

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Verificación de Sistemas de Ventilación por Extracción Localizada

Máster Prevención Riesgos Laborales.
Especialidad de Higiene Industrial

JOSÉ ÁNGEL LÓPEZ SANDOVAL

MÁSTER DE PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES
2012-2013

INDICE

	Página
1.- Introducción	5
2.- Sistemas de Ventilación por Extracción Localizada (VEL)	7
2.1. Campanas de Extracción localizada.....	8
2.2. Tipos de Campanas	9
2.2.1. Cabinas	10
2.2.2. Campanas exteriores.....	12
3.- Instrumentos de Medida y detección de Averías	13
3.1. Manómetros	13
3.1.1. Manómetro de columna de líquido.....	14
3.1.1.1. Manómetro de Tubo en forma de U.....	14
3.1.1.2. Manómetro para líquidos	15
3.1.1.3. Tubo de Pitot.....	15
3.1.1.4. Tubo de Prandtl	17
3.1.1.5. Manómetro diferencial	18
3.1.1.6. Termo-Anemómetro.....	19
3.1.1.7. Velómetro de álabes rotativos o anemómetro.....	20
3.2. Criterios para la selección de los instrumentos.....	21
4.- Principios generales	24
4.1. Pérdidas de carga en una conducción	24
4.1.1. Pérdidas en los tramos rectos.....	24
4.1.2. Pérdidas por los accidentes en la conducción	26
4.1.2.1. Método de la longitud equivalente	26
4.1.2.2. Método del coeficiente n	27

5.- Ventiladores	28
5.1. Generalidades.....	28
5.2. Clasificación.....	28
5.2.1. Ventiladores Axiales.....	29
5.2.1.1.La Presión.....	31
5.2.1.2.El Caudal	32
5.2.2. Ventiladores Centrífugos	32
5.2.2.1.Clasificación.....	33
A. Ventiladores centrífugos de álabes curvados adelante.....	33
B. Ventiladores centrífugos de álabes radiales	34
C. Ventiladores centrífugos de álabes curvados atrás	35
5.3. Curva característica de un ventilador	36
5.4. Punto de Trabajo de un ventilador	37
5.4.1. Regulación del Punto de Trabajo.....	38
5.5. Instalación y Mantenimiento de los ventiladores.....	39
6.- Comprobación de los Sistemas de ventilación	42
6.1. Medida de la Presión.....	43
6.2. Medida del Caudal	46
6.2.1. Empleo del Tubo de Pitot	46
6.2.2. Tubos de Pitot modificados	51
6.2.3. Presión estática en la campana	51
7.- Cálculos y Prácticas de Laboratorio	55
7.1. Sistema simple de ventilación por extracción localizada.....	55
7.2. Pérdida de carga de la conducción simple en tubo recto	61
7.3. Determinación de las características del ventilador	63

7.4. Potencia consumida por el ventilador	65
7.5. Verificación de una extracción localizada por medio de un manómetro en U de dos líquidos.	66
7.6. Verificación de una instalación múltiple de extracción localizada.....	69
8.- Bibliografía	81

SISTEMAS DE VENTILACIÓN

1. INTRODUCCIÓN

La importancia de disponer de aire limpio y sin contaminar en el ambiente de trabajo industrial es bien conocida.

La industria moderna, con su complejidad de operaciones y procesos, utiliza un número creciente de sustancias y preparados químicos muchos de los cuales poseen una elevada toxicidad. El empleo de dichos materiales puede dar a lugar a que en el ambiente de trabajo estén presentes, en concentraciones que excedan los niveles de seguridad, partículas, gases, vapores y/o nieblas. El estrés térmico puede también originar ambientes de trabajos inseguros o incómodos. Una ventilación eficaz y bien diseñada ofrece una solución a estas situaciones, en las que se requiere la protección del trabajador. La ventilación puede también ser útil para controlar olores, humedad y otras condiciones ambientales indeseables.

El riesgo potencial para la salud asociado a una sustancia presente en el aire viene indicado por su Valor Límite (VLA). El VLA se define como la concentración en el aire de una sustancia a la que se considera que casi todos los trabajadores pueden exponerse repetidamente, día tras día, sin sufrir efectos adversos. El valor VLA-ED se define como la concentración media ponderada en el tiempo, para una jornada normal de trabajo de 8 horas y una semana laboral de 40 horas, que no producirá efectos adversos en la mayoría de los trabajadores, es empleado usualmente como referencia de seguridad. Los valores VLA-ED son publicados anualmente por el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, y se revisan anualmente para incorporar los nuevos conocimientos sobre toxicidad de las sustancias.

En las plantas industriales se emplean dos tipos generales de sistemas de ventilación. Los sistemas de **IMPULSIÓN** se utilizan para impulsar aire, habitualmente templado, a un local de trabajo. Los sistemas de **EXTRACCIÓN** se emplean para eliminar los contaminantes generados por alguna operación, con la finalidad de mantener un ambiente de trabajo saludable.

Un programa completo de ventilación debe incluir tanto la impulsión como la extracción. Si la cantidad global de aire que se extrae de un local de trabajo es superior a la cantidad de aire exterior que se aporta, la presión en el interior será más baja que la

atmosférica. Esta situación puede ser deseable cuando se emplea ventilación por dilución para controlar o aislar ciertos contaminantes en una zona determinada de la planta, pero a menudo el fenómeno se produce porque se han instalado sistemas de extracción sin tener en cuenta la sustitución del aire que extraen. Cuando ello ocurra, el aire entrará en la planta de una manera incontrolada, a través de rendijas, puertas, ventanas, etc.

Habitualmente esta situación trae como consecuencia, en primer lugar, malestar en la época invernal para quienes trabajan cerca de los límites del local. En segundo lugar, se produce una reducción de la eficacia de funcionamiento de los sistemas de extracción, que puede dar lugar a una disminución del grado de control de los contaminantes y originar posibles riesgos para la salud. Finalmente, se producirán mayores costes de calefacción y refrigeración.

2. Sistemas de Ventilación por Extracción Localizada

La ventilación por extracción puede utilizarse para eliminar el calor y/o la humedad excesivos, siempre que se disponga de aire de sustitución más frío. Si es posible encerrar la fuente de calor, como en el caso de estufas o ciertos hornos, una chimenea de tiro natural o forzado puede ser suficiente para impedir que el exceso de calor penetre en el local de trabajo.

En el caso de muchas operaciones que no admiten la extracción localizada, puede ser indicado recurrir a la ventilación general. Para calcular el caudal de ventilación necesario debe estimarse la cantidad de calor sensible y latente aportado por cada una de las fuentes, así como determinarse previamente el aumento de temperatura y humedad que se considerará aceptable. El caudal necesario para la eliminación del calor sensible puede estimarse a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Carga Térmica sensible, (kcal/h)}}{0,29 \times \text{incred. de temp., (}^{\circ}\text{C)}}$$

Para emplear esta ecuación es necesario evaluar previamente la carga térmica, incluyendo el sol, las personas, la iluminación, los motores y cualquier otra fuente específica de calor. De ellas, el sol, los motores y la iluminación aportan exclusivamente calor sensible. La carga térmica de las personas es en parte sensible y en parte latente. En el caso de procesos que generen tanto calor sensible como latente, será necesario estimar las cantidades de uno y otro.

Al emplear la ecuación anterior para el calor sensible es preciso fijar el incremento de temperatura que se admitirá.

Por ello, en una localidad donde pueda esperarse una temperatura seca en el exterior de 32 °C, si se desea que la temperatura interior no exceda de 38°C, es decir un aumento de 6 °C, será necesario un cierto caudal de aire. Si se desea que la temperatura interior no supere 35 °C será necesario doblar el caudal de aire.

Para la carga de calor latente el procedimiento es similar aunque más complicado. Si se conoce la cantidad total de vapor emitido, puede estimarse el caudal de ventilación necesario mediante la fórmula siguiente:

$$Q = \frac{\text{Carga Térmica latente (kcal/h)}}{\Delta H \times d}$$

Cuando se conoce la cantidad total de agua liberada, se emplea la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Kg de agua liberada/h}}{\Delta H \times d}$$

donde “d” es la densidad del aire en kg/m³ y ΔH es la diferencia entre la humedad absoluta del aire exterior y el valor máximo de humedad absoluta que se considera tolerable en el interior del local, expresadas en kg de vapor por kg de aire seco. Los caudales de aire calculados a partir de las ecuaciones anteriores no deben ser sumados, sino que debe emplearse como caudal de ventilación el mayor de los valores hallados, ya que los calores sensible y latente son eliminados simultáneamente. Por otra parte, en la mayoría de los casos, la carga térmica sensible es muy superior a la latente, de manera que el caudal de ventilación puede ser calculado tomando sólo en cuenta la carga de calor sensible.

La ventilación debe diseñarse de manera que el aire circule por el local favoreciendo las corrientes de convección natural.

Los sistemas de extracción localizada se diseñan para captar y eliminar los contaminantes antes de que se difundan al ambiente general del local de trabajo. La campana es el punto de entrada al sistema de extracción, y le daremos dicho nombre independientemente de cuál sea su configuración física. La función esencial de la campana es crear un flujo de aire que capture eficazmente el contaminante y lo transporte hacia la campana.

2.1. Campanas de Extracción localizada

Los sistemas de extracción localizada se diseñan para captar y eliminar los contaminantes antes de que se difundan al ambiente general del local de trabajo. La campana es el punto de entrada al sistema de extracción, y le daremos dicho nombre independientemente de cuál sea su configuración física. La función esencial de la campana es crear un flujo de aire que capture eficazmente el contaminante y lo transporte hacia la campana. En la Figura 2.1 se indica la nomenclatura asociada a las campanas de extracción.

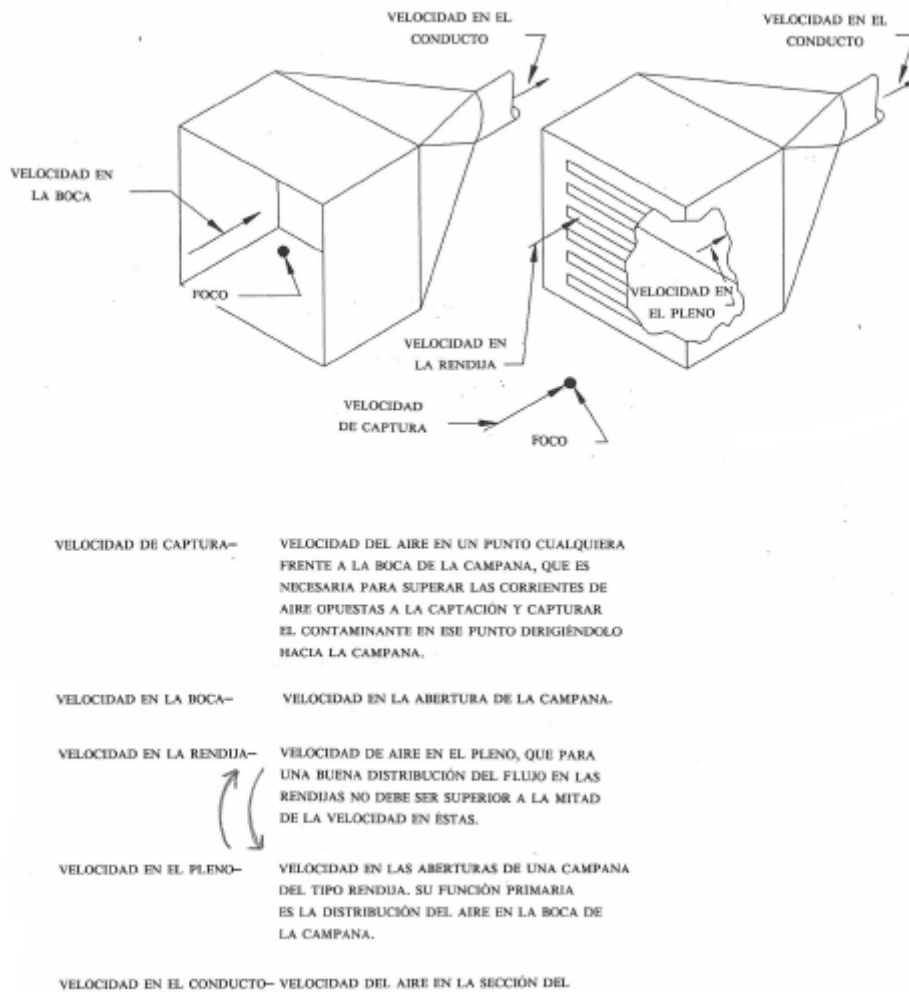


Figura 2.1 Campanas de extracción: Nomenclatura

2.2. Tipos de Campanas

Aunque las campanas se construyen en una amplia variedad de configuraciones, es posible clasificarlas en dos grandes familias: cabinas y campanas exteriores. El tipo de campana a emplear dependerá de las características físicas del equipo o instalación, del mecanismo de generación de contaminante y de la posición relativa del equipo y el trabajador (véase la Figura 2.2).

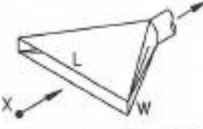

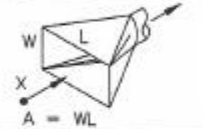

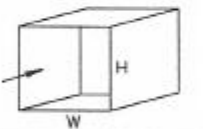
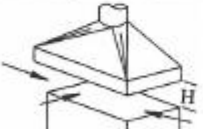
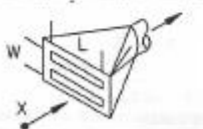

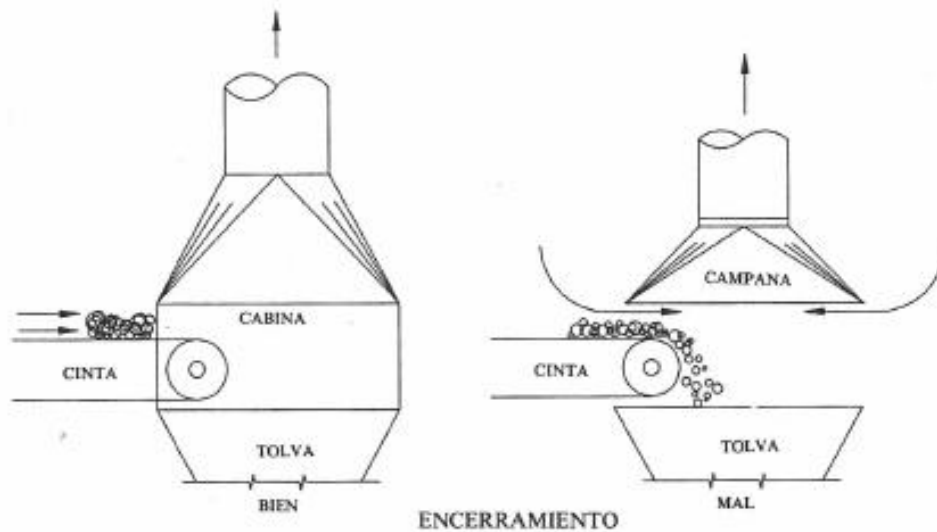
TIPO DE CAMPANA	DESCRIPCIÓN	FACTOR DE FORMA W/L	CAUDAL
	RENDIJA	0,2 Ó MENOS	$Q = 3,7 LVX$
	RENDIJA CON PESTAÑA	0,2 Ó MENOS	$Q = 2,6 LVX$
	CAMPANA SIMPLE	0,20 Ó SUPERIOR Y CIRCULAR	$Q = V(10X^2 + A)$
	CAMPANA SIMPLE CON PESTAÑA	0,2 Ó SUPERIOR Y CIRCULAR	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$
	CABINA	ADAPTADA A LA OPERACIÓN	$Q = VA = VW H$
	CAMPANA ELEVADA	ADAPTADA A LA OPERACIÓN	$Q = 1,4 PVH$ VER VS-903 P = PERÍMETRO H = ALTURA SOBRE LA OPERACIÓN
	RENDIJA MÚLTIPLE. 2 Ó MÁS RENDIJAS	0,2 Ó SUPERIOR	$Q = V(10X^2 + A)$
	RENDIJA MÚLTIPLE CON PESTAÑA. 2 Ó MÁS RENDIJAS	0,2 Ó SUPERIOR	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$

Figura 2.2 Tipos de Campanas de extracción

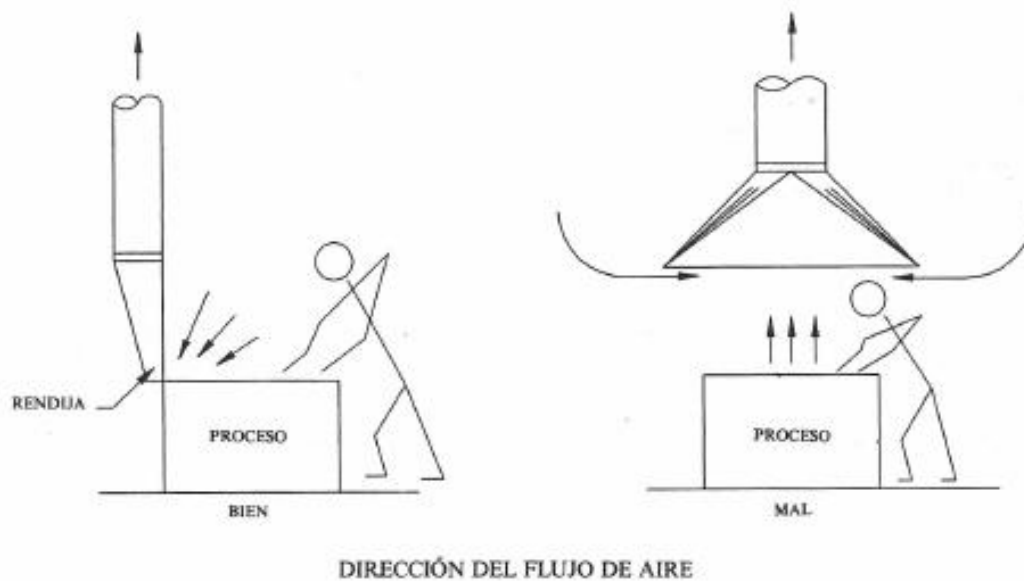
2.2.1. Cabinas

Las cabinas son campanas que encierran total o parcialmente el proceso o el punto de generación del contaminante. Una cabina completa sería, por ejemplo, una cabina de laboratorio con manoplas, donde no existen apenas aberturas. Una cabina parcial sería una campana de laboratorio o la clásica cabina de pintura. Una corriente de aire que penetre en la cabina a través de su abertura retendrá el contaminante en el interior de la misma, impidiendo que llegue al ambiente de trabajo.

