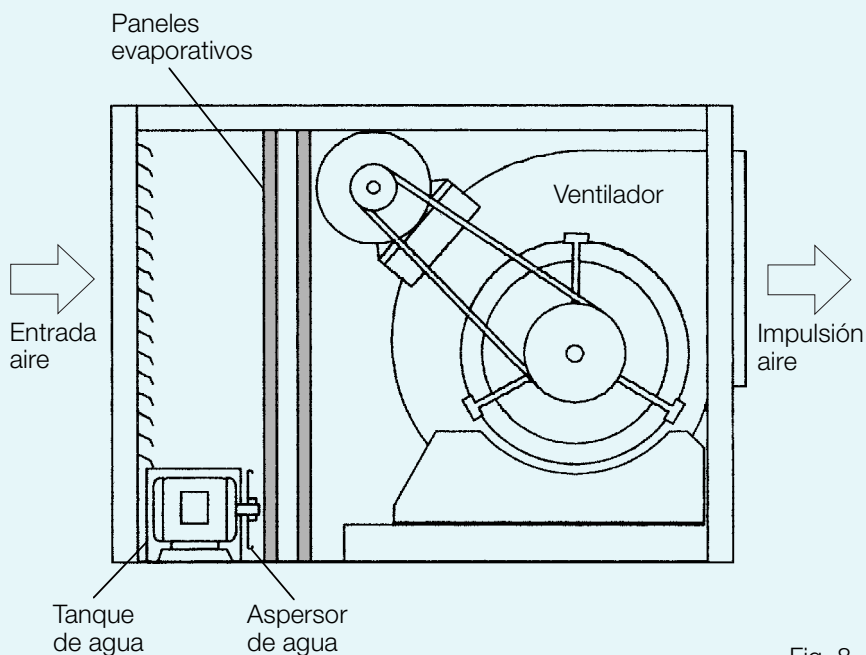


Fig. 8

EQUIPO EVAPORATIVO CON TAMBOR ROTATIVO

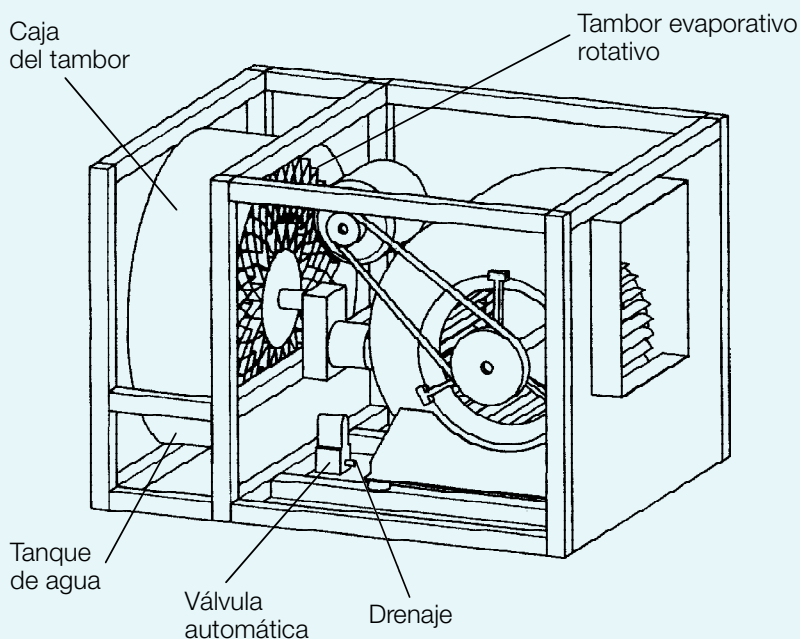


Fig. 9

de conexión a conductos hasta 30.000 m³/h. La velocidad del aire a través del panel va de los 0,5 a 1,5 m/s.

Otro modelo es de rociado por aspersión fig 8 dentro de la caja en donde se proyecta agua por unos pulverizadores contra el panel evaporativo. Es para grandes caudales que alcanzan los 60.000 m³/h con velocidades de aire de 3 m/s.

Y finalmente existe el de panel rotatorio fig, 9 que dispone el panel en forma de tambor giratorio con una parte del mismo sumergido en un tanque de agua del que emerge empapado para presentar su masa a la corriente de aire del ventilador. Se fabrica para caudales de hasta 20.000 m³/h y velocidades de 3 m/s.

CASOS DE APLICACION**LA CLIMATIZACION DE INVERNADEROS**

Con los invernaderos agrícolas se pretende obtener un alto rendimiento en la producción y calidad de los productos a desarrollar, aunque las condiciones ambientales exteriores sean desfavorables.

Dentro del invernadero hay que procurar que los factores que intervienen en el desarrollo de los vegetales sean los adecuados. La Climatización regula la concentración del anhídrido carbónico CO₂ y el oxígeno, la temperatura, la humedad, la luminosidad, amén de otros factores que actúan muy relacionados entre sí y que necesitan estar presentes de forma equilibrada.

Las zonas climáticas en España son muy diversas y las condiciones favorables durante el invierno pueden resultar problemáticas en verano. En la zona mediterránea, principalmente hacia el Sur, resulta más difícil enfriar el invernadero en verano que calefaccionarlo en invierno. Habrá pues que recurrir a técnicas distintas para alcanzar climas deseables.

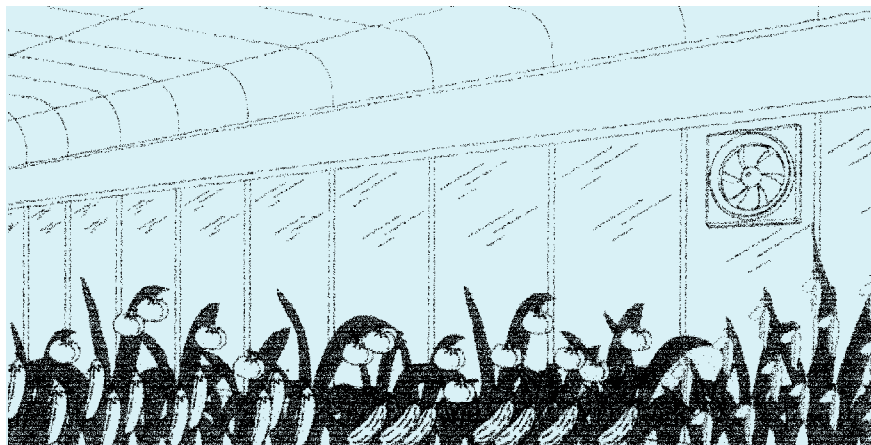
Temperatura

La temperatura actúa sobre las funciones vitales de los vegetales resultando, en general, crítica por debajo los cero grados o por encima los 70 °C. Fuera de estos límites mueren o se aletargan. Las temperaturas óptimas son las indicadas en la tabla I.

Humedad

La humedad del aire interior de un invernadero es muy importante para la vida de las plantas. Interviene en el crecimiento, en la transpiración, la fecundación de las flores y en el desarrollo de enfermedades, cuando es excesiva. La tabla II muestra los valores adecuados a cada tipo de cultivo.

Si la humedad es excesiva dificulta la evaporación. Si es escasa aumenta la transpiración hasta llegar a dificultar la fotosíntesis. La humedad, con la misma cantidad de agua en el ambiente, varía con la temperatura por lo que debe controlarse ambos parámetros para dar con las mejores



PRODUCTO	TEMP. OPTIMA	CALEFACCIONAR POR DEBAJO DE:
Lechuga	14-18 °C	10 °C
Espinacas	15-18	-2
Guisantes	16-20	3
Acelgas	18-22	-4
Apio	18-25	5
Judías	18-30	8
Tomates	20-24	7
Pimiento	20-25	8
Pepino	20-25	10
Berenjena	22-27	9
Sandía	23-28	10
Melón	25-30	9
Calabacín	25-35	8

Tabla I

PRODUCTO	HUMEDAD
Tomate y pimiento	50-60%
Berenjena	50-60
Melón y acelga	60-70
Judías	60-75
Lechuga	60-80
Sandía	65-75
Guisantes	65-75
Calabacín y apio	65-80
Fresones	70-80
Pepino	70-90

Tabla II

condiciones. Una humedad excesiva se corrige con ventilación, elevando la temperatura y evitando suelos húmedos. Y por contra, se beneficia si es escasa, con riego, nebulización de agua o superficies presentes de agua.

CALEFACCION

Si las temperaturas reinantes en el invernadero están por debajo de las óptimas habrá que recurrir a calefaccionarlo. Prescindiendo de sistemas rudimentarios, los generadores de aire caliente con quemadores de aceite pesados suelen resultar los más racionales, siendo prohibitiva la calefacción eléctrica.

La calefacción debe compensar las pérdidas de calor por radiación, renovación de aire, conducción, convección y por el suelo. Si se prescinde de la renovación de aire, que suele ser nula en invierno, puede hacerse el cálculo aproximadamente por la fórmula :

$$C = K \cdot S \cdot (t_i - t_e)$$

C = Kilocalorías/hora necesarias

K = Coef. de transmisión de la cubierta (de 2,5 a 7).

S = Superficie de la cubierta y paredes.

$t_i - t_e$ = Incremento temperatura en el interior respecto al exterior.

Aunque se proyecte una calefacción discreta por motivos económicos y no se pretenda alcanzar las temperaturas óptimas de la tabla I, el importe de la calefacción resulta siempre importante. Sólo como ejemplo indicativo dejaremos apuntado que para un invernadero de 4.000 m², con un coeficiente de transmisión medio y para un incremento de temperatura de 10 °C, de la aplicación de la fórmula indicada resulta un aporte de calor, más un 10% por pérdidas diversas, de 250.000 kcal/h. equivalente a una potencia eléctrica de 290 Kw.

En casos de una emergencia pasajera, puede evitarse la catástrofe, sin aportar calor artificial, con la producción de humo o vapor de agua dentro del invernadero.

REFRIGERACION

Según sea el material de la cubierta del invernadero la radiación solar, que en la zona mediterránea alcanza hasta 600 W/m², puede determinar un sobrecalentamiento del aire interior muy alto. Esta sobrecarga de

VARIACIÓN DE LAS TEMPERATURAS A LO LARGO DEL DIA Invernadero cerrado sin ventilación

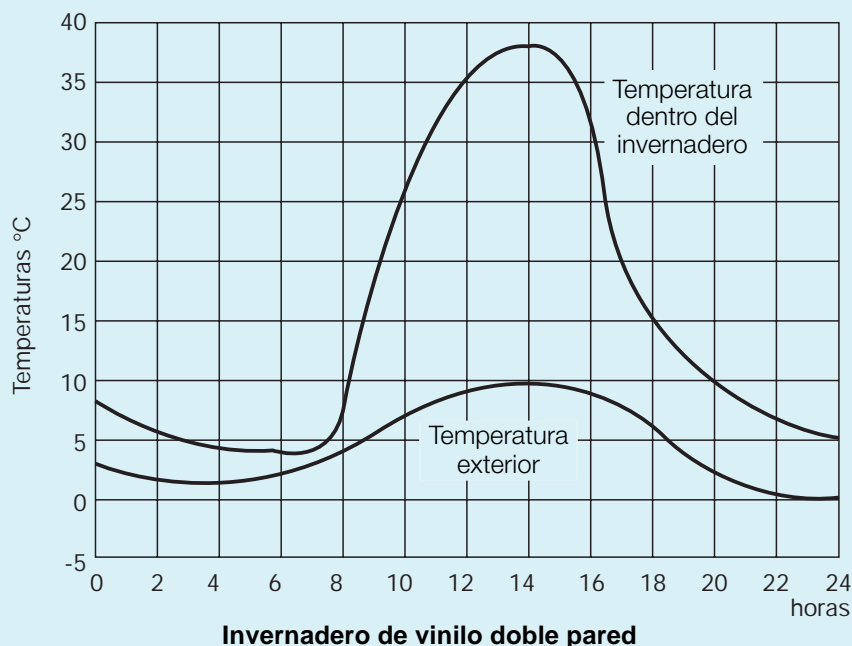
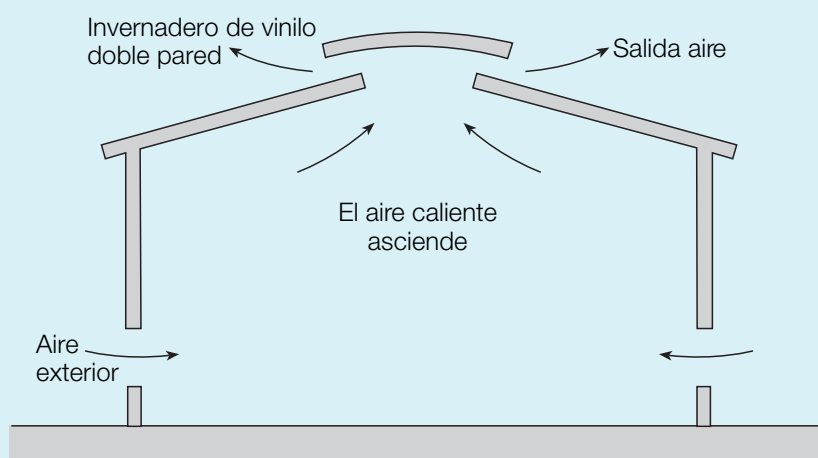
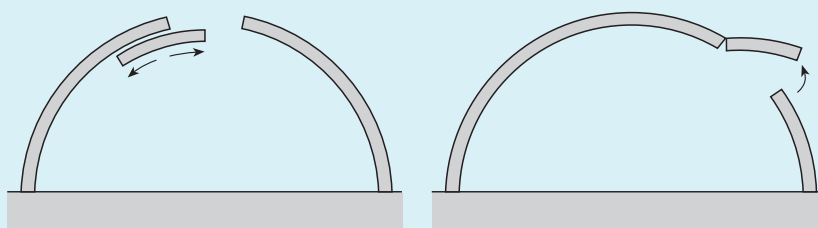