La cabina es el tipo de campana a elegir siempre que la configuración y funcionamiento del proceso lo permitan. Si no es posible un encerramiento completo debe emplearse un encerramiento parcial en la mayor medida posible (ver la Figura 2.3).



ENCIERRE LA OPERACIÓN TANTO COMO SEA POSIBLE. CUANTO MÁS ENCERRADO ESTÉ EL FOCO, MENOS AIRE ES NECESARIO PARA CONTROLARLO



SITÚE LA CAMPANA DE FORMA QUE EL CONTAMINANTE SEA ALEJADO DE LA ZONA RESPIRATORIA DEL TRABAJADOR

Figura 2.3 Tipos de Campanas de extracción

2.2.2. Campanas exteriores

Denominamos campanas exteriores a las que se encuentran situadas adyacentes al foco de contaminante pero sin encerrarlo, como por ejemplo las rendijas a lo largo de la boca de una cuba o una abertura rectangular sobre una mesa de soldadura.

Cuando el contaminante es un gas, vapor o polvo fino, y no es emitido con una velocidad significativa, la orientación de la campana no es crítica. Sin embargo, si el contaminante incluye partículas grandes que son emitidas con una velocidad apreciable, la campana debe colocarse en la dirección de dicha emisión.

Si el proceso emite aire contaminado muy caliente, éste ascenderá por efecto de su menor densidad. El empleo de una campana exterior situada lateralmente a la corriente de aire ascendente puede no producir una captación adecuada a causa de que la corriente de aire inducida por la campana sea insuficiente para contrarrestar el flujo de aire de origen térmico. Esto será especialmente cierto para los procesos a muy alta temperatura, como los hornos de fusión. En tales casos puede ser indicado el empleo de una campana colocada en la parte superior del proceso.

Una variante de campana exterior es el sistema de impulsión-extracción. En este caso se impulsa un chorro de aire a través del foco contaminante, hacia una campana de extracción. El contaminante es controlado, esencialmente, por el chorro, mientras la función de la campana es “recibir” el chorro y aspirarlo. La ventaja esencial del sistema de impulsión-extracción es que el chorro impulsado puede desplazarse de forma controlada a través de una distancia mucho más grande de lo que es posible controlar el flujo de aspiración de una campana. El sistema de impulsión-extracción se utiliza con éxito para ciertas operaciones de tratamiento de superficies, donde se emplean cubas abiertas, pero es posible emplearlo en otros muchos procesos. Sin embargo, puede suceder que el chorro de impulsión aumente la exposición de los trabajadores si no se diseña, instala o utiliza debidamente. Debe ponerse un especial cuidado en su diseño, ejecución y empleo.

3. Instrumentos de Medida y detección de Averías

El caudal de un sistema de extracción puede determinarse empleando diversos tipos de instrumentos de campo que miden la velocidad directamente. Típicamente dichos instrumentos se utilizan en las aberturas de aspiración o impulsión o, según el tamaño y accesibilidad, en el interior de conductos. La técnica de campo se basa en la medida de la velocidad del aire en una serie de puntos en un plano y en promediar los resultados. La velocidad media se emplea en la ecuación 9.1 para determinar el caudal. A causa de la dificultad en medir el área de una sección recta de forma irregular y la rápida variación de la velocidad a medida que el aire se acerca a una boca de aspiración, los resultados obtenidos deben considerarse sólo como una aproximación al valor real del caudal. Todos los instrumentos deben emplearse siguiendo estrictamente las instrucciones y recomendaciones de los fabricantes. En la *Tabla 3.1* se dan algunas características típicas de los instrumentos diseñados para la medida de la velocidad de aire.

Instrumento	Margen (m/s)	Tamaño del orificio	Margen de temper.	Problemas con polvo, humo	Requerim. calibrac.	Robustez	Utilidad general y comentarios
Tubos de Pitot con manómetro inclin.							
Standard	> 3	10 mm	Amplio	Algunos	Ninguno	Buena	Bueno salvo a bajas velocidades
Pequeño	> 3	5 mm	Amplio	Sí	Una vez	Buena	Ídem
Doble	> 2,5	20 mm	Amplio	Pocos	Una vez	Buena	Especial
Velómetros	0,12-50	12-25 mm	Medio	Algunos	Frecuente	Acept.	Buenos
Anemómetros de Álabes rotativos							
Mecánicos	0,15-50	No utilizables en conduct.	Estrecho	Sí	Frecuente	Poca	Especiales; uso limitado
Electrónicos	0,12-1 0,12-2,5 0,12-10 0,12-25	ídem	Estrecho	Sí	Frecuente	Poca	Especiales; posibilidad de lectura directa y incorp. registro

Margen de temperatura: Estrecho, -5 a 65; Medio, -5 a 150; Amplio, -20 a 400.

Tabla 3.1: Características de los instrumentos de medida

3.1. Manómetros

Los manómetros son los instrumentos utilizados para medir la presión de fluidos (líquidos y gases). Lo común es que ellos determinen el valor de la presión relativa, aunque pueden construirse también para medir presiones absolutas. Todos los manómetros tienen un elemento que cambia alguna propiedad cuando son sometidos a la presión, este cambio se manifiesta en una escala o pantalla calibrada directamente en las unidades de presión

correspondientes. Cuando el aparato de medición sirve para medir presiones que cambian muy rápidamente con el tiempo como por ejemplo, dentro del cilindro del motor de combustión interna, recibe el nombre de transductor, reservándose el nombre de manómetro para aquellos que miden presiones estáticas o de cambio lento. Dentro de los manómetros podemos encontrar:

3.1.1. Manómetro de columna de líquido:

Doble columna líquida utilizada para medir la diferencia entre las presiones de dos fluidos. El manómetro de columna de líquido es el patrón base para la medición de pequeñas diferencias de presión. Los tres tipos básicos de manómetro de Tubo de vidrio son el de Tubo en U, los de tintero y los de Tubo inclinado, que pueden medir el vacío o la presión manométrica dejando una rama abierta a la atmósfera.

3.1.1.1. Manómetros de Tubo en forma de U

Consiste en un recipiente de cristal en forma de la letra “U”. Cuando se usa para medir la presión de dispositivo ambos extremos del Tubo están abiertos, con una presión desconocida aplicada en uno de los extremos y el otro, abierto a la presión atmosférica como se muestra en la *figura 3.1*. La presión de indicador desconocida del fluido (P) se relaciona con la diferencia de los niveles de fluido (h) en las dos mitades del Tubo y la densidad del fluido (ρ) mediante la expresión:

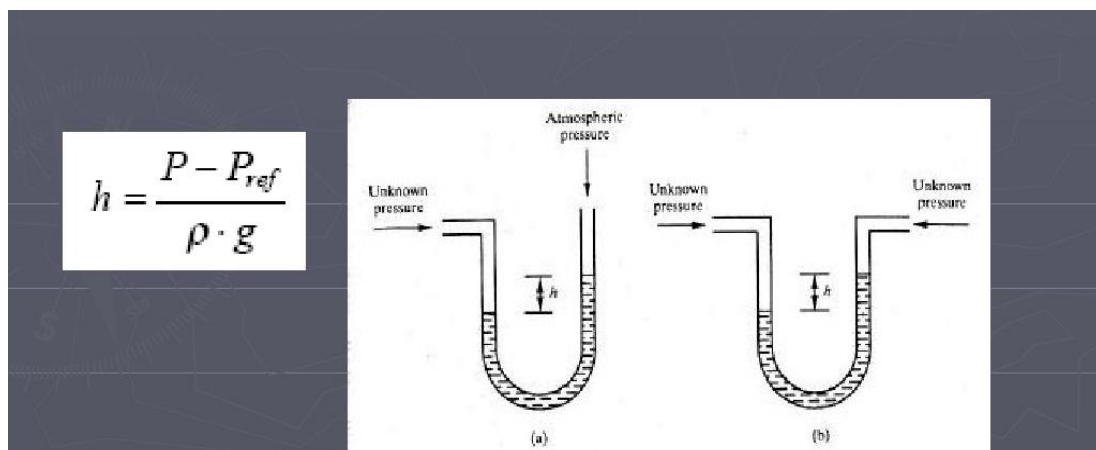


Figura 3.1 Manómetros de Tubo en forma de U

3.1.1.2. Manómetro para líquidos

El manómetro para líquido es un manómetro diseñado para medir presiones hidráulicas donde el medio puede ser agresivo o no. Para medios agresivos como ácidos o bases un tratamiento debe ser aplicado sobre la superficie de contacto con el líquido. Otra alternativa es utilizar membranas de separación que actúan también de transmisor de la presión al manómetro. Los manómetros para líquidos suelen ser manómetros con sensor de galgas extensiométricas ya que este tipo de sensor presenta una buena estabilidad en el tiempo y repetibilidad de la medida. No olvidemos que la precisión se cuantifica mediante la repetibilidad y la exactitud mediante el error.

En cuanto a su exactitud y precisión es necesario calibrar el manómetro para líquidos para trabajar conforme a un sistema de calidad. Es recomendable que la calibración de manómetro para líquidos sea realizada por laboratorios de calibración acreditados por ENAC. Estos dos parámetros son fundamentales para un buen control de la calidad de los productos. En el proceso de medición no es tan importante la precisión de la medida sino la fiabilidad del resultado y que el técnico conozca bien los distintos conceptos estadísticos y metrológicos.

Estos manómetros se utilizan en procesos en donde exista vibración mecánica, golpes de ariete y presión variable pulsante. El líquido que se usa para su llenado es silicón. En la conexión se le integra un restrictor de presión o amortiguador de pulsaciones el cual reduce la velocidad con que entra o sale fluido.

3.1.1.3. Tubo de Pitot

Es un Tubo abierto, *figura 3.2*, dirigido contra la corriente del fluido y terminado, en su otro extremo, en un manómetro que indica directamente la presión total P_t .

Este Tubo es insensible a las variaciones de dirección en $\pm 6^\circ\text{C}$.

El Tubo de Pitot se utiliza para calcular la presión total, también denominada presión de estancamiento, presión remanente o presión de remanso (suma de la presión estática y de la presión dinámica).

Se utiliza mucho para medir la velocidad del viento en aparatos aéreos y para cuantificar las velocidades de aire y gases en aplicaciones industriales.

Mide la velocidad en un punto dado de la corriente de flujo, no la media de la velocidad del viento.

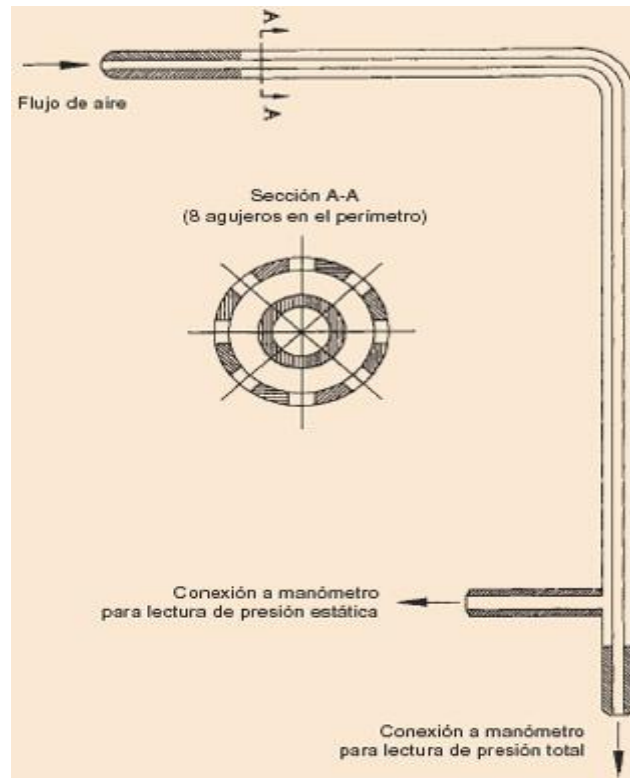


Figura 3.2: Tubo de Pitot

La presión dinámica se relaciona con la velocidad del fluido según la ecuación:

$$V = 4,43 \sqrt{\frac{PD}{d}}$$

donde:

V : Velocidad del fluido, m/s

PD : Presión dinámica en el conducto, mmcda

d : Densidad del fluido, kg /m³

Si el fluido es aire en condiciones estándar (20 °C y 1 atm), la densidad del aire es 1.2 kg /m³. Entonces la ecuación anterior puede expresarse como:

$$V = 4,043 \sqrt{Pd}$$

O bien:

$$Pd = 1,2 * \frac{V^2}{2g}$$

3.1.1.4. Tubo de Prandtl

La idea de Ludwig Prandtl fue la de combinar en un solo instrumento un Tubo de Pitot y un Tubo piezométrico: El Tubo de Pitot mide la presión total; el Tubo piezométrico mide la presión estática, y el Tubo de Prandtl mide la diferencia de las dos, que es la presión dinámica. Figura 3.3

Consta de un Tubo de Pitot, unido a otro que lo envuelve y que va provisto de unas rendijas que miden la presión estática. Van acoplados a los dos extremos de un manómetro que indica la diferencia de presión de ambos, o sea:

$$H - \frac{P}{\sigma} = \frac{v^2}{2g}$$

o bien:

$$Pt - Pe = Pd$$

Sirve por tanto para medir la presión dinámica y, por ende, la velocidad del fluido.

Como primera aproximación, para el aire, puede utilizarse la siguiente sencilla formula, ya despejada:

$$V = 4\sqrt{Pd}$$

siendo P_d la lectura realizada en mm c.d.a. en el Tubo de Prandtl.

Este Tubo es insensible a las desviaciones de dirección en +/- 10°.

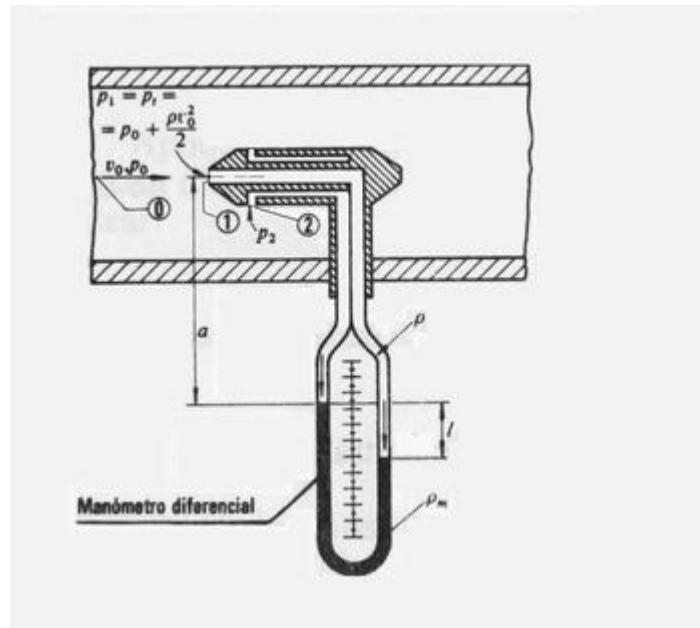


Figura 3.3: Tubo de Prandtl

3.1.1.5. Manómetro diferencial

Un manómetro diferencial es un dispositivo que mide la diferencia de presión entre dos lugares. Los manómetros diferenciales pueden variar desde los más simples que pueden construirse en casa hasta un equipo digital complejo.

Los manómetros estándar se utilizan para medir la presión en un recipiente por comparación con la presión atmosférica normal. Estos dispositivos también se utilizan para comparar la presión de dos recipientes diferentes. Revelan cuál recipiente tiene una mayor presión y qué tan grande es la diferencia entre los dos.

Los manómetros diferenciales tienen una amplia gama de usos en diferentes disciplinas. Un ejemplo es que pueden ser utilizados para medir la dinámica del flujo de un gas mediante la comparación de la presión en diferentes puntos de la tubería. (Figura 3.4.)

Su uso es muy frecuente en filtros en línea. De esta forma se puede observar fácilmente lo obturado que se encuentra el filtro midiendo la diferencia de presión entre la entrada y la salida del filtro.

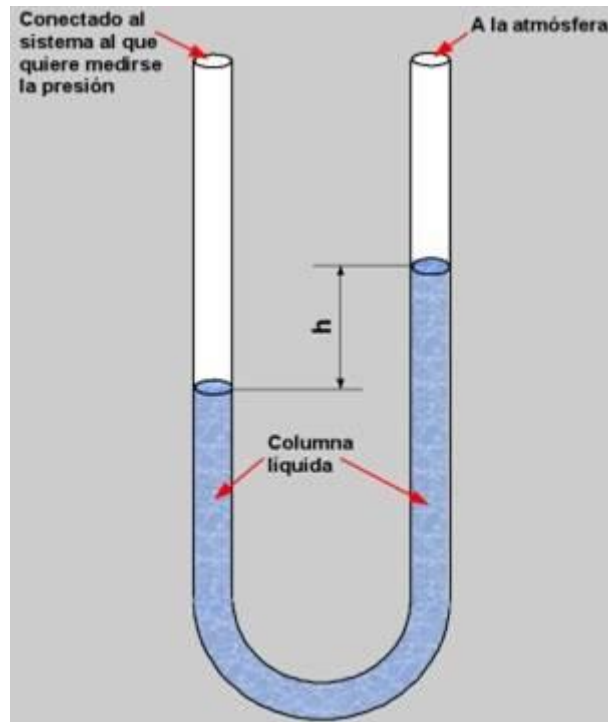


Figura 3.4: Esquema de un manómetro diferencial.

3.1.1.6. Termo-Anemómetro.

El termo-anemómetro, es un equipo de medición portátil y de fácil manejo este instrumento nos puede medir la velocidad del aire o de los gases de la combustión, así como temperaturas. Para análisis posteriores de balances de energía. Este equipo es utilizado para medir la velocidad del aire a la salida de las puertas o espacios donde existan perdidas por la salida del aire frío en cuartos de refrigeración u otro sistema.

El fundamento de un termoanemómetro (*figura 3.5*) consiste en medir el enfriamiento de un componente metálico caliente (alambre o bola) por efecto de la corriente de aire que circula a través del conducto. Hay dos tipos de sensores de flujo másico de convección térmica: los que operan a potencia constante, y los que lo hacen a temperatura constante.

Los primeros están integrados por dos sensores másicos de caudal de convección térmica; uno de ellos está caliente y el otro a temperatura ambiente. La diferencia de temperatura (medida como voltaje o intensidad de corriente) es una magnitud directamente proporcional a la velocidad (y caudal) del fluido.

Los sensores que operan a temperatura constante disponen además de un regulador que mantiene la temperatura. En este caso se mide la corriente requerida para mantener esta temperatura, siendo también proporcional a la velocidad del fluido.