Fig. 1



VENTILACION NATURAL

Fig. 2



Abertura cenital
a lo largo de la nave

Aberturas laterales
por ventanas alargadas

VENTILACION NATURAL

Fig. 3

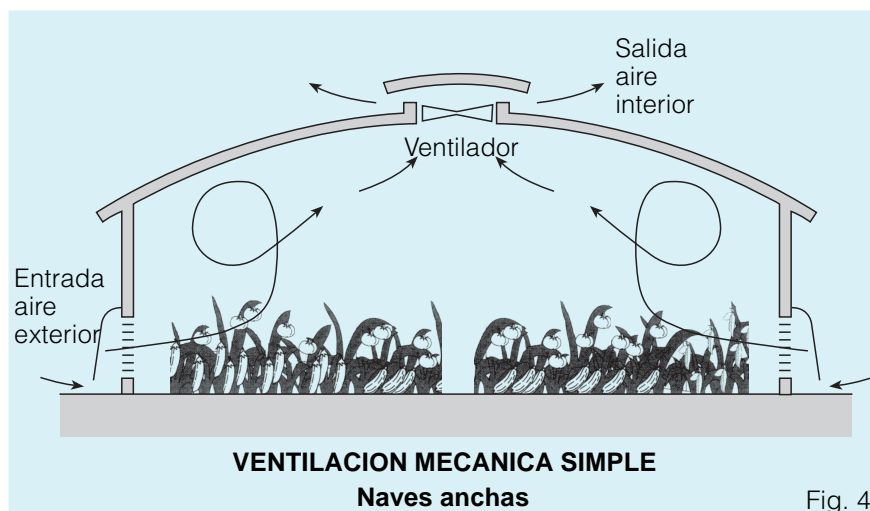


Fig. 4

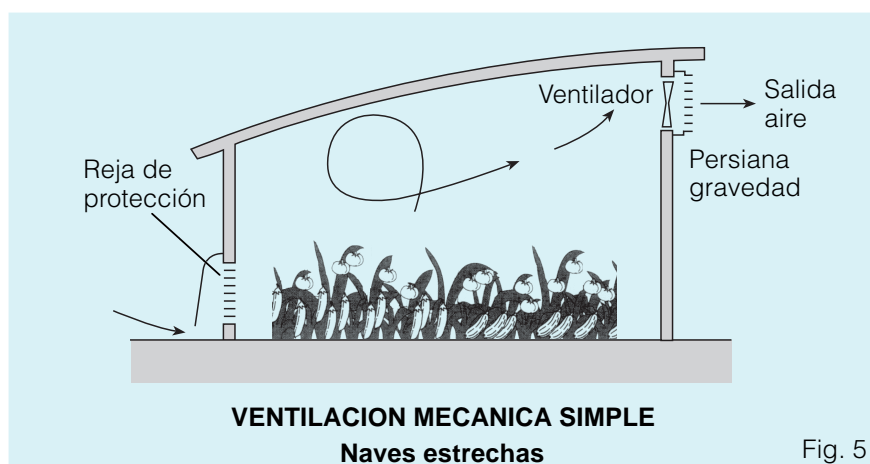


Fig. 5

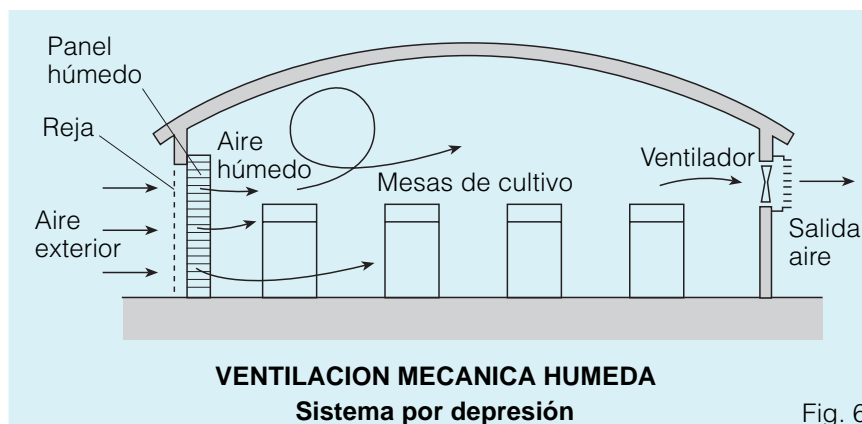


Fig. 6

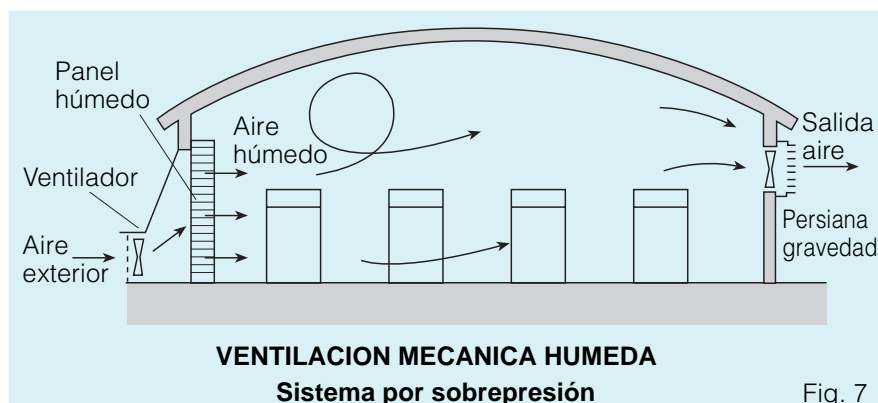


Fig. 7

calor hay que eliminarla tratando que la temperatura se acerque a las óptimas señaladas. La gráfica de la Fig. 1 muestra la diferencia de temperatura entre la interior y exterior de un invernadero cerrado, sin aberturas, a lo largo de las horas del día.