La mayoría de los termoanemómetros usan el primer sistema porque muestra tiempos de respuesta menores (alrededor de 5 segundos), tienen una línea de base más estable y un rango de temperaturas de trabajo más amplio.



Figura 3.5: Termoanemómetro

3.1.1.7. Velómetros de álabes rotativos o anemómetro

Los velómetros de álabes rotativos (*figura 3.6*) están basados en la medición de las revoluciones por minuto del molinete, siendo este valor proporcional a la velocidad del fluido que circula por el conducto. La señal puede medirse con un reloj (velómetros mecánicos) o bien translucirse a una señal eléctrica. En este caso deben utilizarse instrumentos intrínsecamente seguros cuando las mediciones se realizan en atmósferas inflamables. Existen velómetros de distintos diámetros. Es obvio que los de mayor tamaño no son adecuados para

mediciones dentro de los conductos ya que requerirían orificios demasiados grandes. En este caso, su utilidad se pone de manifiesto para medidas en boca de campana o a la descarga del sistema.

En general, las sondas de molinete pierden precisión por debajo de 0,25 m/s, lo que no significa un problema para su uso en mediciones en sistemas de extracción localizada pero sí para mediciones ambientales.



Figura 3.6: Velómetro o Anemómetro de Molinete

3.2. Criterios para la selección de los instrumentos

La selección de cualquier instrumento de medida es función del grado de adecuación de sus especificaciones a las necesidades de la medición. Así, debe determinarse el rango de aplicación o campo nominal, sensibilidad, umbral de detección o discriminación, estabilidad, repetibilidad, exactitud, incertidumbre de medida y linealidad. La elección del instrumento está basada en un compromiso entre las anteriores características, siendo algunas de ellas principales y otras secundarias.

La primera variable a considerar para seleccionar el instrumento adecuado cuando se afronta el problema de la medida del caudal en conductos es el rango de velocidades al que se estima que circula el fluido. *Tabla 3.1:*

Rango de velocidades (m/s)	Tipo de contaminantes
0 a 10	Vapores, gases, humos de combustión.
10 a 15	Humos de soldadura, polvos extremadamente finos
> 15	Resto de polvos más gruesos

Tabla 3.1: Rango de velocidades según el contaminante

Las siguientes variables juegan también un papel importante:

Temperatura y humedad relativa del fluido.

Presencia de polvos y partículas que pudieran obturar las sondas falseando las lecturas o incluso dañando el equipo.

En la *tabla 3.2* se muestra cuáles son los instrumentos que se aconseja usar en cada caso en función de la velocidad y la temperatura del fluido.

Instrumento	Rango de velocidades óptimo	Rango aproximado de temperaturas	Observaciones
Tubo de Pitot	3 m/s (por debajo pierde precisión)	Cualquiera (máx. 700 °C)	Para atmósferas pulverulentas, Tubos de Pitot en S. Robusto y manejable.
Anemómetros de molinete	5 - 40 m/s	< 350 °C	Algunos no están indicados para medidas en conducto por su tamaño.

Termoanemómetros	< 5 m/s (variable)	< 70 °C	Mecanismo delicado. Pueden incorporar sensores y software que permitan corregir por temperatura y humedad y obtener directamente la lectura de velocidad y caudal (introduciendo la sección).
------------------	--------------------	---------	--

Tabla 3.1: Instrumentos según la velocidad y la temperatura

Presencia de componentes corrosivos en el fluido que pudieran dañar la sonda.

Tipo de régimen del flujo, turbulento o laminar. Es siempre preferible medir la velocidad con flujos laminares y por lo tanto en el caso que nos ocupa debe optarse por un instrumento preparado para flujo turbulento.

Aspectos prácticos como: manejabilidad, coste, robustez, etc.

4. Principios Generales

4.1. Perdidas de Carga en una conducción

Las condiciones bajo las cuales circula el aire por conducciones son de gran importancia por cuanto repercuten sensiblemente en los gastos anuales de mantenimiento de la instalación y hacen que deba atenderse a este aspecto del proyecto sobre todo en instalaciones importantes en las que no es admisible el tanteo tolerado para canalizaciones de poca importancia.

4.1.1. Perdidas en los tramos rectos

El aire circula de un punto a otro debido a una diferencia de presión entre ambos. Una parte de esta presión se invierte en vencer el frotamiento de las moléculas del fluido entre sí que provoca la rugosidad de las paredes. Es lo que se conoce con el nombre de pérdida de carga. Su expresión es:

$$Pe = \frac{1}{4} \lambda + \frac{P}{S} l \frac{V^2}{2g} \delta$$

que para conducciones de sección circular, resulta :

$$P = \lambda \frac{l V^2}{d 2g} \delta$$

En donde Pe (mmc.d.a.) es la pérdida de carga, medida en Presión Estática, que se produce en la tubería, P (m) el perímetro «mojado», S (m²) la sección recta de la tubería, l (m) la longitud con un diámetro d (m), por la que circula un fluido a una velocidad de v (m/s), con un coeficiente de frotamiento λ .

Este coeficiente λ está dado en función del número de Reynolds y, por tanto, de la viscosidad cinemática, de la rugosidad de los conductos, de sus dimensiones y disposición, y de la velocidad del fluido.

En la zona de régimen laminar, esto es, para valores de hasta $Re = 2.320$ el coeficiente de frotamiento vale aproximadamente $\lambda = 64/Re$, y para valores superiores a la velocidad crítica puede admitirse, para conductos de superficie interior pulida, la formula de Blasius :

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$$

Como generalmente las tuberías son rugosas, la formula que mejor se ajusta a la realidad es la de Mises:

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d}} \left(\sqrt{K} + 1,7 \sqrt{\frac{v}{V}} \right)$$

en donde K es un coeficiente dependiente de la rugosidad y que, para superficies pulidas, vale $\sqrt{K} = 1$ a $2 \cdot 10^{-3}$ y, para fundición de hierro, de 6 a $10 \cdot 10^{-3}$.

En esta zona, la de régimen turbulento, con rugosidades pequeñas y números de Reynolds bajos, el coeficiente de frotamiento depende solamente de Re, llamándosele entonces corriente en Tubo liso a la que fluye por tal conducción, pero con números Re altos, y a partir de ciertos diámetros de tubería, el coeficiente de frotamiento depende exclusivamente de la Rugosidad Relativa, llamándosele entonces zona de corriente rugosa.

Entre ambas zonas existe una de transición, en la que el coeficiente de frotamiento sufre muy desiguales variaciones caracterizándose por su inestabilidad. Se calcula por la formula de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

en la que ε/d es la rugosidad relativa, esto es, la rugosidad absoluta ε (que es la distancia entre los puntos más altos y los más bajos de las rugosidades) partida por el diámetro d del conducto. Es un número sin dimensiones.

4.1.2. Pérdidas por los accidentes en la conducción

Podemos citar dos métodos de aplicación de entre los más usuales:

4.1.2.1. Método de la longitud equivalente

Se basa este método en calcular las pérdidas de carga que representan los distintos accidentes de una canalización en longitudes de conducto recto con las mismas pérdidas. De esta forma se llega al cálculo de una tubería recta de longitud tal que da las mismas pérdidas que la conducción real con sus distintos elementos que modifican su trayectoria.

El cuadro de la tabla 4.1 facilita las equivalencias en pérdidas entre el elemento considerado y un tramo recto de tantas veces su diámetro. Este método es muy sencillo pero adolece de la falta de datos referentes a multitud de variaciones cuando las conducciones son complicadas.


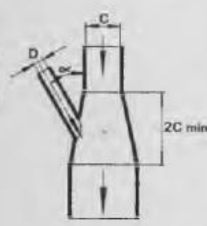
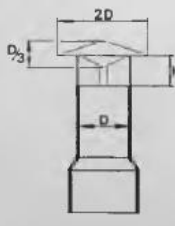
EQUIVALENCIA ENTRE LAS PÉRDIDAS DE UN ELEMENTO DE LA CONDUCCIÓN Y UN TRAMO RECTO DE TANTAS VECES SU DIÁMETRO																
Elemento	Diámetro del conducto															
	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1.000	
	R = D	1,3	1,7	2,5	3,4	4,3	5,1	6	6,8	7,6	8,5	10	12	13,5	15	17
	R = 1,5 D	0,9	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8	5,4	6	7,2	8,4	9,6	11	12
	R = 2 D	0,7	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10
	30°	0,6	0,9	1,5	2,2	2,8	3,4	4,1	4,7	5,4	6					
	45°	0,9	1,5	2,3	3,4	4,4	5,4	6,4	7,4	8,4	9,4					
	h = d		0,62	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,7	3	3,3	3,9	4,7	5,5	6,6	
	h = 0,75 d		0,9	1,5	2,1	2,7	3,3	3,9	4,5	5,4	6	7,1	8,7	9,9	11,7	
	h = 0,5 d		3,6	6	7,8	10,8	13,2	15,9	18,6	21,3	24,2	28,6	35,3	40,2	47,5	

Tabla 4.1 Equivalencia entre las pérdidas de un elemento de la conducción y un tramo recto de tantas veces su diámetro

4.1.2.2. Método del coeficiente n

Se basa este método en calcular la pérdida de carga en unidades de presión estática de un elemento en función de la presión dinámica del fluido que circula por el mismo, estableciendo unos coeficientes n de proporcionalidad para cada tipo de elemento según sea su forma y dimensiones.

$$\text{Pérdida de carga } \Delta p = n \cdot P_d \text{ (mm c.d.a.)}$$

De esta forma, calcularemos uno a uno todos los accidentes de la conducción y, sumándolos a las pérdidas de los tramos rectos, tendremos la total.

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

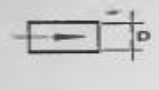

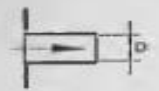



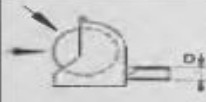

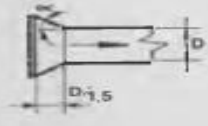

Figura	Coeficiente n	Figura	Coeficiente n																																														
	Conducto : Circular $n = 0,87$ Rectangular $n = 1,25$		$n = 1,6$																																														
	Conducto : Circular $n = 0,5$ Rectangular $n = 0,7$		$n = 1,78$																																														
	$n = 0,2$		Conducto : Circular $n = 0,48$ Rectangular $n = 0,7$																																														
	$n = 0,66$		$n = 0,06 \text{ a } 0,1$																																														
 Sin rejilla o con rejilla de malla $\leq 50 \text{ mm } \varnothing$																																																	
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">α°</th> <th colspan="2">Coeficiente n</th> </tr> <tr> <th>Circular</th> <th>Rectangular</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>10</td><td>0,42</td><td>0,53</td></tr> <tr><td>20</td><td>0,3</td><td>0,38</td></tr> <tr><td>30</td><td>0,24</td><td>0,31</td></tr> <tr><td>45</td><td>0,2</td><td>0,29</td></tr> <tr><td>60</td><td>0,29</td><td>0,39</td></tr> </tbody> </table>		α°	Coeficiente n		Circular	Rectangular	10	0,42	0,53	20	0,3	0,38	30	0,24	0,31	45	0,2	0,29	60	0,29	0,39	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">α</th> <th colspan="2">Coeficiente n</th> </tr> <tr> <th>Circular</th> <th>Rectangular</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>15°</td><td>0,15</td><td>0,25</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,08</td><td>0,16</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,06</td><td>0,15</td></tr> <tr><td>60°</td><td>0,08</td><td>0,17</td></tr> <tr><td>90°</td><td>0,15</td><td>0,25</td></tr> <tr><td>120°</td><td>0,26</td><td>0,35</td></tr> <tr><td>150°</td><td>0,40</td><td>0,48</td></tr> </tbody> </table>		α	Coeficiente n		Circular	Rectangular	15°	0,15	0,25	30°	0,08	0,16	45°	0,06	0,15	60°	0,08	0,17	90°	0,15	0,25	120°	0,26	0,35	150°	0,40	0,48
α°	Coeficiente n																																																
	Circular	Rectangular																																															
10	0,42	0,53																																															
20	0,3	0,38																																															
30	0,24	0,31																																															
45	0,2	0,29																																															
60	0,29	0,39																																															
α	Coeficiente n																																																
	Circular	Rectangular																																															
15°	0,15	0,25																																															
30°	0,08	0,16																																															
45°	0,06	0,15																																															
60°	0,08	0,17																																															
90°	0,15	0,25																																															
120°	0,26	0,35																																															
150°	0,40	0,48																																															

Tabla 4.2 Coeficientes n de Pérdida de Carga referidos a la Velocidad del aire en D

En la tabla 4.2 se dan los distintos coeficientes n que corresponden a varios de los accidentes más usuales en las tuberías destinadas a ventilación.

5. VENTILADORES

5.1. Generalidades

Un ventilador, en la acepción más amplia del vocablo, es una turbomáquina que transfiere, con un determinado rendimiento, potencia a un fluido comunicándole una sobrepresión e incrementando su movimiento.

Concretando un poco más en cuanto a la sobrepresión alcanzada por el fluido, llamaremos Ventilador, simplemente, cuando aquella sea inferior a 700 mm c.d.a., Soplante si no sobrepasa los 2.000 mm c.d.a. y Turbocompresor cuando se trate de mayores presiones, hasta las máximas posibles.

Nosotros nos ocuparemos exclusivamente de los Ventiladores

5.2. Clasificación

La primera clasificación de los ventiladores aparece al atender a la trayectoria que sigue el fluido al pasar por ellos. Según este concepto los agruparemos en tres grandes familias:

- I. Ventiladores Axiales
- II. Ventiladores Centrífugos
- III. Ventiladores Tangenciales

La segunda clasificación la haremos atendiendo a la utilización de ventilador y según ella los llamaremos:

- A. Extractores
- B. Tubulares
- C. Impulsores

En la figura 5.1 se representa un ejemplo de aplicación de cada una de las clasificaciones expuestas.

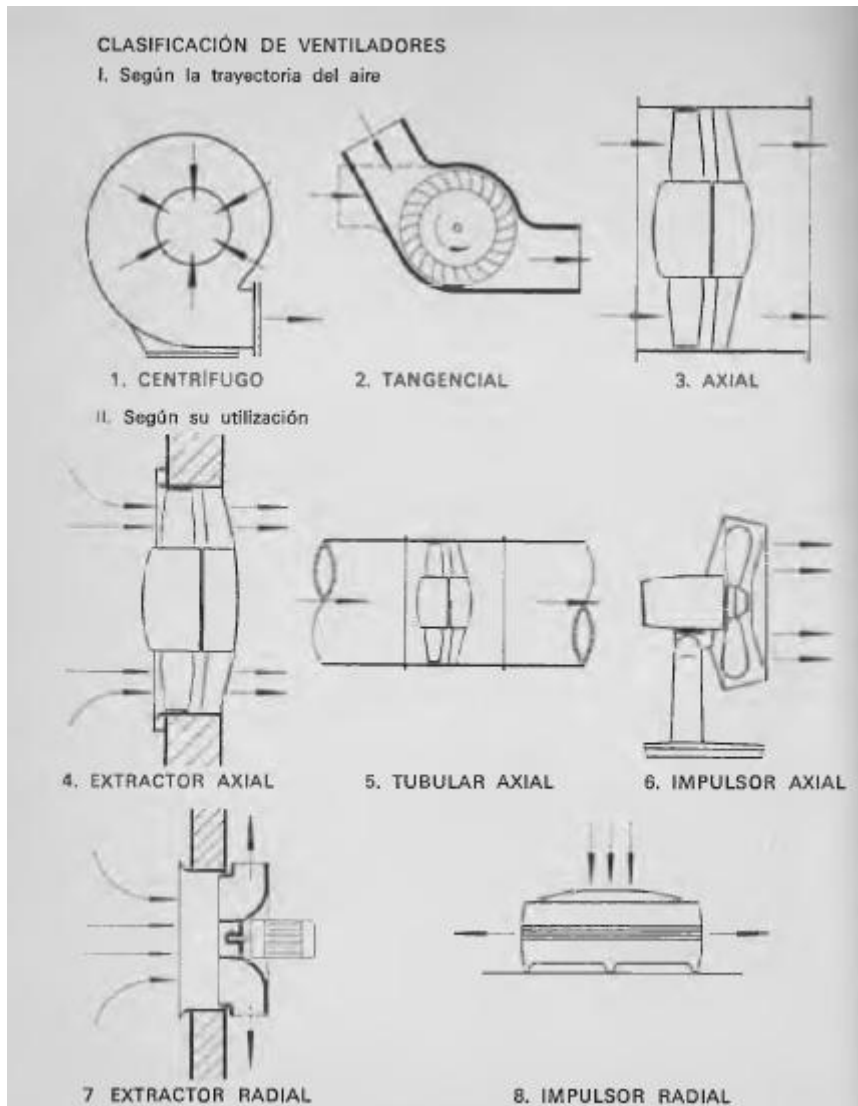


Figura 5.1 Clasificación de los ventiladores

5.2.1. Ventiladores Axiales

En este tipo de ventiladores el fluido sigue la dirección del eje del rodete estando alineadas la entrada y la salida del mismo.

En su forma más simple constan de un rodete con alabes inclinados respecto al eje al que puede ir acoplado directamente el motor, lo que representa ya de entrada una ventaja pudiendo prescindir de correas o de otros órganos de transmisión. Los alabes pueden ser de disco, o sea de chapa metálica de espesor constante y anchura notable o bien estrechos y de grosor variable como las hélices de los aviones o del perfil de las alas de los mismos.

La utilización de ventiladores axiales ha entrado en franco auge en los últimos años, tanto en el campo de las bajas presiones y grandes caudales como en el de altas presiones. Han desplazado en muchos casos a los centrífugos utilizados para ventilación de grandes minas y decididamente lo han hecho en el campo de los compresores, especialmente en motores con turbinas de gas. Como resultado de utilizar longitudes de paso de aire más cortas y evitar cambios perpendiculares de dirección como en los centrífugos, se han rebajado notablemente los rozamientos alcanzándose fácilmente rendimientos del 70 al 80 % y más aun en grandes ventiladores en los que llega incluso al 90 %.

El bajo coste de un ventilador axial por otra parte, su facilidad de montaje en medio de una canalización en línea recta sin necesidad de cambios de dirección y la ventaja de que en caso de emergencia pueden trabajar de forma reversible, les han hecho ganar rápidamente terreno. (*Figura. 5.2*).

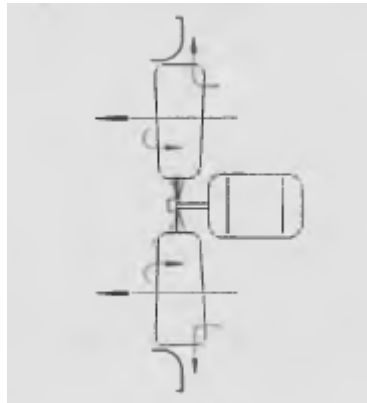


Figura 5.2 Clasificación de los ventiladores

La capacidad de propulsión de las palas de una hélice axial varía según sea la forma de las mismas. Para un mismo diámetro y una misma velocidad desplazarán más aire y de una forma más silenciosa unas palas anchas y curvadas que unas planas y estrechas. Una hélice de alabes estrechos deberá girar a mayor velocidad que una de palas anchas para dar el mismo caudal y como, por otra parte, las palas estrechas vibran con mayor facilidad y provocan mayores turbulencias del aire, el resultado es de un funcionamiento de mayor ruido que el de aquellas.

Las hélices de palas anchas tienen, en cambio, el inconveniente de no poder vencer presiones ni medianas, siendo su principal campo de aplicación cuando la descarga pueda ser

libre. Si se les opone cualquier resistencia al paso del aire, por encima de unos 10 mm c.d.a., encontramos en seguida remolinos de aire de los extremos de las palas hacia el cubo y desprendimientos radiales tal como se muestra en la *Figura. 5.2*.

Tanto si son de palas anchas como estrechas, cuando los ventiladores se destinan a hacer pasar el aire de una cara de una pared a la otra, se les conoce comúnmente con el nombre de Extractores, siendo por lo general aparatos de característica muy plana capaces de manejar volúmenes de aire a presiones débiles.

Cuando se pretenda alcanzar presiones superiores a la señalada, llegando hasta unos 60 mm c.d.a., los ventiladores axiales adoptan la disposición de la *figura 5.1-5 Tubular Axial*, entubados dentro de un envolvente, conociéndoseles con el nombre general de Tubulares. Las palas de estos aparatos son del tipo estrecho, generatrices alabeadas y perfiles de grosor desigual tomando la forma de las secciones de las alas sustentadoras de los aviones y de ahí que se les conozca con el nombre de perfiles de Ala Portante. Por ser muy importante estos perfiles y constituir la base sobre la cual se han desarrollado la inmensa mayoría de los ventiladores axiales vamos a dedicar un espacio descriptivo de los mismos.

5.2.1.1. La Presión

Además de la forma de las palas, la presión depende también de la llamada relación de cubo, esto es, del cociente entre el diámetro exterior del rodete y el del cubo, siendo tanto mayor aquella como más elevado sea este, debiendo procurarse no rebasar no obstante cierto límite, ya que por encima del mismo los alabes quedan tan disminuidos que ya no les son de aplicación los cálculos como ala portante. Así pues, en general, puede decirse que para una misma velocidad periférica y diámetro exterior, las hélices con cubos grandes dan mayores presiones, aunque ello sea a costa de sacrificar algo el caudal que proporcionan.

A igualdad de diámetro exterior de hélice y de cubo, la presión alcanzada es función de la superficie total de los alabes prescindiendo en esta cuenta de la superficie de superposición cuando las palas se proyectan en parte sobre las otras.

Puede por tanto conseguirse la misma presión con pocas palas pero anchas que con muchas y estrechas, mientras tengan la misma superficie proyectada en conjunto.

La holgura existente entre el diámetro del rodete de un ventilador axial y el de su envolvente tubular tiene una gran importancia en cuanto a la presión de que es capaz el

mismo. El caso ideal sería con holgura cero, o sea los dos del mismo diámetro, pero en la práctica esta separación queda supeditada a las posibles precisiones de construcción aunque nunca debería sobrepasarse el 0,5 % del diámetro en holgura. Los ventiladores de calidad suelen alcanzar el 0,1 %. La holgura excesiva es también causante de ruido en el funcionamiento del aparato.

5.2.1.2. El Caudal

El caudal en cambio depende del grado de inclinación de los alabes respecto al eje. Un mismo ventilador, a una misma velocidad, puede dar caudales distintos sin más que variar la inclinación de sus palas. Existen ventiladores basados en esta propiedad que pueden cambiar el ángulo y así ajustarse exactamente al caudal que se les exija. Como es natural, los dispositivos a que hay que recurrir para ello encarecen fuertemente el aparato.

En caso de utilizar fuertes ángulos de alabes puede llegarse a un punto de trabajo donde la presión baje súbitamente y el aparato acuse una inestabilidad de funcionamiento lo que se refleja en la curva característica por un retroceso de la presión al bajar el caudal. A ese punto se le llama de retroceso y es conveniente evitarlo haciendo trabajar el aparato en caudales mayores y presiones más bajas. En el caso simple de un ventilador axial en el que el aire entra en trayectoria rectilínea paralela al eje, al pasar por la hélice, adquiere un movimiento rotacional del mismo sentido que ella. Es indudable que la energía utilizada en imprimir esta rotación al fluido es en detrimento de la empleada en aumentar su presión, por lo que en definitiva podemos considerarla como una pérdida de presión. Si por algún medio se logra que desaparezca la rotación del aire se consigue un aumento de presión del mismo, siendo de interés que se haga con el mínimo de pérdida de energía.

De dos maneras distintas se procede para lograr hacer desaparecer esta rotación, o sea para «enderezar» el flujo de aire al salir del rodete, que son 'a base de instalar otra hélice que recibe el nombre de Directriz, pudiendo ser de alabes fijos o de alabes móviles.

5.2.2. Ventiladores Centrífugos

La trayectoria del fluido en un ventilador centrífugo sigue la misma dirección del eje del rodete a la entrada del ventilador y esta perpendicular al mismo a la salida.

Si a la salida del rodete se deja libre el paso del fluido en todas direcciones el ventilador se llama Radial y si, en cambio, se recoge con una envolvente en espiral para descargarlo en una sola dirección, se llama Ventilador de Voluta.

En la figura 5.1-1 tenemos un ejemplo de estos últimos y en la figura 5.1- 8 se muestran dos tipos clásicos de ventiladores radiales.

Dentro de los centrífugos, los ventiladores más importantes desde el punto de vista industrial son los de voluta y a ellos vamos a dedicar nuestra atención entendiéndolos así en adelante aunque se los llame simplemente centrífugos.

Así pues un ventilador centrifugo consta de un rodete con paletas o alabes y una envolvente del mismo que canaliza el aire de salida en dirección perpendicular al eje. Su funcionamiento, de una forma simple, podemos explicarlo como sigue: Al girar el rodete, los alabes lanzan el aire por centrifugación en el sentido de la rotación siendo recogido por la voluta que, con sección transversal creciente, lo lleva hasta la salida. Al mismo tiempo se produce una aspiración en dirección del eje que recoge aire para reemplazar el vacío provocado en la expulsión llevada a cabo por las paletas.

La velocidad absoluta de la salida del aire de los alabes es lo que caracteriza al ventilador centrifugo y como tal velocidad depende de la forma de esos alabes podemos considerar como un factor determinante del aparato las posibles variantes de los mismos.

5.2.2.1. Clasificación

Tres son las formas más usuales de alabes y también las más importantes y a ellas nos referimos:

- a) Alabes curvados adelante
- b) Alabes radiales, rectos o curvos
- c) Alabes curvados atrás

A. Ventiladores Centrífugos de álabes curvados adelante

El triángulo de velocidades de salida de este rodete nos muestra como su velocidad absoluta es muy elevada. Es un ventilador para altas presiones que suele construirse con alabes cortos y en gran número figura 5.3. Su rendimiento es bajo fuera del punto exacto de

su proyecto, pero para un caudal y presión determinados resulta un aparato más pequeño y puede funcionar a más baja velocidad que los otros dos, lo que le hace muy apropiado para instalaciones de tiro forzado.

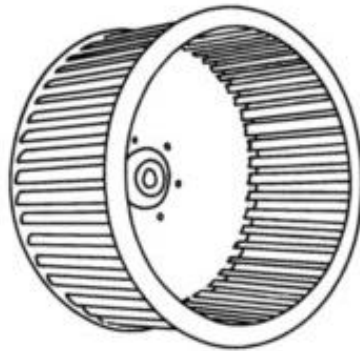


Figura 5.3 Ventilador Centrífugo de álabes curvados adelante

Su característica de potencia absorbida crece rápidamente con el caudal suministrado lo que exige un cuidadoso cálculo de la pérdida de carga de la instalación para no sobrecargar el motor. Su funcionamiento es bastante inestable y no es apto para funcionar en paralelo con otro, ya que siempre llega a sobrecargarse con el trabajo de los dos. Esto puede paliarse, no obstante, accionando los dos aparatos con el mismo motor.

No debe utilizarse este tipo de rodete en aquellos casos que el aire contenga materias abrasivas, ya que con la alta velocidad y la curvatura de los álabes, estos llegan a erosionarse rápidamente.

B. Ventiladores Centrífugos con álabes radiales

Estos son los más clásicos y los que se han venido haciendo desde más antiguo.

Suelen construirse con las paletas largas, rectas, prolongadas hasta casi el cubo del rodete y resultan muy apropiados para transporte neumático de materiales, ya que deslizan mejor sobre paletas rectas que curvadas, auto limpiándose si trasiegan aire cargado de polvo.

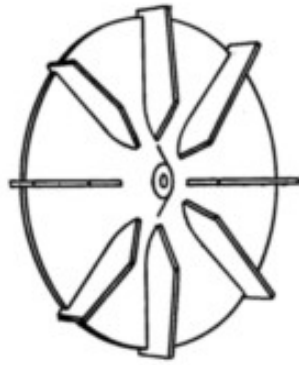


Figura 5.4 Ventilador Centrífugos de álabes radiales.

Son de funcionamiento estable y su característica de potencia absorbida aumenta con el caudal, aunque de forma discreta que no hace peligrar el motor por sobrecarga si se prevé un tanto holgado. Permiten acoplarse en paralelo con un rendimiento aceptable.

Para evitar choques del aire a la entrada de los álabes se construyen también estos con una curvatura apropiada en su arranque aunque la velocidad relativa sigue radial a la salida, consiguiendo así un mejor rendimiento. El dibujo de la figura 5.4 representa álabes de este tipo.

C. Ventiladores Centrífugos con álabes curvados atrás

Son los ventiladores de mayor rendimiento, ya que los álabes acompañan con su curvatura al aire a su paso evitando choques, remolinos y desprendimientos.

Se construyen con álabes más largos que los inclinados hacia adelante resultando canales de un ensanchamiento gradual más suave que en aquellos (figura. 5.5).

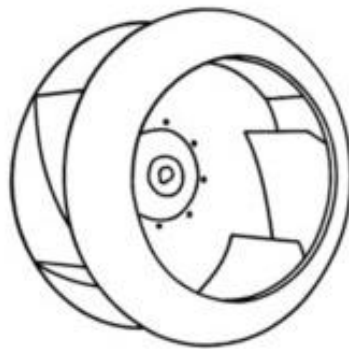


Figura 5.5 Ventilador Centrífugos de álabes curvados atrás.

La característica de su presión decrece continuamente desde el valor máximo, que corresponde al caudal cero, y la de la potencia absorbida aumenta hasta un valor a partir del cual va bajando y, decididamente, cae en la región de grandes volúmenes. No existe peligro que sobrecargue el motor al trabajar libremente.

Para alcanzar las presiones y volúmenes de los otros tipos debe funcionar a gran velocidad lo que constituye uno de sus inconvenientes, ya que exige una construcción sólida e indeformable. Su envolvente también debe ser mayor que la de los otros tipos, aunque suele soslayarse este inconveniente construyendo rodets más anchos.

Este es el tipo de ventilador más usado en acondicionamiento y ventilación, ya que, por otra parte, es el más silencioso.

5.3. Curva característica de un ventilador

El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato en transferir potencia al aire que vehicula, siendo su expresión más caracterizada la que resulta de atender al caudal que proporciona y a la sobrepresión que le comunica. Para ello se hace trabajar el ventilador en condiciones determinadas por la normalización que se siga, obteniéndose siempre una relación de caudales distintos y sus correspondientes presiones. Llevando unos y otros a unos ejes coordenados puede trazarse una grafica que representara la totalidad de puntos de trabajo de que es capaz el aparato. Completada la grafica con curvas relativas a potencia absorbida y rendimiento de cada punto, tendremos la llamada Curva Característica del ventilador, o simplemente Característica.

En la *figura 5.6* hemos representado una característica tipo y sobre la misma podemos observar como varían cada una de sus magnitudes. La diferencia de las ordenadas correspondientes a las curvas de presión total y estática en cada punto da el valor de la presión dinámica en el mismo, directamente ligada al caudal que proporciona. A escape libre, esto es, cuando la presión estática es cero, o sea igual a la atmosférica, la presión total es igual a la dinámica y con el ventilador completamente obturado, o sea con caudal cero $Q = 0$ la presión total es la máxima e igual a la estática, cumpliéndose en todo momento $P_t = P_e + P_d$.

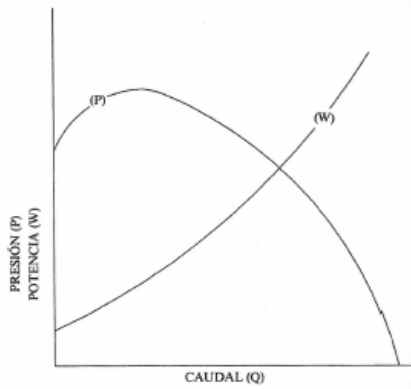


Figura 5.6 Curva Características de un Ventilador.

La característica de un ventilador es la mejor referencia del mismo, ya que siempre nos indicara su capacidad en función de la presión que le exijamos.

5.4. Punto de Trabajo de un ventilador

Hemos hablado ya de la Curva Característica de un ventilador, o sea la grafica representativa de los caudales que puede proporcionar en función de la presión que se le exija rodando a una determinada velocidad y hemos mencionado también lo que era la Característica de un Sistema, esto es, la grafica que muestra las presiones que son necesarias para hacer circular caudales distintos a través de un sistema de conductos, filtros, compuertas, desviaciones, etc., pues bien, se llama punto de trabajo de un ventilador el de la intersección de las Curvas Características del mismo y la Característica del Sistema al que se le acople. El caudal y presión del tal punto son los que corresponderán al acoplamiento *figura 5.7*.

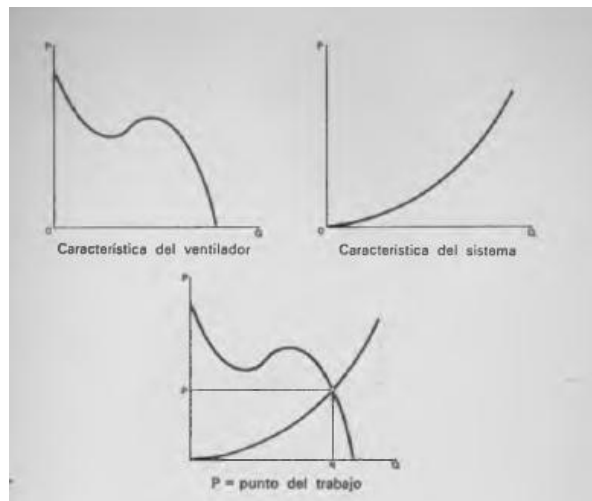


Figura 5.7 Características de un Ventilador. Característica del sistema y Punto de Trabajo.

La característica del ventilador depende solamente de este y para un ventilador concreto solo variara si trabaja a una velocidad distinta, siendo del todo independiente del sistema de conductos al que se acople e igualmente, la característica de este, es independiente del ventilador acoplado modificándose solamente si se obstruyen los filtros con suciedad, de si están mas o menos abiertos los registros, etc.

5.4.1. Regulación del Punto de Trabajo

Precisamente, variando la posición de los registros, o sea estrangulando el paso del aire, se modifica la característica del sistema y se obtienen puntos de trabajo distintos con el mismo ventilador, tal como indica la *figura 5.8* siendo este un procedimiento para regular el caudal de una conducción.

Este sistema tiene el inconveniente de que se reduce el caudal absorbiendo una potencia no proporcionada al mismo, sobre todo en los ventiladores axiales que varia poco con el volumen de aire trasegado. La forma ideal de regular el caudal es a base de actuar sobre la velocidad del ventilador pues, aunque resulta de mayor costo la instalación, ya que exige medios mecánicos, eléctricos o incluso varios motores como el caso de instalaciones de varias etapas, queda plenamente compensado por la disminución de los gastos de mantenimiento.

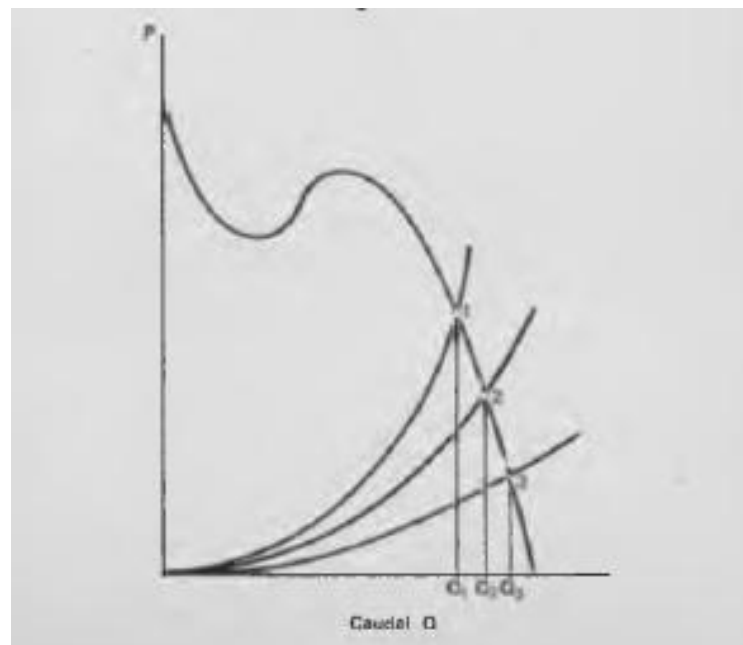


Figura 5.8 Regulación del Punto de Trabajo

5.5. Instalación y Mantenimiento de los ventiladores

Los ensayos para determinar el caudal, la presión y el consumo de potencia de un ventilador se realizan en condiciones ideales entre las que se incluyen un flujo uniforme y rectilíneo en la entrada y salida del ventilador. Sin embargo, si en la práctica las conexiones de los conductos al ventilador originan un flujo no uniforme, las características y el rendimiento del ventilador se verán afectados. La situación y la instalación del ventilador deben hacerse teniendo en cuenta estos elementos del conducto para minimizar las pérdidas. Si se deben utilizar conexiones desfavorables, hay que corregir los cálculos adecuadamente. Una vez que el sistema ha sido construido y se encuentra en operación, es necesario practicar inspecciones y mantenimientos rutinarios para conseguir que funcione permanentemente en las condiciones del diseño original.