Recurrir a una refrigeración mecánica a base de compresor, bomba de calor, etc, es disparatado por el coste que supondría. Hay que utilizar sistemas más económicos como la ventilación, los paneles evaporativos, la nebulización y aspersión de agua y el sombreado.

VENTILACION

La ventilación en un invernadero consiste en sustituir el aire caliente interior del mismo por otra masa de aire más frío procedente del exterior. Así puede evacuarse gran parte de la sobrecarga de calor rebajando la temperatura y, a la vez, modificar la humedad y la concentración de gases.

Dos son los sistemas de ventilación que pueden adoptarse: Ventilación Natural y Ventilación Mecánica. El sistema de ventilación debe escogerse de acuerdo con tipo de cultivo y las características del edificio. La descripción que va a hacerse de ambos sistemas obedece a construcciones experimentales realizadas, más que a cálculos teóricos pero sí que pueden señalarse como objetivos comunes el establecer unas renovaciones horarias entre 45 y 60. La temperatura interior en un día soleado, será de 5,5 a 6,5 °C por encima de la exterior con 45 renovaciones/hora y de 4,5 a 5,5 °C con 60 renovaciones/hora.

Y que las entradas de aire se diseñen para que, en invierno, el aire exterior se mezcle con el interior del local antes de incidir sobre las plantas.

Ventilación Natural

La ventilación natural se basa en que el aire caliente interior del invernadero asciende y sale por aberturas en el techo con entradas laterales por los bajos Fig. 2. Se establecen unas corrientes de aire que ventilan el espacio cubierto. El montante de la ventilación lograda por este sistema depende del gradiente de temperatura interior-exterior, de la intensidad y dirección del viento y de la construcción del invernadero.

La ventilación natural exige grandes aberturas, del 15% al 25% de la superficie cubierta y decidir si aberturas centrales o laterales o la combinación de ambas, Fig. 3. Para obtener una buena distribución del aire deben abarcar toda la longitud de la nave y para épocas frías o bien para poder regular la humedad, es necesario poder cerrar de forma progresiva, parcial o total estas aberturas. La maniobra puede ser manual o automática pero siempre será conveniente que esté mecanizada, centralizando su mando. En cambios bruscos de la climatología hay que poder reaccionar con rapidez y a cualquier hora, por lo que si el sistema es automático se tendrá que equipar con sensores de lluvia y viento para actuar.

Pero, con este tipo de ventilación es difícil conocer qué renovación de aire se consigue, es imposible regular la velocidad de incidencia del aire sobre las plantas, está demasiado condicionado a las condiciones meteorológicas y en caso de invernaderos calefaccionados es difícil conservar la energía debido al defectuoso cierre de ventanas o de las muy largas chimeneas centrales, sobre todo cuando las naves envejecen después de un largo tiempo de uso.

Ventilación mecánica simple

La ventilación mecánica consiste en renovar el aire con la instalación de ventiladores electromecánicos colocados en la cubierta o bien en la parte alta de un lateral de la nave, dependiendo de la anchura de la misma. Las entradas de aire exterior se disponen por la parte baja de la pared opuesta a la de los ventiladores o por ambas si la descarga es central, Fig. 4.

Designamos como "simple" el hecho de vehicular aire del exterior, con su temperatura y humedad y descargarlo, después de barrer el interior, evacuando humedad, gases y carga de calor hacia el exterior. Es lógico que la temperatura mínima interior que puede esperarse con este sistema sea a lo sumo la misma que la del aire exterior.

Las renovaciones de aire por hora N que se decidan, entre 40 a 60, indicarán el caudal de aire necesario

$Q \text{ (m}^3/\text{h)} = \text{volumen del local} \times N$

Y, el número de ventiladores será:

$$N = \frac{Q \text{ total}}{q \text{ (caudal un ventilador)}}$$

Los ventiladores se distribuirán a lo largo de la nave, en la cubierta o un lateral, distanciados entre 7 a 10 metros uno de otro. En el caso de ventiladores laterales se colocarán persianas de gravedad para evitar corrientes contrarias cuando los aparatos estén parados.

Las entradas de aire se protegerán, hacia el exterior con rejillas antipájaros o roedores. Hacia el interior se dispondrán deflectores en caso que el aire exterior entrante incida directamente sobre las plantas próximas.

La conexión eléctrica de los ventiladores se hará a través de reguladores de velocidad que permitirán obtener regímenes de ventilación distintos de acuerdo a las necesidades.

Ventilación mecánica húmeda

Este sistema consiste en saturar de humedad el aire de entrada haciéndoles atravesar unos paneles de gran superficie contruídos con material fibroso empapado de agua. Unos canales perforados a lo largo de la parte alta de los paneles suministran agua continuamente que los mantiene mojados. Fig. 6.

El aire exterior impulsado por un ventilador contra los paneles en el caso de una instalación por sobrepresión o bien succionado por un extractor en la pared opuesta de la nave, en el caso de depresión, penetra en el invernadero saturado de humedad y con una temperatura más baja. Dentro del local se mezcla con el aire ambiente y se evapora rebajando la temperatura y modificando su humedad. El aire a la salida será la resultante de la mezcla, arrastrando también los gases existentes.

Con este sistema se renueva el aire, se enfría y varia su humedad. El enfriamiento conseguido será tanto mayor como más seco sea el aire exterior, pudiéndose alcanzar diferencias de 5 °C. La eficiencia de la instalación se define como la relación entre la diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el inyectado al interior y la del aire exterior y la del inyectado en caso de estar saturado al 100%. Pueden alcanzarse rendimientos del 90%.

El diseño en la disposición de los ventiladores y los paneles deben resolver los problemas de la velocidad del aire sobre las plantas y los gradientes de temperaturas dentro del invernadero.

Algunos aspectos que hay que atender son :

La velocidad del aire a través de los paneles húmedos deben estar entre 1 y 2 m/s.

La pérdida de carga de un panel no debe sobrepasar los 15 Pa con un enfriamiento de 3 °C. Los paneles, que ocupan todo el largo de un lateral del invernadero, deben tener una altura entre 0,5 y 2,5 m.

El caudal de agua para mojar los paneles verticales debe oscilar entre los 4 y 10 l/min. por metro de longitud de los mismos.

Si los locales son muy anchos debe adoptarse la disposición de ventilador de techo y entradas de aire, con paneles húmedos, en ambos laterales.

Aspersión y nebulización de agua

Consiste en repartir por todo el local unos pulverizadores de agua que difunden gotas por todo el ambiente. Según sea el tamaño de las gotas, por encima o por debajo de los 200 µm., resultan gotas que mojan o forman niebla. Estas gotas de agua se evaporan, absorbiendo gran parte de la energía solar recibida, con lo que enfrían el ambiente.

Como este sistema no cuenta con ventilación resulta inferior a la ventilación húmeda por lo que es aconsejable combinarlo con una ventilación simple.

Un inconveniente a señalar es que los equipos pulverizadores son muy delicados por la facilidad de obstruirse los pequeños orificios de los chicle con las sales del agua.

Sombreado

Más que un sistema en sí, el sombreado es un buen complemento a cualquier sistema de refrigeración que se adopte. Consistente en colocar unos parasoles, pantallas de protección, para paliar el exceso de radiación solar sobre el invernadero. No obstante resulta difícil de instalar por razones de tamaño, solidez mecánica, resistencia a los elementos meteorológicos y de orientación exacta en caso de recurrirse al mismo de forma parcial.

También puede reducirse la temperatura de la cubierta, que emite calor hacia el interior de forma importante, por aspersión de agua sobre la misma, si bien esta medida requiere un gasto de agua elevado.

CASOS DE APLICACION

AHORRO DE ENERGIA DE CALEFACCION EN GRANDES LOCALES. Uso de Ventiladores de Techo

Desde el año 1992, en que la ONU promovió la conferencia de Río de Janeiro, los temas relacionados con el cambio climático se encuentran en las agendas de la mayoría de los gobiernos.

Esta preocupación por el cambio climático, las medidas que deben adoptarse así como los plazos en que deben alcanzarse los objetivos, también fueron objeto de debate en las conferencias de Kioto y Buenos Aires, esta última en 1.998.

Uno de los temas de discusión en estos encuentros internacionales ha sido la reducción de las emisiones de los gases que originan el efecto invernadero.

Entre las distintas políticas se encuentra la eficiencia energética. La Unión Europea se ha comprometido activamente con los anteriores objetivos. Así, en 1992, se fijó un ambicioso objetivo para el año 2000 en respuesta al proceso de Río y los nuevos requisitos del Tratado de Maastricht y desde el año 1994 participa en el convenio marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. Las inquietudes medioambientales en el desarrollo de la política energética han quedado de manifiesto en el Libro Verde por una política energética de la Unión Europea, adoptado en enero de 1995. También los programas SAVE para estimular la eficiencia energética y la red OPET (siglas de Organisation for the Promotions of Energy Technology) van en este sentido. Uno de los objetivos que se ha propuesto la U.E. dentro del quinto programa, iniciado en el año 1996, es estabilizar los niveles de emisión de CO₂ a los niveles de 1990.

Para plantear objetivamente este programa se determinaron las tendencias sociales europeas en los períodos mencionados Fig. 1, identificando al mismo tiempo las fuerzas favorables y adversas a la consecución de los objetivos propuestos. El rendimiento energético es una de las fuerzas a tener en cuenta Fig. 2.

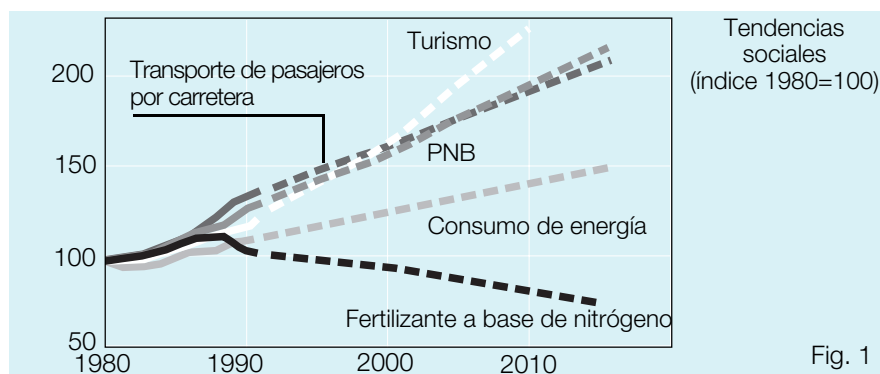
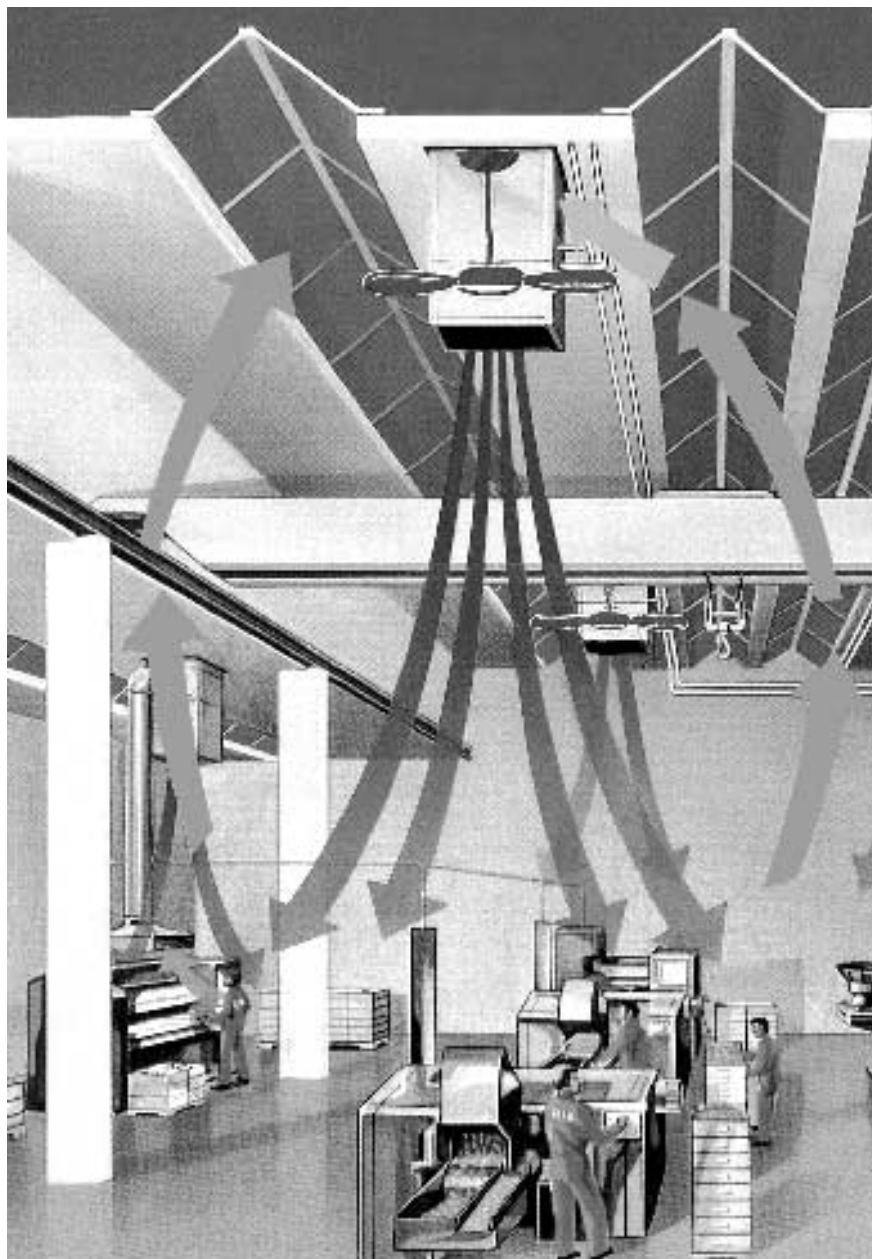