Efectos del sistema: Los efectos del sistema se definen como la estimación de las pérdidas de rendimiento del ventilador debidas al flujo no uniforme del aire. En la *figura 5.9* se ilustra la pérdida de rendimiento del ventilador en un sistema. Las pérdidas de carga del sistema se han determinado con precisión y se ha seleccionado un ventilador adecuado para trabajar en el Punto 1. Sin embargo, no se ha previsto el efecto de la conexión del ventilador al sistema.

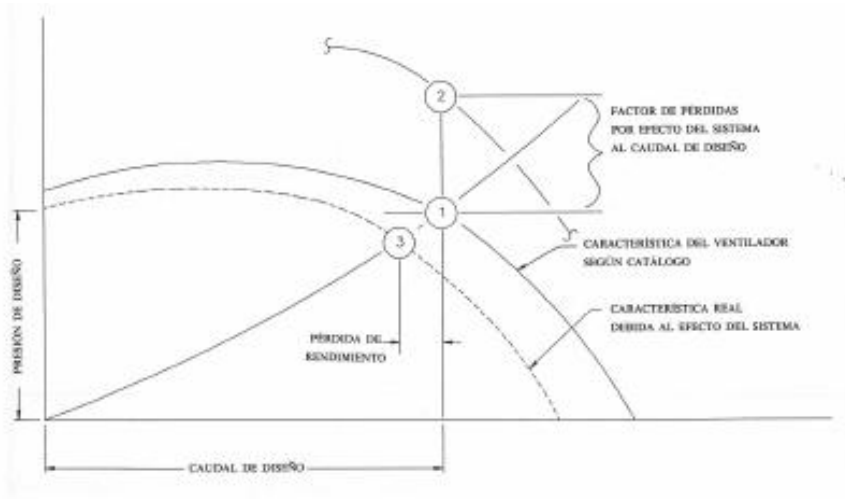


Figura 5.9 Factor por efecto del sistema

El punto de intersección de la curva efectiva de funcionamiento del ventilador y la curva del sistema es el punto 3. El caudal resultante será por lo tanto deficiente en la

diferencia entre los puntos 1 y 3. Para compensar este efecto del sistema, es necesario añadir un “factor de efecto del sistema” a la presión calculada. Éste será igual a la diferencia de presiones entre los puntos 1 y 2 y debe añadirse a las pérdidas de carga calculadas para el sistema. El ventilador se seleccionará para trabajar en este punto de mayor presión (punto 2) pero funcionará en el punto 1 debido a la pérdida de rendimiento que ocasiona la conexión al sistema.

En la Figura 6-15 se ilustran unas condiciones típicas de descarga y las pérdidas que pueden esperarse. La magnitud del cambio en el rendimiento ocasionada por codos u otras obstrucciones situadas muy cerca de la entrada o salida de un ventilador se pueden estimar con la ecuación:

Incremento de la presión estática del sistema = Factor de efecto del sistema x PD.

Unas condiciones de flujo no uniforme pueden ocasionar un torbellino en la corriente de aire que entra en un ventilador. Estas situaciones se pueden originar por un mal diseño de la caja de entrada al ventilador, codos o conductos múltiples cerca de la entrada o por muchas causas. Puesto que los orígenes de torbellinos en la entrada son muy variados no existen tablas que indiquen los Factores de efecto del sistema. En los casos en que no se pueda evitar un vórtice o torbellino en la entrada, o se descubra su existencia en una instalación ya construida, el uso de aletas-guía, láminas de división del flujo o enderezadores reducirá el efecto.

Inspección mantenimiento: El uso habitual y/o la acumulación de materiales sobre las palas de un rodete puede ocasionar el debilitamiento de su estructura y/o vibraciones importantes. Si la vibración es muy intensa, el daño puede alcanzar también a los rodamientos y a la propia estructura del ventilador. El sentido de giro de un ventilador puede cambiarse de forma inadvertida, al realizar reparaciones, por modificación de los conexiones eléctricos. Un ventilador centrífugo girando en sentido contrario vehicula una fracción de su caudal nominal, y por lo tanto la inversión del sentido de giro sólo se manifiesta en forma de pérdida de caudal en el sistema de extracción localizada. Se recomienda una inspección rutinaria de los ventiladores.

Los aspectos a controlar deben ser, entre otros:

1. Temperatura de los rodamientos (el engrase debe estar programado).

2. Vibración de la carcasa y rodamientos.
3. Tensión y desgaste de las correas.
4. Alineamiento de los acopladores.
5. Alineamiento y sentido de giro del rodete.
6. Desgaste y acumulaciones de material sobre las palas.

6. Comprobación de los Sistemas de Ventilación

Todos los sistemas de ventilación deben comprobarse en el momento de su instalación, a fin de verificar el caudal o caudales, para obtener información que pueda compararse con los datos de diseño. La comprobación es asimismo necesaria para verificar la posición de las compuertas de regulación, compuertas cortafuegos, y otros elementos de control del caudal que pueden formar parte del sistema. La comprobación inicial proporcionará una referencia para el mantenimiento periódico y la detección de los fallos del sistema en el supuesto de que se produjera una avería.

Muchos reglamentos oficiales exigen una comprobación inicial y verificaciones periódicas para ciertos tipos de procesos.

Los datos obtenidos en la comprobación de sistemas de extracción son también, en aquellos casos en los que se consigue un adecuado control de los contaminantes, útiles para el diseño de nuevos sistemas.

En general la medición más importante de las obtenidas en la comprobación de un sistema de ventilación es el valor del caudal, este caudal, en cualquier punto de un sistema de ventilación, puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V$$

Donde:

- Q = caudal (m^3/s)
- V = velocidad media (m/s)
- A = área de la sección del conducto en el punto de medida (m^2)

Puesto que la mayor parte de los instrumentos de medida miden la velocidad del aire, para calcular el caudal es necesario determinar no sólo la velocidad media del aire, sino también el área de la sección del conducto o abertura en el punto de medida. El método más usual para determinar la velocidad del aire consiste en medir las presiones de aire existentes en una sección recta y utilizar dichos valores, junto a la densidad del aire, para calcular la velocidad. Las mediciones de la presión del aire se emplean también para determinar la presión estática del ventilador, así como la pérdida de carga en campanas, equipos

depuradores y otros elementos de un sistema de extracción. Las medidas de presión pueden ser útiles para localizar obstrucciones en el conducto y detectar puntos en los que se producen fugas de aire importantes.

6.1. Medida de la presión

En cualquier punto de un sistema de extracción existen tres presiones de aire que pueden compararse con la presión atmosférica existente en la vecindad inmediata del mismo. Usualmente estas presiones se miden en milímetros de columna de agua (mmcda) y están relacionadas entre sí por la expresión:

$$PT = PE + PD$$

donde:

PT = presión total, mmcda

PE = presión estática, mmcda

PD = presión dinámica, mmcda

La **presión estática** es la que tiende a hinchar o colapsar el conducto, y es positiva cuando la presión es superior a la atmosférica y negativa en caso contrario. La **presión dinámica** es la resultante del movimiento del aire, y es siempre positiva. La **presión total** es la suma algebraica de la presión estática y la dinámica, y puede ser positiva o negativa.

La presión estática se mide con un instrumento para la medida de la presión, usualmente un sencillo manómetro de Tubo en U graduado, lleno de agua, aceite u otro líquido apropiado u otro equipo similar. Los manómetros verticales son adecuados para la medida de la presión estática en la mayor parte de los casos. El empleo de un manómetro inclinado proporciona mayor exactitud y permite por tanto la lectura de valores más bajos. Para su empleo en campo uno de los lados del Tubo se deja abierto a la atmósfera mientras que al otro se conecta un Tubo cuyo otro extremo debe ajustar perfectamente en un pequeño orificio practicado en la pared del conducto.

La localización del orificio para la medida de la presión estática no tiene usualmente excesiva importancia en la exactitud del resultado obtenido, aunque debe evitarse situarlo en los codos u otros puntos en los que la lectura obtenida sería incorrecta debido a que la

dirección de la velocidad no es paralela a la pared del conducto. Es aconsejable efectuar de dos a cuatro orificios distribuidos uniformemente alrededor del conducto, a fin de obtener una media y poder detectar cualquier valor discrepante.

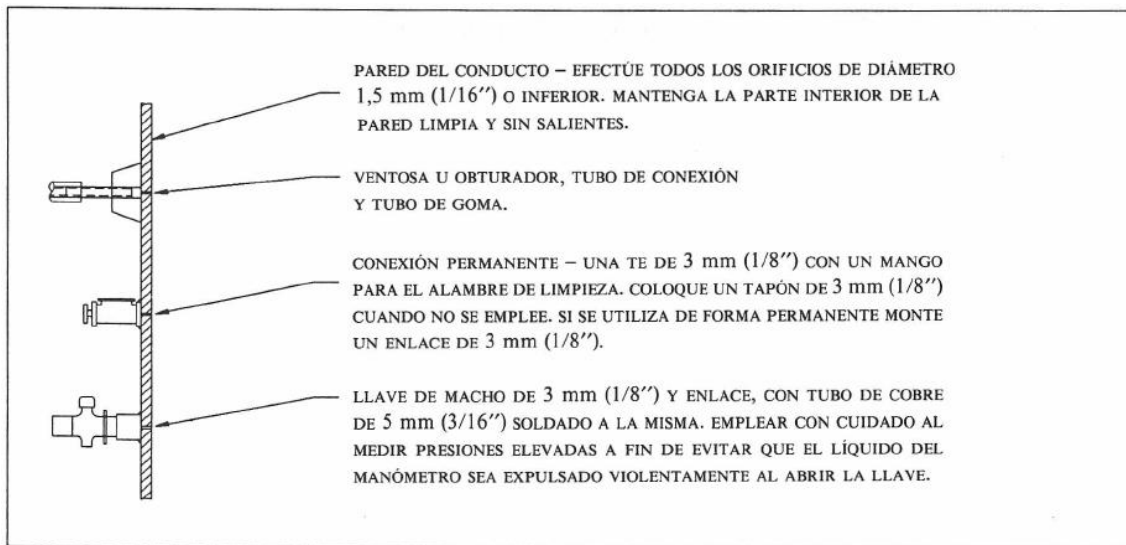


Figura 6.1 Conexiones para medición de la presión estática.

El orificio para la medida de la presión estática debe practicarse sin modificar la superficie interior del conducto, que no debe abombarse; tampoco deben quedar rebabas, por lo que el orificio debe perforarse con una broca y no con un punzón. Normalmente un diámetro de 1,5 a 3 mm es suficiente, excepto para ciertos tipos de instrumentos en los que se produce un verdadero flujo del aire por el interior de los mismos (*Figura 6.1*).

En esos casos deben seguirse las recomendaciones del fabricante del aparato en relación al tamaño necesario para el orificio. Un segundo método, que es menos probable que dé lugar a errores, consiste en utilizar el elemento de presión estática de un Tubo de Pitot, tal como se indica en la *figura 6.2*. También puede emplearse una sonda de presión estática, con el mismo diseño general que un Tubo de Pitot, pero sin incluir el conducto central. Durante su empleo el instrumento debe “apuntar” aguas arriba, a fin de evitar impactos o remolinos.

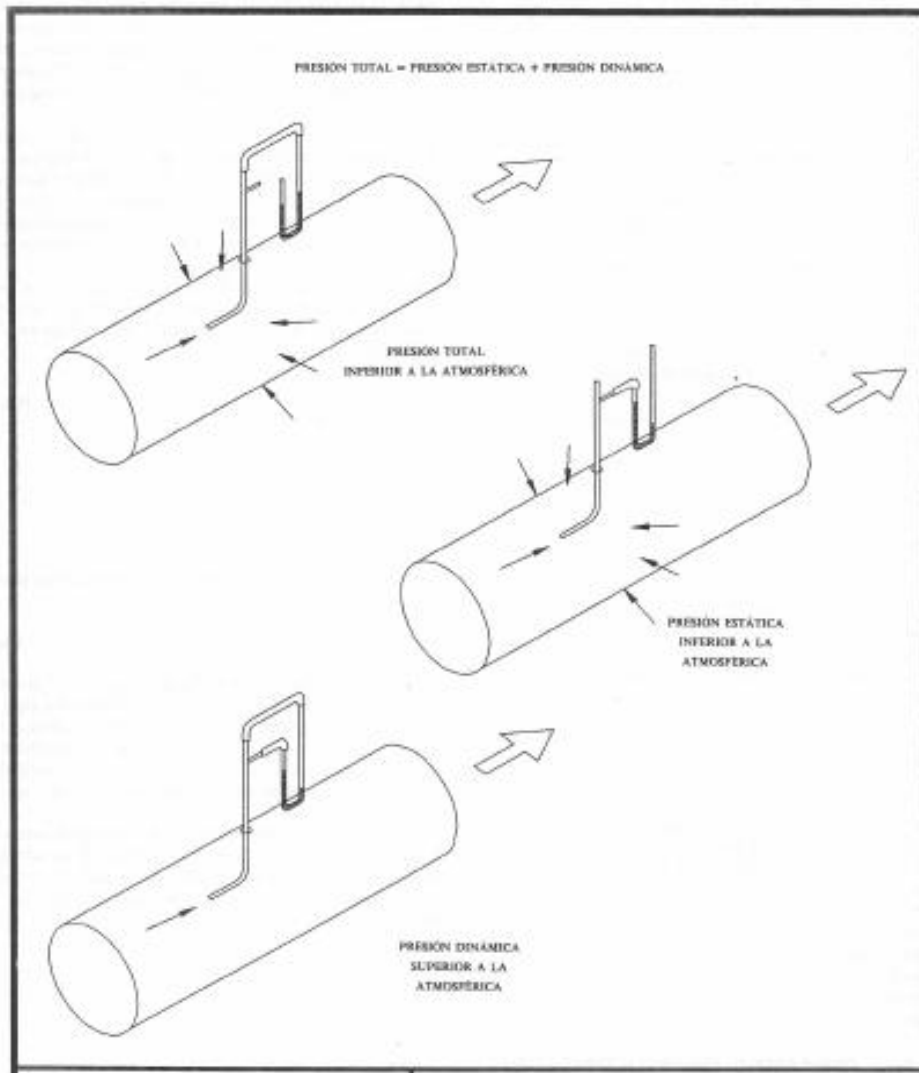


Figura 6.2 En Aspiración.

Presión dinámica: Para medir la presión dinámica con el fin de determinar la velocidad del aire, debe emplearse un Tubo de Pitot. Al tema de las mediciones del flujo de aire con este instrumento, que fue desarrollado por Henri Pitot en 1734 mientras era estudiante en París, se han dedicado numerosas investigaciones y aplicaciones. Un Tubo de Pitot standard no requiere calibración si se ha fabricado cuidadosamente, y se considera que los valores de la presión dinámica obtenidos tienen una exactitud de 1 % a velocidades superiores a 10 m /s.

El instrumento consiste en dos Tubos concéntricos, uno de los cuales mide la presión total de la corriente de aire, mientras el otro mide solamente la presión estática. Cuando el

espacio anular existente entre ambos Tubos y el Tubo central se conectan a un manómetro, éste indica la diferencia entre la presión total y la estática. Esta diferencia es la presión dinámica.

La presión dinámica puede emplearse para calcular la velocidad del aire, si se conoce la densidad del mismo. Puede emplearse la siguiente ecuación:

$$V = 4,43 \sqrt{\frac{PD}{d}}$$

donde:

V : Velocidad del fluido, m/s

PD : Presión dinámica en el conducto, mmca

d : Densidad del fluido, kg /m³

Si el fluido es aire en condiciones estándar (20 °C y 1 atm), la densidad del aire es 1.2 kg /m³. Entonces la ecuación anterior puede expresarse como:

$$V = 4,043 \sqrt{PD}$$

6.2. Medida del Caudal

Para la determinación del caudal en las bocas de las campanas y en otros puntos de un sistema de extracción existen una serie de técnicas basadas en los principios del flujo de aire previamente descritos. El método elegido dependerá del grado de exactitud requerido, del tiempo disponible para la realización de las medidas y del tipo de datos que se precisen. Es especialmente importante que las mediciones efectuadas durante el ensayo incluyan toda la información necesaria para la determinación de la densidad del gas, a fin de permitir el cálculo de la velocidad real y del caudal.

6.2.1. Empleo del Tubo de Pitot:

Puesto que el flujo de aire dentro de la sección recta de un conducto no es uniforme, es necesario obtener un valor medio midiendo la presión dinámica en un número de superficies de igual área dentro de la sección recta. El método habitual consiste en efectuar una pasada a

lo largo de cada uno de dos diámetros perpendiculares. Las lecturas se toman en el centro de anillos concéntricos de igual área (*Figura 6.3*). Siempre que sea posible la medición debe realizarse al menos 7,5 diámetros aguas abajo de cualquier punto singular, tal como codos, campanas, uniones de conductos, etc. Cuando las mediciones se realizan en las proximidades de puntos singulares los resultados deben considerarse dudosos y verificarse mediante una segunda medición efectuada en otro punto.

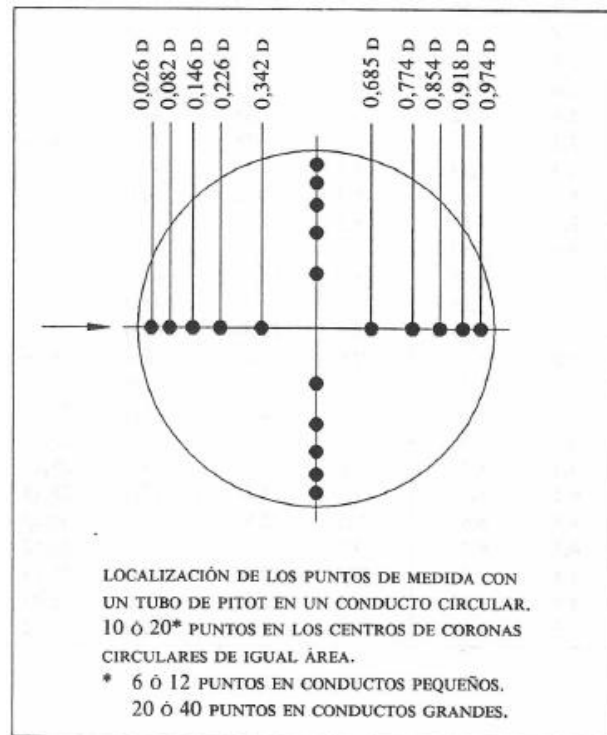


Figura 6.3 En Aspiración

Si ambos resultados no difieren en más de un 10 % puede aceptarse que la exactitud es buena, adoptándose como valor definitivo el promedio de ambas mediciones. Cuando la discrepancia supera el 10 % debe elegirse un tercer punto y tomar el promedio de los dos resultados que mejor concuerde. El empleo de una única lectura en el centro del conducto es una aproximación muy grosera, que no se recomienda.