Fig. 1

Puede decirse que este proceso enlaza también con la preocupación motivada por la crisis del petróleo del año 1973 que dio origen a la Conferencia Mundial de la Energía celebrada en Estambul en 1977. En esta, se llegó también a la conclusión que, el ahorro energético, es la más barata y accesible fuente de energía y puede jugar un papel primordial en el futuro.

Esta verdad, válida para todo el mundo, es dramática en España por su gran dependencia energética del exterior. Una fuerte política de fomento de las energías limpias o renovables (eólica, solar, etc.) junto con el fomento del ahorro energético experimentará un gran impulso en nuestro país.

Respecto al ahorro energético debe decirse que la Fundación Ford llegó a la conclusión que los procesos industriales pueden mejorar el 30% su eficiencia energética. También el Centro de Estudios de la Energía explica que se pueden lograr ahorros de un 5 hasta un 20% con sencillos métodos de mejora en equipos y procesos, con inversiones razonables.

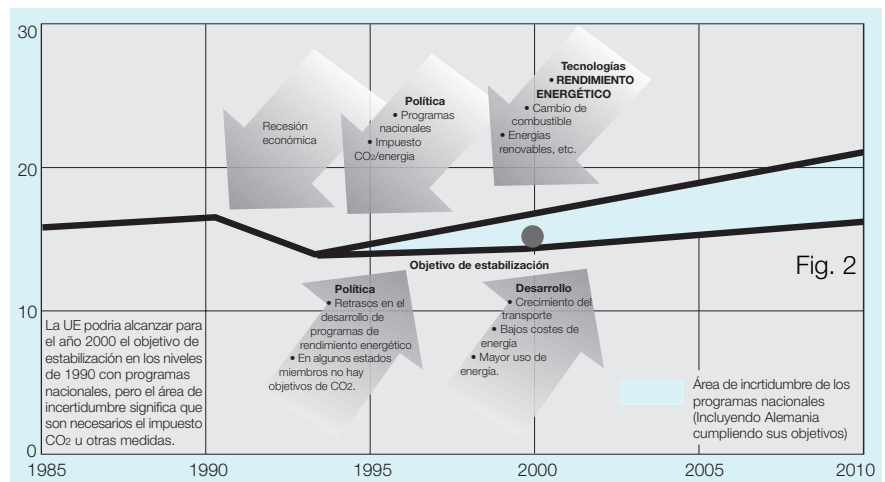
Este capítulo pretende aportar su granito de arena contribuyendo al ahorro de energía de calefacción en grandes locales uniformizando la temperatura por medio de ventiladores de techo.

CALEFACCION Y CLIMATIZACION DE EDIFICIOS

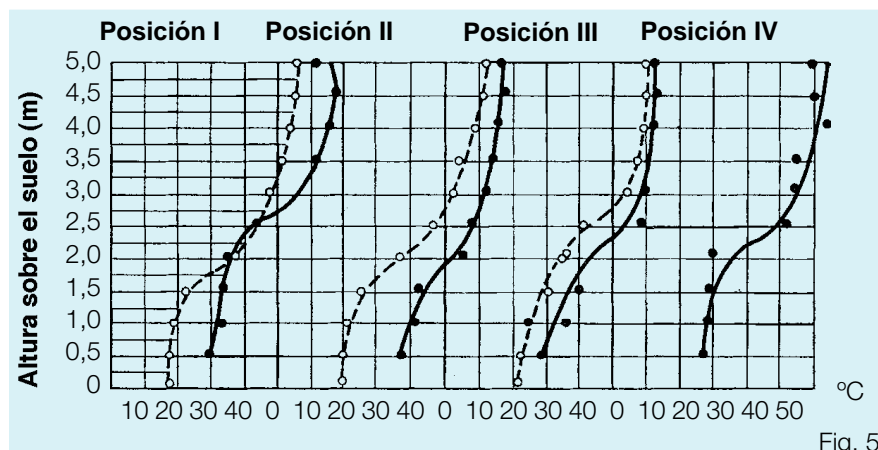
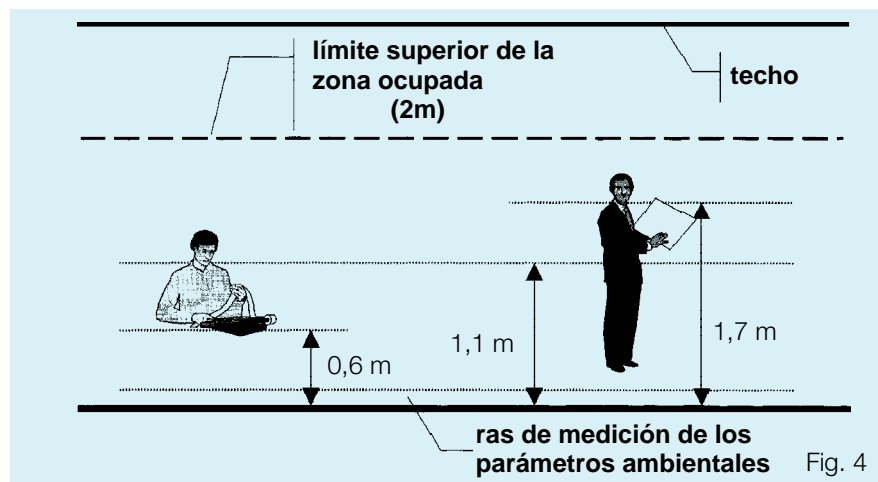
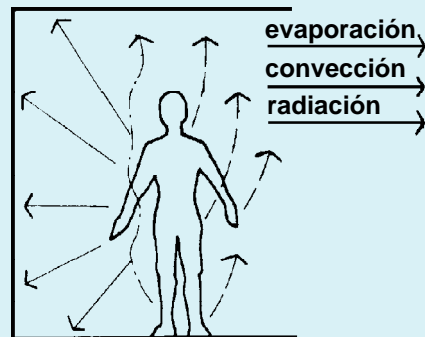
La calefacción o climatización de un local tiene por objeto crear unas determinadas condiciones de temperatura, humedad, etc. en el ambiente a fin de que las personas que lo habitan tengan una sensación de confort o bienestar.