Para conductos circulares de diámetro inferior o igual a 15 cm deben efectuarse en cada diámetro al menos 6 lecturas.

Para conductos circulares de diámetro superior a 15 cm deben emplearse al menos 10 puntos de lectura en cada diámetro. En conductos y chimeneas muy grandes con amplias

variaciones en la velocidad, el empleo de 20 puntos de lectura mejorará la exactitud de los resultados. La ubicación de los puntos de lectura para mediciones con seis, diez y veinte puntos en conductos de distintos diámetros, se da en las *Tablas 6.1, 6.2 y 6.3*. Para minimizar errores, en conductos de diámetro inferior a 300 mm debería utilizarse un Tubo de Pitot más pequeño que el standard cuyo diámetro exterior es de 8 mm.

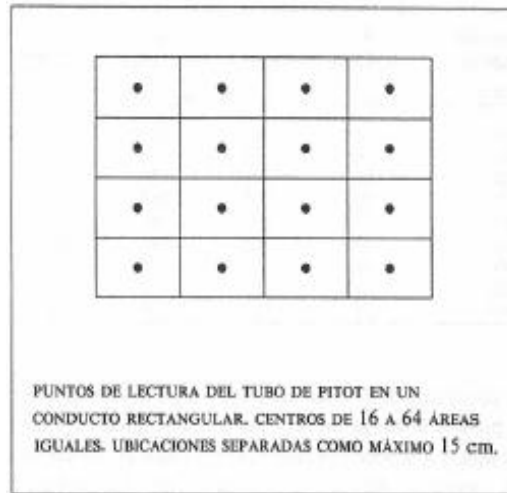


Figura 6.4

En conductos cuadrados o rectangulares el procedimiento consiste en dividir la sección recta en un cierto número de rectángulos de la misma área y medir la presión dinámica en el centro de cada una de ellas. El número de lecturas no debería ser inferior a 16. Sin embargo, debe efectuarse el suficiente número de lecturas de manera que la distancia entre puntos de lectura sea aproximadamente de 15 cm (*ver Figura 6.4*).

Diám. del conducto mm	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆
75	3	11	22	53	64	72
100	4	15	30	70	85	96
125	5	18	37	88	107	120
150	6	22	44	105	128	144

Tabla 6.1.- Distancia desde la pared del Tubo circular hasta los puntos de medida empleando 6 puntos de medida (redondeada a mm)

Diám. del conducto mm	R ₁ 0,026D	R ₂ 0,082D	R ₃ 0,146D	R ₄ 0,226D	R ₅ 0,342D	R ₆ 0,658D	R ₇ 0,774D	R ₈ 0,854D	R ₉ 0,918D	R ₁₀ 0,974D
50	1	4	7	11	17	33	39	43	46	49
60	2	5	9	14	21	39	46	51	55	58
70	2	6	10	16	24	46	54	60	64	68
80	2	7	12	18	27	53	62	68	73	76
90	2	7	13	20	31	59	70	77	83	88
100	3	8	15	23	34	66	77	85	92	97
110	3	9	16	25	38	72	85	94	101	107
120	3	10	18	27	41	79	93	102	110	117
130	3	11	19	29	44	86	101	111	119	127
140	4	11	21	32	48	92	108	119	129	136
150	4	12	22	34	51	99	116	128	138	146
160	4	13	23	36	55	105	124	137	147	156
170	4	14	25	38	58	112	132	145	156	166
180	5	15	26	41	62	118	139	154	165	175
190	5	16	28	43	65	125	147	162	174	185
200	5	16	29	45	68	132	155	171	184	195
225	6	18	33	51	77	148	174	192	207	219
250	6	20	37	57	85	165	193	213	230	244
275	7	22	40	62	94	181	213	235	253	268
300	8	25	44	68	103	197	232	256	275	292
325	8	27	48	73	111	214	252	277	298	317
350	9	29	51	79	120	230	271	299	321	341
375	10	31	55	85	128	247	290	320	344	365
400	10	33	59	90	137	263	310	341	367	390
425	11	35	62	96	145	280	329	363	390	414
450	12	37	66	102	154	296	348	384	413	438
475	12	39	70	107	162	313	368	405	436	463
500	13	41	73	113	171	329	387	427	459	487
550	14	45	81	124	188	362	426	469	505	536
600	15	49	88	136	205	395	464	512	551	585
650	17	53	95	147	222	428	503	555	597	633
700	18	57	103	158	239	461	542	597	643	682
750	19	61	110	170	256	494	580	640	689	731
800	21	65	117	181	274	526	619	683	735	779
850	22	69	124	192	291	559	658	726	781	828
900	23	74	132	204	308	592	696	768	826	877
950	24	78	139	215	325	625	735	811	872	926
1000	26	82	146	226	342	658	774	854	918	974

Tabla 6.2.- Distancia desde la pared del Tubo circular hasta los puntos de medida empleando 10 puntos de medida (redondeada a mm)

Diámetro del conducto mm	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆	R ₇	R ₈	R ₉	R ₁₀
	0,013 D	0,039 D	0,067 D	0,097 D	0,129 D	0,165 D	0,204 D	0,250 D	0,306 D	0,388 D
	R ₁₁	R ₁₂	R ₁₃	R ₁₄	R ₁₅	R ₁₆	R ₁₇	R ₁₈	R ₁₉	R ₂₀
	0,612 D	0,694 D	0,750 D	0,796 D	0,835 D	0,871 D	0,903 D	0,933 D	0,961 D	0,987 D
1000	13	39	67	97	129	165	204	250	306	388
	612	694	750	796	835	871	903	933	961	987
1050	14	41	70	102	135	173	214	263	321	407
	643	729	788	836	877	915	948	980	1009	1036
1100	14	43	74	107	142	181	224	275	337	427
	673	763	825	876	919	958	993	1026	1057	1086
1150	15	45	77	112	148	190	235	288	352	446
	704	798	863	915	960	1002	1038	1075	1105	1135
1200	16	47	80	116	155	198	245	300	367	466
	734	833	900	955	1002	1045	1084	1120	1153	1184
1250	16	49	84	121	161	206	255	313	383	485
	765	868	938	995	1044	1089	1129	1166	1201	1234
1300	17	51	87	126	168	214	265	325	398	504
	796	902	975	1035	1086	1132	1174	1213	1249	1288
1350	18	53	90	131	174	223	275	338	413	524
	826	937	1013	1075	1127	1176	1219	1260	1297	1332
1400	18	55	94	136	181	230	283	348	425	538
	857	972	1050	1114	1169	1219	1264	1306	1345	1382
1450	19	57	97	141	187	239	296	363	444	563
	887	1006	1088	1154	1211	1263	1309	1353	1393	1431
1500	20	59	101	146	194	247	306	375	459	582
	918	1041	1125	1194	1253	1306	1354	1400	1442	1481
1550	20	60	104	150	200	256	316	388	474	601
	949	1076	1163	1234	1294	1350	1400	1446	1490	1530
1600	21	62	107	155	206	264	326	400	490	621
	979	1110	1200	1274	1336	1394	1445	1493	1538	1579
1650	21	64	111	160	213	272	334	409	505	640
	1010	1145	1238	1313	1378	1437	1490	1539	1586	1629
1700	22	66	114	165	219	280	347	425	520	660
	1040	1180	1275	1353	1420	1481	1535	1586	1634	1678
1750	23	68	117	170	226	289	357	438	536	679
	1071	1215	1313	1393	1461	1524	1580	1633	1682	1727
1800	23	70	121	175	232	297	367	450	551	698
	1102	1249	1350	1433	1503	1568	1625	1679	1730	1777
1850	24	72	124	179	239	305	377	463	566	718
	1132	1284	1388	1473	1545	1611	1671	1726	1778	1826
1900	25	74	127	184	245	313	388	475	581	737
	1163	1319	1425	1512	1587	1655	1716	1773	1826	1875
1950	25	76	131	189	252	322	398	488	597	757
	1193	1353	1463	1552	1628	1698	1761	1819	1874	1925
2000	26	78	134	194	258	330	408	500	612	776
	1224	1388	1500	1592	1670	1742	1806	1866	1922	1974

Tabla 6.3.- Distancia desde la pared del Tubo circular hasta los puntos de medida empleando 20 puntos de medida (redondeada a mm)

Es esencial obtener los siguientes datos, aunque pueden recogerse otros con mayor detalle si se desea:

- El área de la sección recta del conducto en el punto donde se efectúa la medida.
- La presión dinámica en cada uno de los puntos de lectura a lo largo de cada diámetro.
- La temperatura del aire en el momento y lugar de la medida.

Las lecturas de presión dinámica obtenidas se convierten en velocidades y éstas, no las presiones dinámicas, se promedian.

Cuando sea más conveniente, pueden promediarse las raíces cuadradas de las presiones dinámicas y el valor así obtenido convertirse entonces en velocidad (media). El caudal medido a la temperatura del conducto se obtiene multiplicando la velocidad media por la sección del conducto ($Q = A * V$).

El Tubo de Pitot no puede emplearse para medir bajas velocidades en campo. No es un equipo de medida directa de la velocidad. Si se utiliza un manómetro de líquido es necesario un soporte exento de vibraciones. Puede obstruirse cuando se emplea con aire muy cargado de polvo o humedad.

6.2.2. Tubos de Pitot modificados:

Se han efectuado diversas modificaciones de los Tubos de Pitot a fin de reducir las dificultades encontradas con corrientes de aire cargadas de polvo o para aumentar la capacidad de los manómetros diferenciales para medir, en campo, bajas velocidades de aire. Suelen denominarse Tubos de tipo S (Staubscheid) porque usualmente adoptan la forma de dos Tubos de impacto relativamente grandes, con una abertura dirigida aguas arriba y las otras aguas abajo. Dichos Tubos son también útiles cuando se pretende medir en conductos de pared gruesa, como en las chimeneas de caldera, en las que es difícil o imposible insertar un Tubo de Pitot convencional a través de un orificio de tamaño razonable.

En el mercado existen otras modificaciones del Tubo de Pitot, algunas de las cuales son de un tamaño considerable.

Una limitación para su uso en el campo es que los Tubos de Pitot tipo S y otras modificaciones requieren ser calibrados en condiciones similares a aquellas en las que van a ser utilizados.

6.2.3. Presión estática en la campana:

El método de la presión estática en la campana para medir el caudal de una campana o conducto se basa en el principio del orificio; es decir, se considera la boca de entrada como un orificio. Este método es rápido, simple y práctico. Proporciona una estimación razonablemente exacta del caudal de aire en la rama a condición de que pueda efectuarse una

medida de la presión estática en un punto situado entre uno y tres diámetros de conducto recto aguas abajo de la garganta de la campana, y un análisis ajustado de la pérdida de carga de la campana.

Esta técnica exige medir la presión estática de la campana mediante un manómetro en U en uno o más puntos (preferiblemente cuatro, situados a 90°), un diámetro aguas abajo para todas las campanas con adaptación gradual y tres diámetros para campanas simples. Los orificios deben efectuarse con diámetros comprendidos entre 1,5 y 3 mm o, si es posible, incluso menores; los orificios no deben efectuarse por punzonamiento, ya que las rebabas que ello produciría en la cara interna de la pared del conducto distorsionarían la corriente de aire. El manómetro en U se conecta sucesivamente a cada uno de los puntos de medida mediante un Tubo de goma de pared gruesa, leyéndose la diferencia de altura de las columnas de agua en mm.

Los valores del factor de pérdidas en la campana (F_c). Cuando se conoce la presión estática en la campana (PE_C) es posible determinar el caudal mediante la siguiente ecuación:

$$Q = 4,43 A \sqrt{\frac{PE_C}{(1 + F_c)d}}$$

donde:

Q = caudal, m^3/s

A = sección del conducto unido a la campana, m^2

PE_C = promedio de las lecturas del manómetro en U, mmca

F_c = factor de pérdidas de la campana

Para aire en condiciones standard la ecuación se convierte en:

$$Q = 4,043 A \sqrt{\frac{PE_C}{1 + F_c}}$$

Interpretación de la presión estática de la campana: Si se conoce el valor de la presión estática de la campana cuando un sistema está funcionando correctamente, puede asegurarse que su funcionamiento es adecuado mientras no se reduzca dicho valor. Cualquier

modificación de la medida original indica un cambio en la velocidad en la rama, y por tanto, un cambio en el caudal aspirado por la campana.

Esta relación será cierta a menos que:

1.- una modificación en el diseño de la campana haya modificado las pérdidas de la entrada;

2.- existan obstrucciones o acumulación de materiales en la campana o el conducto, aguas arriba del punto en el que se realiza la medición; o

3.- el sistema haya sido modificado o se hayan efectuado adiciones. Según cuál sea el punto en el que se haya producido la obstrucción, la reducción del área de paso del aire podrá producir un incremento o disminución de la succión de la campana, aunque en todo caso tendrá lugar una reducción del caudal.

Los valores de la presión varían según el cuadrado de la velocidad o del caudal. Así, una disminución del 30 % en las lecturas de presión estática indica que el caudal (y la velocidad) se han reducido el 14 %.

Una reducción significativa en la presión estática de la campana puede a menudo ser debida a una o más de las siguientes causas:

1.- Reducción de la eficacia del ventilador debida a una reducción en la velocidad del eje a causa de que la correa patine, se haya desgastado o exista acumulación de suciedad en el rotor o la voluta, dificultando la circulación del aire.

2.- Reducción de la eficacia del ventilador producida por deterioro de las conducciones, tal como acumulaciones en las ramas o el conducto principal a causa de una insuficiente velocidad del aire, condensación de vapor de agua o aceite en la pared del conducto, propiedades adhesivas del material extraído, o fugas causadas por compuertas de limpieza desajustadas, uniones rotas, perforaciones por abrasión en el conducto (principalmente en los codos), mala conexión a la entrada del ventilador o acumulaciones en los conductos o las palas del ventilador.

3.- Las pérdidas en la presión estática de la campana pueden también ser debidas a la instalación de aberturas adicionales al sistema (en ocasiones los sistemas se diseñan teniendo en cuenta futuras ampliaciones y, hasta que se realizan, las conducciones vehiculan mayor

cantidad de aire de la necesaria) o a modificaciones en los ajustes de las compuertas de regulación que reparten el caudal entre las distintas ramas. La manipulación inadecuada de dichas compuertas puede afectar seriamente a la distribución del aire, por lo que es aconsejable proceder a su fijación una vez el sistema ha sido puesto en marcha y se ha verificado su buen funcionamiento. Los registros para el control del caudal del ventilador también deben ser verificados.

4.- La reducción del caudal puede también ser debida a un aumento de la pérdida de carga en el colector de polvo, a causa de un mantenimiento insuficiente, un funcionamiento inadecuado, desgaste, etc. El efecto variará según cuál sea el diseño del colector. Recorra a las instrucciones de funcionamiento y mantenimiento suministradas con el colector o consulte al fabricante del equipo.

7. Cálculos y Prácticas de Laboratorio

Como complemento de este trabajo se ha realizado la verificación práctica de diversos sistemas de ventilación por extracción localizada (sistema de extracción simple y sistema de extracción múltiple).

7.1. Sistema simple de ventilación por extracción localizada

La determinación del diámetro de la tubería de extracción, es fundamental para poder calcular la sección del tubo y posteriormente poder calcular la velocidad y el caudal que circula por la instalación, la pérdida de carga en la tubería por medio de la toma de las presiones, y con la utilización de manómetros aneroides este tipo de instrumento se emplea como equipo de campo en estudios de ventilación, para la medición de la presión estática, dinámica o total, acoplado a un Tubo de Pitot o para la medición, con un solo Tubo, de la presión estática. Quizás el más conocido es el Magnehelic (*figura 7.1*). Sus principales ventajas son las siguientes: fácil de leer, mayor respuesta que los manómetros anteriores, muy portátiles (muy pequeños en tamaño y peso), ausencia de fluidos lo que significa menor mantenimiento, y montaje y empleo en cualquier posición sin pérdida de exactitud. Su principal inconveniente estriba en que pueden fallar mecánicamente, requieren verificación periódica de la calibración y, ocasionalmente, recalibración.

Para la poder realizar las mediciones de presión estática, dinámica y total es necesario que la instalación, disponga de puntos de medida distribuidos por las distintas zonas singulares, de manera que se pueda introducir el instrumento de medida (Velómetro, Tubo de Pitot, Manómetro de líquidos, etc) de no disponer de estos puntos de medida, será necesario realizarlos de acuerdo a lo establecido en el punto 6.1 (*figura 6.1*).

La primera determinación importante que hay que realizar, es conocer el diámetro del la tubería de la instalación de ventilación, y en caso de no tener la certeza de cuál es el diámetro de la misma, será necesario determinarlo, realizando la medición del perímetro que es lo más exacto que podemos utilizar, para esta medición utilizaremos una cinta métrica o una cinta de papel en la que marcaremos la longitud del perímetro de la conducción y por medio de la formula de perímetro determinaremos el radio de la misma y/o el diámetro exterior de la misma al cual habrá que descontar el espesor de la pared de la tubería para determinar el diámetro interior.