La mencionada sensación es, principalmente, el resultado del intercambio de energía entre el cuerpo humano y su entorno. Este intercambio se produce por evaporación, convección y radiación, tal como muestra la Fig. 3.

Vemos que, únicamente en los espacios habitados, es necesario mantener las condiciones ambientales necesarias para el bienestar. De hecho las normativas sobre climatización ya definen estos espacios, en que deben garantizarse los criterios de bienestar, como ZONAS OCUPADAS, tal como puede verse en la Fig. 4. También debe



El cuerpo elimina el calor por:



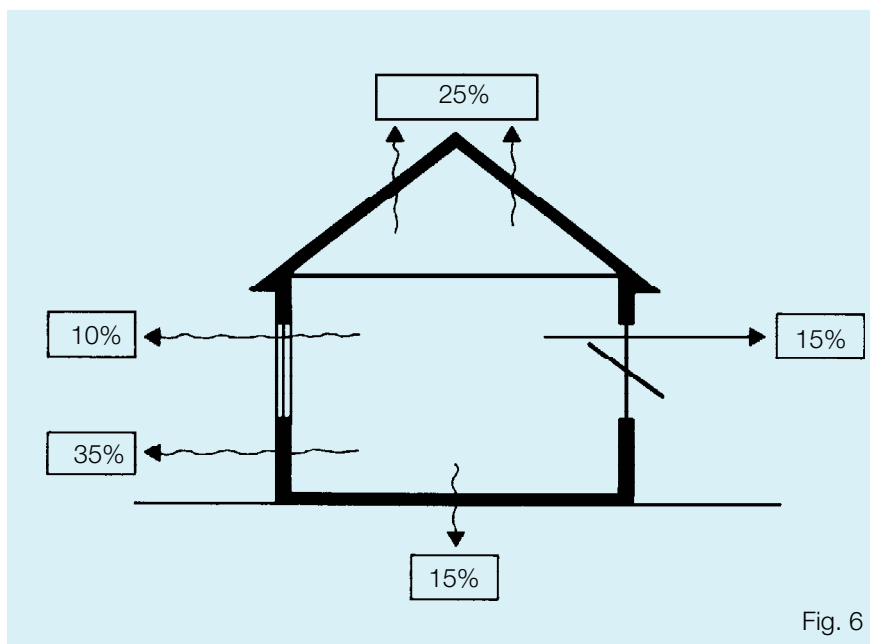


Fig. 6

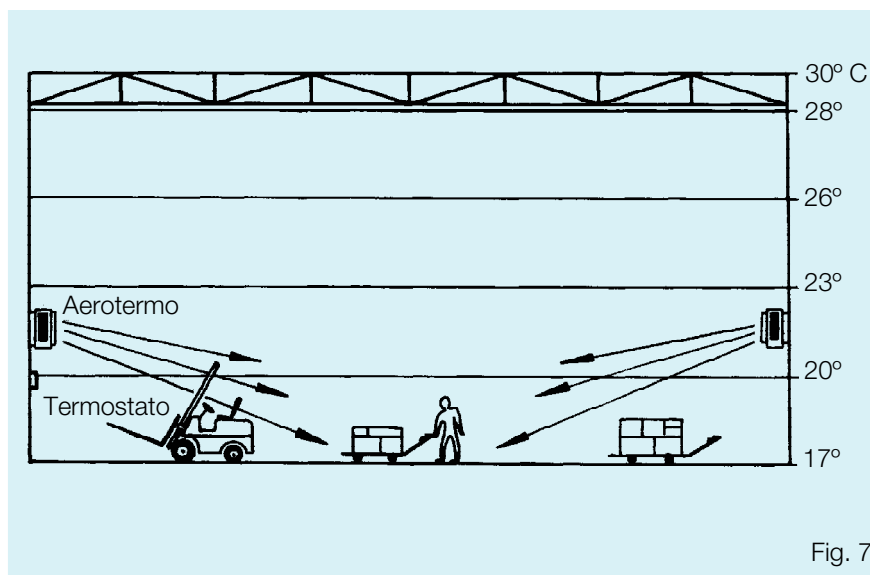


Fig. 7

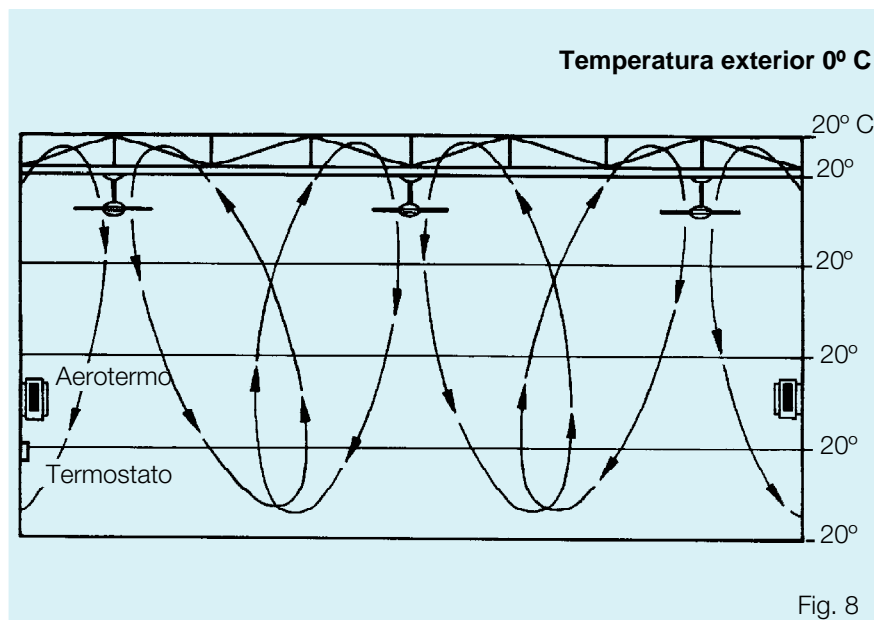


Fig. 8

decirse que mantener aquellos criterios fuera de las zonas ocupadas conduce a despilfarro de energía.