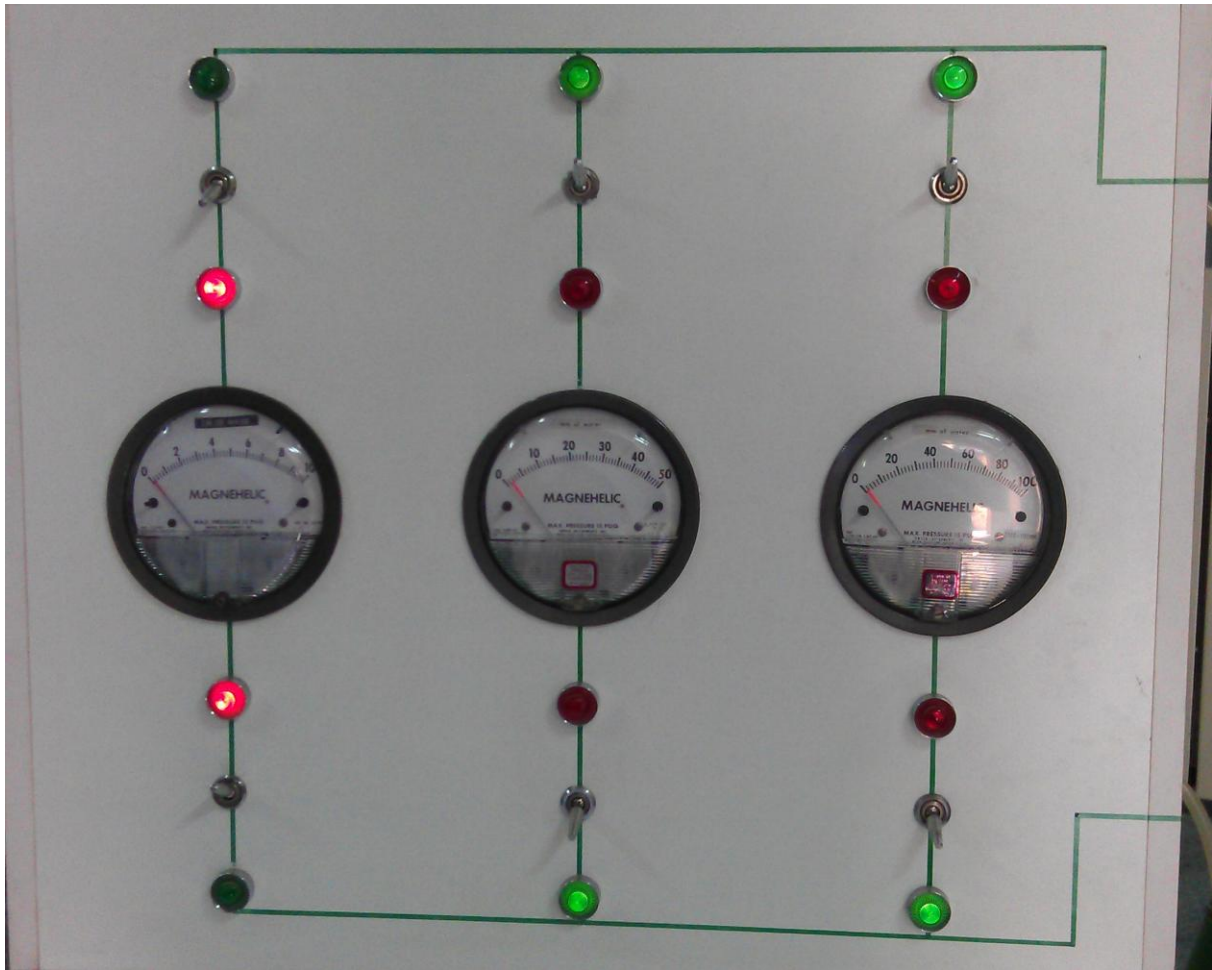


Foto 7.1 Manómetro Magnehelic

En nuestra instalación el perímetro exterior de de 478 mm y con la formula:

$$P = 2\pi r \quad \text{o} \quad P = \pi D$$

$$D = \frac{P}{\pi} = \frac{478}{\pi} = 152 \text{ mm}$$

De donde obtenemos el Diámetro y descontando dos veces el espesor de la pared de la conducción (en nuestro caso 1 mm), obtenemos que el diámetro de la tubería es de 150 mm.

y la sección de la tubería con:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * 0,15^2}{4} = 0.01767 \text{ m}^2$$

Una vez determinada la sección de la tubería solo necesitamos calcular la velocidad a la que circula el aire para poder calcular el caudal (Q) que se mueve por nuestra instalación.

Este dato que nos hace falta la vamos a determinar con varios métodos de manera que se demuestre que independientemente el sistema utilizado para el cálculo, a de obtenerse el mismo caudal.

A. El primer método utilizado para la determinación de la velocidad del aire por la conducción, es mediante la utilización de un velómetro (*figura 7.2*) y debido a que el flujo del aire es turbulento y no laminar es necesario tomar la velocidad en el centro de las secciones de la tubería de igual área, como ya se indicó para la utilización del Tubo de Pitot (*figura 6.3.*)

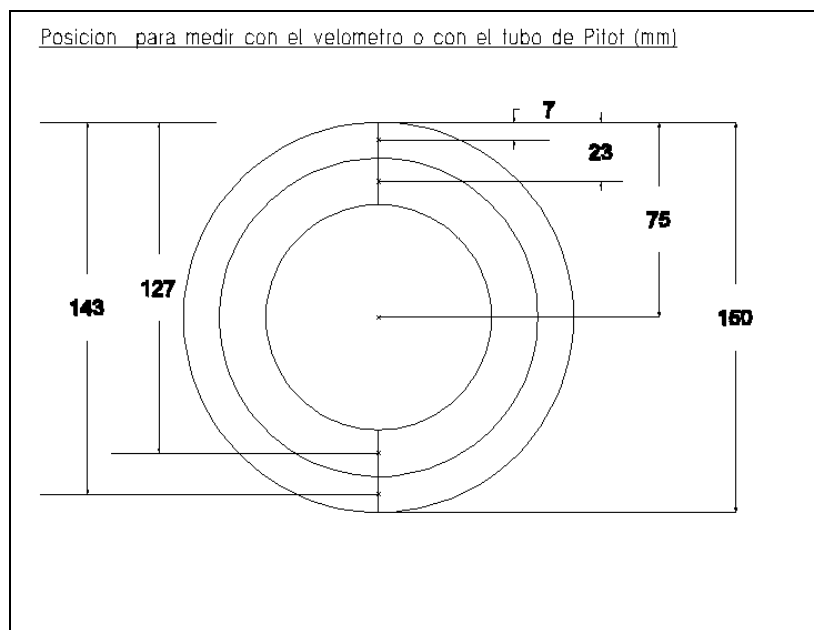


Figura 7.1 Centro de sección para la toma de velocidades y presiones

Calculado el radio del centro de las diferentes secciones, que por tratarse de una conducción de diámetro de 150 mm los puntos para la toma de la lectura se sitúan como se indica en la *figura 7.1*, se toma medidas en esos radios con la ayuda del velómetro y de esta manera se determina una velocidad media. (*Tabla 7.1*)



Foto 7.2 Velómetro

	1	2	3	Media
Punto 1	11,50	12,10	12,40	12,00
Punto 2	14,60	14,50	15,30	14,80
Punto 3	20,20	20,30	20,40	20,30
Punto 4	21,00	21,00	21,00	21,00
Punto 5	19,80	20,00	20,20	20,00
Media	17,42	17,58	17,86	17,62

Tabla 7.1 Cálculo de la Velocidad con el Velómetro.

Con esta velocidad media y con la sección anteriormente calcula podemos obtener el caudal en m^3/seg con la formula:

$$Q = A * V$$

$$Q = 0.01767 * 17.62 = 0.31 \text{ m}^3/\text{seg}$$

B. Determinado el caudal por este método, vamos a proceder a su cálculo mediante la toma de presiones dinámicas (*Tabla 7.2 mmca*), con un Tubo de Pitot, en la conducción y posteriormente mediante determinaremos la velocidad del aire con la expresión:

$$Pd = \frac{V^2 * 1.2}{2 * g} \quad \text{ó} \quad V = \sqrt{\frac{Pd * 2 * g}{1.2}}$$

	1	2	3	Media
Punto 1	15,00	15,00	13,00	14,33
Punto 2	16,00	15,00	15,00	15,33
Punto 3	28,00	28,00	28,00	28,00
Punto 4	27,00	25,00	26,00	26,00
Punto 5	17,00	17,00	18,00	17,33
				20,20

Tabla 7.2. Cálculo de la Presión Dinámica Tubo de Pitot. (mmca)

Con esta presión dinámica obtenemos una velocidad en la conducción de:

$$V = \sqrt{\frac{20.20 * 2 * 9.81}{1.2}} = 18.17 \text{ m/seg}$$

Y un caudal:

$$Q = 0.01767 * 18.17 = 0.32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Realizada la toma de presiones con otro Tubo de Pitot de mayor dimensión obtenemos un resultado de velocidad y caudal similar.

C. Como tercer método de cálculo se utiliza un manómetro de líquidos inclinado, en el que hemos realizado un mapeo de toda la sección del Tubo dividida en siete partes, obteniéndose los siguientes resultados:

	1	2	3	4	Media
Punto 1	55,20	59,80	59,80	61,64	59,11
Punto 2	89,24	90,16	89,24	91,08	89,93
Punto 3	98,44	102,12	103,96	104,88	102,35
Punto 4	101,20	103,96	102,12	96,60	100,97
Punto 5	82,80	80,96	81,88	84,64	82,57
Punto 6	64,40	62,56	65,32	67,16	64,86
Punto 7	59,80	57,96	57,96	56,12	79,68

$$Pd = \text{Media} * \text{seno}(15) = \mathbf{20,62 \text{ mmca}}$$

Tabla 7.3. Cálculo de la Presión Dinámica (mmca) Tubo de Pitot. y manómetro de líquido inclinado 15°

Con esta presión dinámica Pd (20.62 mmca) obtenemos una velocidad en la conducción de:

$$V = \sqrt{\frac{20.62 * 2 * 9.81}{1.2}} = 18.36 \text{ m/seg}$$

Y un caudal.

$$Q = 0.01767 * 18.36 = 0.32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Comprobado por tres métodos diferentes podemos tener la certeza de que el caudal de aire que circula por la conducción en esta instalación de extracción localizada es:

$$Q = 0.32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

7.2. Pérdida de Carga de la conducción simple en Tubo recto

Vamos a estudiar la pérdida de carga en tubo recto de la conducción para lo realizamos la medición de presiones estáticas correspondientes a los puntos 1, 2, 6 y 7, la longitud total del tramo estudiado es de 2980 mm, por lo que podemos obtener la pérdida de carga por metro lineal de tubería, en este tramo se encuentra un estrechamiento de las sección de la tubería que luego vuelve a tener el diámetro inicial de 150 mm (*figura 7.3*).

Para determinar la pérdida de carga del tramo, se ha utilizado un Tubo de Pitot conectado a un manómetro de líquido de columna de agua.

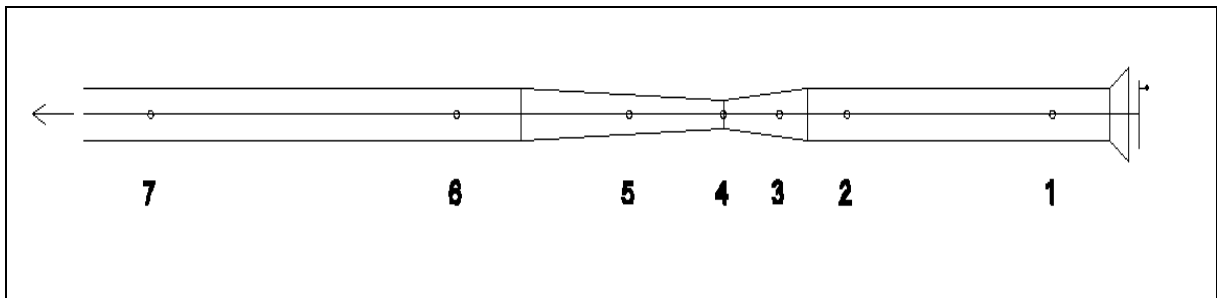


Figura 7.2 Tramo estudiado para la perdida de carga

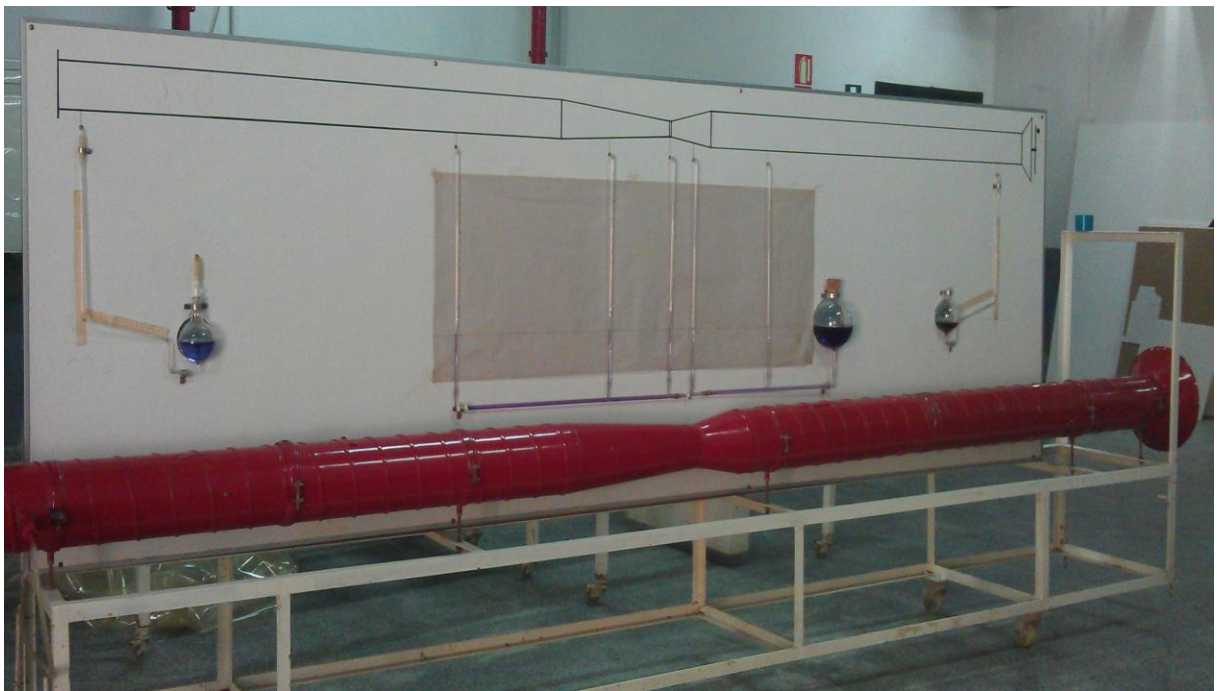


Foto 7.3 Tramo estudiado para la perdida de carga

La pérdida de carga de un Tubo recto se calculo mediante la expresión siguiente:

$$P_c = \frac{(P_{e_n} - P_{e_{n+1}})}{\text{Longitud tramo}}$$

Vamos a calcular la pérdida de carga entre los puntos 1 - 2 y entre los puntos 6 - 7 y calcularemos la pérdida de carga media del tramo.

Pérdida de carga en un Tubo Recto

	1	2	3	7
PE (mmca)	-23,81	-25,36	-26,66	-26,92
Δ PE (mmca)	1,55		0,26	
Longitud L (m)	1,02		0,93	
Δ PE/L (mmca)	1,52		0,28	
Δ PE/L (media)	0,90			

Tabla 7.4. Pérdida de Carga en un tramo recto (mmca)

Ahora vamos a calcular la pérdida de carga total entre los puntos 1-7 y veremos la variación con respecto al primer caso.

Pérdida de carga en un Tubo Recto entre punto 1 y 7

	1	7
PE (mmca)	-23,81	-26,92
Δ PE (mmca)	3,11	
Longitud L (m)	2,98	
Δ PE/L (mmca)	1,04	

Tabla 7.5. Pérdida de Carga en un tramo recto (mmca)

En el segundo experimento la pérdida de carga aumenta al considerar el estrechamiento en la sección de la tubería entre los puntos 2 y 6.

7.3. Determinación de las características del ventilador

En este punto de la instalación vamos a determinar las presiones estática y dinámica antes y después del ventilador para así poder determinar si las características, que un día diseñó el fabricante el ventilador se siguen manteniéndose o se ha producido una reducción en las prestaciones del mismo.

El diámetro de la tubería se mantiene constante en el tramo de la aspiración y conocemos el caudal, determinamos la P_e y P_d en un punto cercano al ventilador en la zona de aspiración, con la utilización de un Tubo de Pitot conectado a un manómetro Magnehelic, y también podemos calcular la P_t en este punto, procediendo del mismo modo que se realizó en el tramo recto de la conducción y en los distintas secciones de la tubería.

$P_e = -56 \text{ mmca}$	$P_t = -35.360 \text{ mmca}$	$P_d = 20.40 \text{ mmca}$
--------------------------	------------------------------	----------------------------

Donde vemos que la P_e y la P_t son negativas en la aspiración.

En el tramo de la impulsión después del ventilador, la sección de la tubería varia, por lo que tenemos que proceder a calcular el diámetro de la misma para poder terminar la velocidad del aire que circula por él, ya que el caudal será el mismo pero al variar la sección la velocidad aumentará.



Foto 7.4 Ventilador aspiración e impulsión y cuadro eléctrico

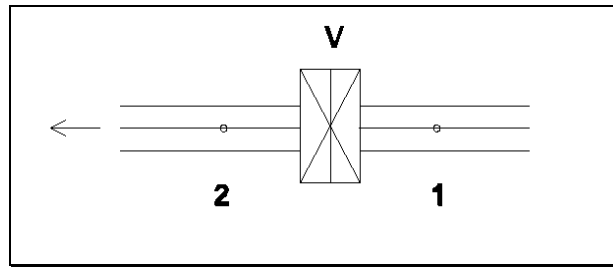


Figura 7.3 Puntos para el estudio de presiones antes y después del ventilador

Para el cálculo del diámetro de la tubería de impulsión procedemos del mismo modo que lo hicimos para la tubería de aspiración, midiendo el perímetro y de esta manera obtenemos un diámetro interior de 128 mm.

La ecuación de presiones a ambos lados del ventilador sería la siguiente:

$$Pe_1 + Pd_1 + Pe_v + Pd_v = Pe_2 + Pd_2$$

Considerando que la Pd_v (presión dinámica del ventilador) es igual a la Pd_2 (presión dinámica en el punto 2)

La ecuación quedaría:

$$Pe_1 + Pd_1 + Pe_v = Pe_2$$

Una vez determinada la Pe_2 (78 mmca) con el Tubo de Pitot, podremos calcular la presión estática del ventilador (Pe_v)

$$Pe_v = Pe_2 - Pe_1 - Pd_1$$

$$Pe_v = 78 - (-56) - 20,40 = 113,6 \text{ mmca}$$

Por otra parte también hemos calculado la Pd después del ventilador y con ella, hemos podido obtener la velocidad del aire en la conducción, en el tramo de impulsión y comprobar el caudal que vuelve a ser el mismo.

$$Pd_2 = 39 \text{ mmca}$$

y

$$V_2 = 25,25 \text{ m/seg}$$

$$Q_2 = 0,32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

ó

$$Q_2 = 1152 \text{ m}^3/\text{h}$$

Comprobando los datos obtenidos con los del fabricante de ventilador, podemos determinar que el motor ventilador ha tenido una disminución de rendimiento, ya que el fabricante determinó que para una $Pe_v = 150 \text{ mmca}$, el caudal sería $Q = 1150 \text{ m}^3/\text{h}$ según la curva característica del ventilador.