Este despilfarro no tiene demasiada importancia en locales con una altura de techo reducida. No puede decirse lo mismo en el caso de naves y locales cuya altura de techo es considerable. En estos casos es conveniente instalar sistemas que lleven a una mayor eficiencia energética al calentar o climatizar el local.

GRADIENTE DE TEMPERATURA EN UN LOCAL

Si medimos la temperatura de un local con calefacción a diferentes alturas veremos que esta aumenta desde el suelo hasta el techo. Este aumento sigue la curva de la Fig. 5 y su incremento depende del caudal de aire extraído del local y de la cantidad de energía empleada en calentarlos.

En el caso de un local estándar suele aceptarse un incremento de temperatura de aproximadamente un 7% por cada metro de altura sobre el nivel de respiración de los ocupantes.

AHORRO DE ENERGIA EN CALEFACCION

En un edificio las pérdidas de calor a través de los cerramientos son proporcionales a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del edificio, es decir cuanto más alta sea esta diferencia mayor será el gasto energético de calefacción. Suponiendo que la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior sea uniforme, en el techo, paredes, ventanas, etc. el porcentaje de calor disipado en cada uno de los elementos constructivos puede verse en la Fig. 6.

Estos porcentajes de energía disipada en cada uno de los cerramientos pueden cambiar substancialmente si la temperatura a nivel del suelo es diferente de la del techo. En este caso las pérdidas de calor a través del techo pueden ser considerables.

Según lo anteriormente descrito, si no se emplean dispositivos para evitar la estratificación térmica del aire de estos locales nos encontraremos con una disminución de la eficiencia energética debida a dos circunstancias:

- Por la necesidad de tener que calentar, hasta las condiciones de confort o bienestar, un volumen de

aire muy superior al de la ZONA OCUPADA.

-Por el aumento de las pérdidas caloríficas a través del techo debido a la mayor diferencia entre la temperatura del aire en la parte superior de la nave y la temperatura exterior.

Pero veamos más detenidamente estos dos aspectos: Partiendo de un local frío, al empezar la jornada se pondrá mucho antes a régimen, alcanzando una temperatura uniforme, un local con ventiladores de techo que otro sin ventilación, en el que para lograr la temperatura de bienestar en la zona ocupada, se originarán temperaturas crecientes hasta el techo.

La fórmula siguientes :

$$C = 0,24 V (t_2 - t_1)$$

indica la cantidad de calorías (kcal) necesarias para calentar una masa de aire V(kg) desde una temperatura, por ejemplo, de $t_1(^{\circ}\text{C})$ a la t_2 . Como puede verse esta energía es tanto mayor cuanto más grande sea el incremento de temperatura, necesario. En el ejemplo de las figuras es de 20°C con una temperatura uniformizada desde el techo y de 25°C aproximadamente en el otro caso sin ventilación.

Desde el punto de vista de las pérdidas de calor por transmisión de paredes y techo la fórmula:

$$P = \sum (KS (t_2 - t_1))$$

Depende también, de forma directamente proporcional, del salto de temperatura que, en este caso, es la del interior del local al exterior del mismo, a la intemperie.

Calculando las pérdidas zona a zona, a medida que la temperatura aumenta, se llega a valores muy superiores de los que arroja el mismo cálculo en el caso de una temperatura uniforme.

Como ejemplo supongamos la nave de la Fig.9, a cuyas paredes, techo y suelo les consideramos un coeficiente de pérdidas K, que es el mismo en todos los casos.

La cantidad de calor por unidad de tiempo que se perderá, en el caso de tener una distribución de temperatura como la indicada, será :

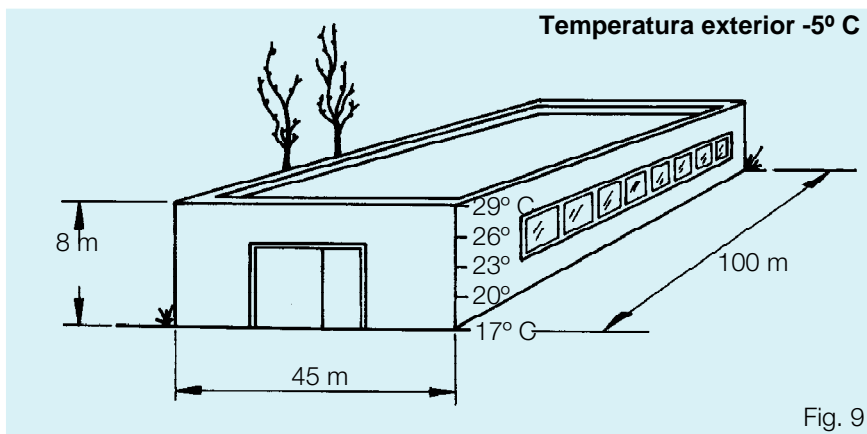


Fig. 9

$$\text{Calor perdido por las paredes} = K ((45 \times 100) \times 2 \times 8) \times \left(\frac{29-17}{2} - 5 \right) = K \times 41.760 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Calor perdido por el suelo} = K (45+100) \times 2 \times (17-5) = K \times 3.480 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Calor perdido por el techo} = K (45 \times 100) \times (29-5) = K \times 108.000 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Total} = K \times 153.240 \text{ Kcal.}$$

En el caso de tener una distribución uniforme de la temperatura (20°C), las pérdidas serán :

$$\text{Calor perdido por las paredes} = K ((45 \times 100) \times 2 \times 8) \times (20-5) = K \times 34.800 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Calor perdido por el suelo} = K (45+100) \times 2 \times (20-5) = K \times 4.350 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Calor perdido por el techo} = K (45 \times 100) \times (20-5) = K \times 67.500 \text{ Kcal.}$$

$$\text{Total} = K \times 106.650 \text{ Kcal.}$$

Según estos resultados tendríamos un ahorro de energía del

$$\frac{153.240 - 106.650}{153.240} = 0,304 = 30,4\%$$

El valor de este ahorro de energía, solo debe tomarse como un dato cualitativo ya que se ha hecho la hipótesis de un mismo coeficiente K para las paredes, techo y suelo. Para conocer el valor del ahorro real de energía en una construcción determinada, debe efectuarse el cálculo introduciendo los valores reales de los coeficientes K, es decir tener en cuenta el tipo de paredes, techo y suelo y si están o no aislados.

Los ventiladores idóneos para instalar el aire desde arriba hacia abajo son del tipo de techo, como los representados en la Fig. 1, y con diámetros de 900 a 1500 mm. Son aparatos de caudal, con pocos álabes, de tres a cinco máximo, y que giran a velocidades por debajo de las 500 rev/min.

En el catálogo S&P, pueden hallarse las características de este tipo de aparatos.