7.4. Potencia consumida por el ventilador

Para calcular la potencia consumida por el ventilador, tenemos que utilizar la Pt_v , sumando la Pe_v y Pd_v y cómo estas unidades las tenemos en mmca tendremos que obtener la equivalencia a mcaire sabiendo que 1 mmca equivale a 0,833 mcaire y de esta manera obtener la potencia que consume el ventilador y compararlo con las prestaciones que el fabricante del mismo ha facilitado y ver si es adecuada a las necesidades de la instalación.

$$Pe_v = 113,6 \text{ mmca} \quad Pd_v = 39 \text{ mmca}$$

$$Pt_v = 152.6 \text{ mmca}$$

Que equivalen a:

$$Pt_v = 127.2 \text{ mmcaire}$$

Para calcular la potencia consumida por el ventilador utilizamos la siguiente expresión:

$$P = \frac{\sigma \times g \times h \times Q}{\mu}$$

- $P =$ Potencia consumida por el ventilador (W)
- $\sigma =$ densidad aire $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) = 1,2 \text{ Kg/m}^3$
- $g =$ gravedad $= 9.81 \text{ m/seg}^2$
- $h =$ altura de la columna de aire (m)
- $\mu =$ rendimiento estimado del motor $\% = 85 \%$
- $Q =$ Caudal de la conducción $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{seg}}\right) = 0.32 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$

$$P = \frac{1,2 \times 9,81 \times 127,2 \times 0,32}{0,85} = 563,55 \text{ W}$$

Comprobando las características que el fabricante nos da para nuestro motor, observamos que tiene una potencia de 1,1 Kw, que más que suficiente para la potencia absorbida por el ventilador en este circuito.

7.5. Verificación de una extracción localizada por medio de un manómetro en U de dos líquidos.

Se trata de una instalación simple de extracción localizada formada por una campana cuadrada de 15 x 15 cm² que dispone de puntos de control de Tubo de Pitot conectado a un manómetro de dos líquidos, de los cuales se desconoce sus características.



Foto 7.5 Instalación simple

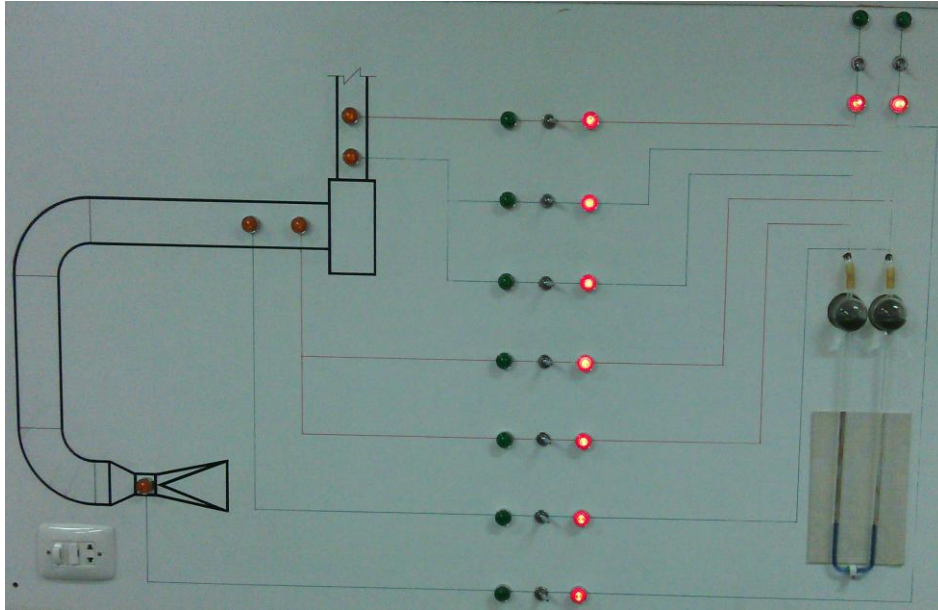


Foto 7.6 Panel de control manómetro en U de dos líquidos

Como desconocemos los diámetros de las distintas secciones de la tubería procedemos de la misma manera descrita en las verificaciones anteriores para su determinación y obtenemos que el diámetro interior del tubo es de 100 mm (punto 1), en el primer tramo y de 150 mm (punto 2 y 3) en el segundo tramo.

En la determinación del coeficiente n de pérdida de la campana se detecta un error en la medición, ya que se obtiene un dato de pérdida de carga negativo, por lo que procedemos a detectar donde se encuentra el error de esta instalación. Los datos obtenidos en la instalación con el manómetro de dos líquidos son los siguientes:

$$Pe_1 = 14 \text{ mm} \quad Pd_3 = 7 \text{ mm}$$

$$Pd_1 = Pd_3 \frac{D_3^4}{D_1^4} = 7 * \frac{0.15^4}{0.10^4} = 35.4 \text{ mm}$$

El coeficiente n de pérdida de carga de la campana es de:

$$n = - \frac{Pe_1 + Pd_1}{Pd_1} = - \frac{-14 + 35.4}{35.4} = -0.60$$

Como este dato no puede ser real, porque tiene que ser un factor de pérdida de carga positivo, por lo que procedemos a determinar dónde está el fallo.

Mediante un tubo de Pitot conectado a un manómetro Magnehelic realizamos mediciones de Pe , Pd y Pt en un punto cercano a la campana obteniendo los siguientes resultados:

$$Pe_1 = -14 \text{ mmca}$$

$$Pd_1 = 12.47 \text{ mmca}$$

$$Pt_1 = Pe + Pd = -14 + 12.47 = -1.53 \text{ mmca}$$

Con la Pd_1 determinamos la velocidad del aire en el punto 1 (\varnothing 100 mm) y con este dato y el de la sección de la tubería podemos determinar el caudal circulante.

$$V = 14.30 \text{ m/seg}$$

$$Q = 0.112 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Como el caudal es constante en toda la instalación y en el tramo 3 el diámetro de la tubería es de 150 mm, podemos calcular la velocidad del aire en este tramo y así poder determinar posteriormente la Pd_3 .

Con $\varnothing = 0.150 \text{ mm}$ y $Q = 0.112 \text{ m}^3/\text{seg}$, la velocidad en este tramo es de $V=6.34 \text{ m/seg}$ y la Pd_3 en ese punto es de 2.46 mmca y viendo que en el manómetro de dos líquidos obteníamos un resultado de 7 mm, podemos obtener la relación entre los mmca y los mm de los dos líquidos desconocidos y esta relación es $1 \text{ mm} / 0,35 \text{ mmca}$.

De este modo los 14 mm obtenidos para la Pe_1 corresponderían a 40 mmca, que es la presión estática del punto 1, con signo negativo por estar en la aspiración del circuito.

Con este dato de Pe_1 (-40 mmca) podemos volver a calcular el coeficiente n de pérdida de carga en la campana igual que lo calculamos al principio de esta verificación.

$$n = - \frac{Pe_1 + Pd_1}{Pd_1} = - \frac{-40 + 35.4}{35.4} = 0.13$$

Dato que es más acorde para la campana que el anteriormente obtenido con la primera medición. De todo esto podemos concluir que el sistema de toma de presiones del punto 1 debe estar mal colocado y por tanto no reflejó un valor real de las presiones y es necesario

proceder a su correcta colocación para poder tener la certeza de que mide presiones correctamente para futuras comprobaciones.

7.6. Verificación de una instalación múltiple de extracción localizada

Finalmente vamos a realizar la comprobación de una instalación de extracción localizada que presenta múltiples puntos de extracción, en los cuales determinaremos presiones estáticas, dinámicas y totales, así como en los puntos significativos de la conducción (codos, entronque y ventilador).

Las comprobaciones de presión se realizarán desde el punto más alejado en la aspiración del ventilador, hasta el propio ventilador y también en la impulsión, todos los puntos notables de la instalación cuentan con accesos para la determinación de presiones por medio de tubo de Pitot, donde conectaremos los manómetros Magnehelic.

Punto 1º campana de extracción de dimensiones 480 x 480 mm² en la que se determina la P_e en la campana y la P_e , P_d y P_t en un tramo recto de tubería inmediatamente posterior a la campana.

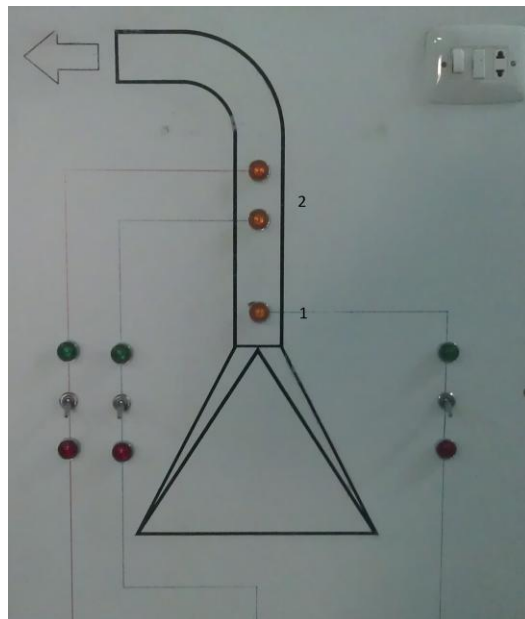


Foto 7.7 Panel de control Punto 1º Extracción Localiza

$$Pe_1 = -3,5 \text{ mmca}$$

$$Pe_2 = -5 \text{ mmca}$$

$$Pd_2 = 3,5 \text{ mmca}$$

$$Pt = Pe + Pd = -1.5 \text{ mmca}$$



Foto 7.8 Panel de control y Punto 1 Extracción Localiza

Punto 2º determinación de presiones antes y después de codo de la conducción, en tramos rectos y en el entronque con la siguiente campana de extracción en la cual también se han tomado presiones en la campana, tramo recto y en las inmediaciones del entronque con la aspiración general.

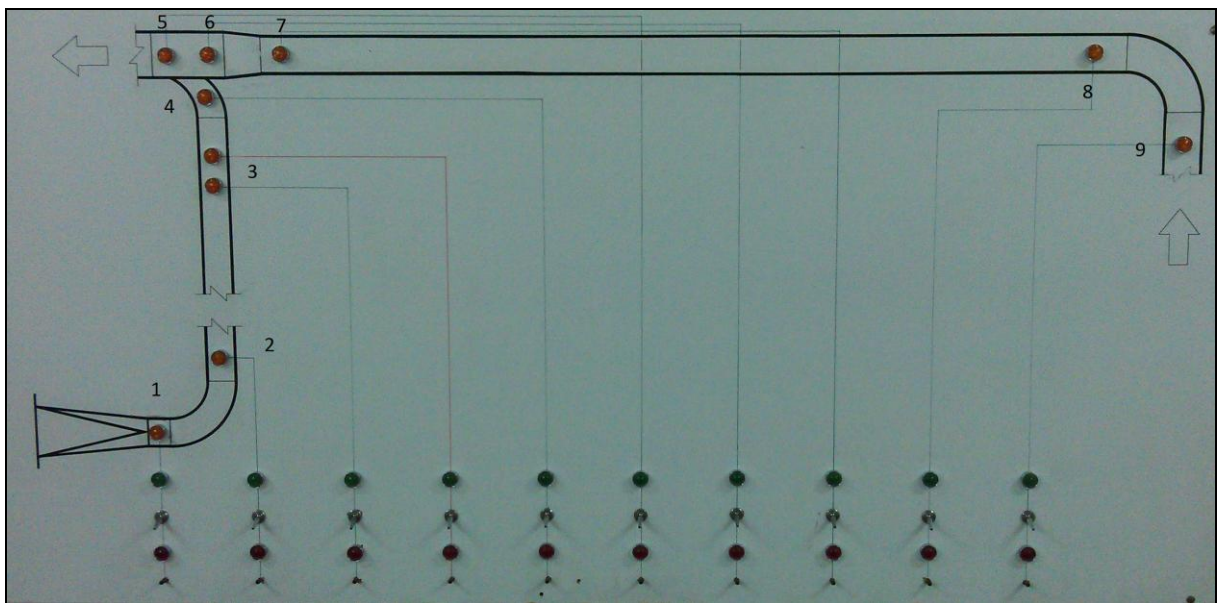


Foto 7.9 Panel de control de presiones Punto nº2

En este punto de la instalación podemos ver que se demuestra la teoría del entronque en la que las presiones en las proximidades del entronque son prácticamente iguales, punto 4,5 y 6.

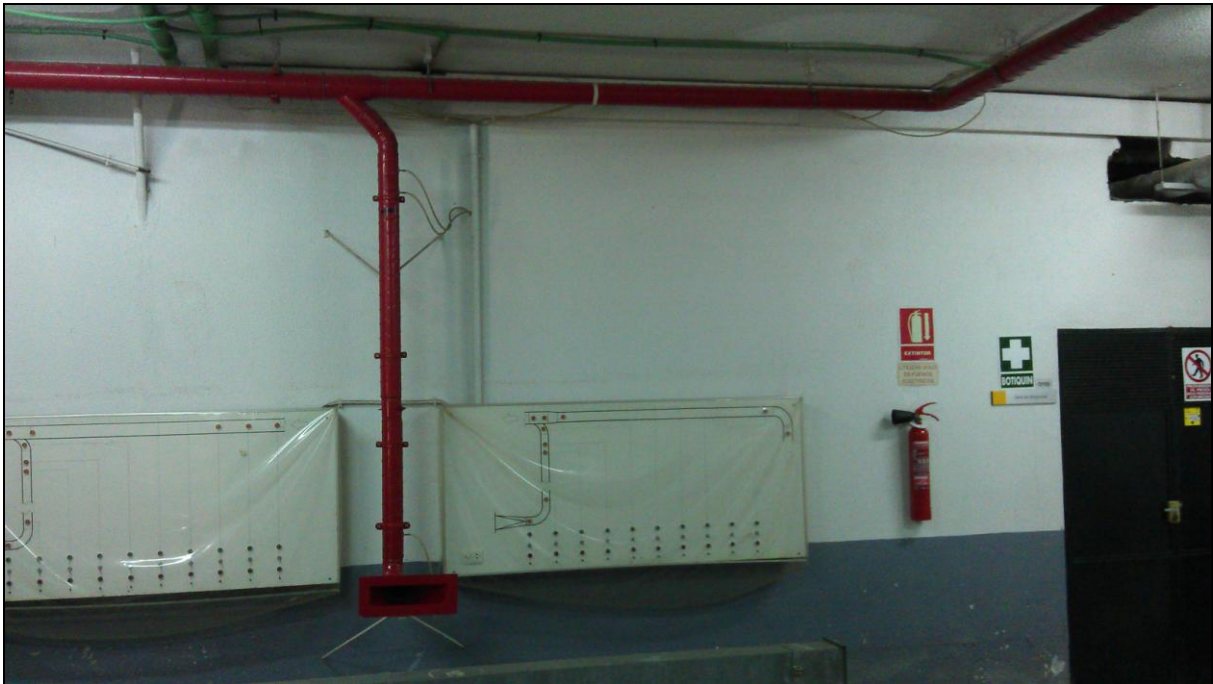


Foto 7.10 Punto de aspiración n°2

Pitot con Manómetro Magnehelic (mmca)

	Pe	Pd	Pt
Punto 1	-6,00		
Punto 2	-8,50		
Punto 3	-9,00	5,50	-3,50
Punto 4	-5,50		
Punto 5	-6,00		
Punto 6	-6,00		
Punto 7	-6,00		
Punto 8	-6,00		
Punto 9	-5,80		

Tabla 7.6 de presiones Punto n°2

Punto 3º en este punto se hacen las mismas tomas de presiones que en el caso del punto 2, aunque en el entronque de la aspiración de la campana 3, no se produce reducción de sección en la tubería general.

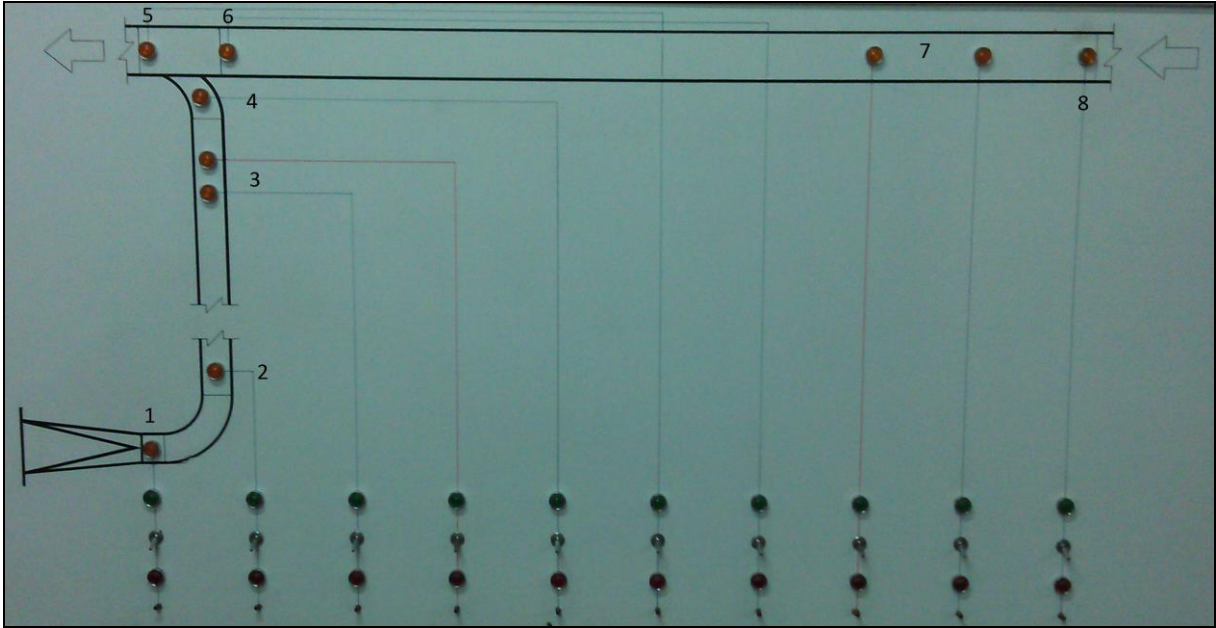


Foto 7.11 Panel de control de presiones Punto nº3

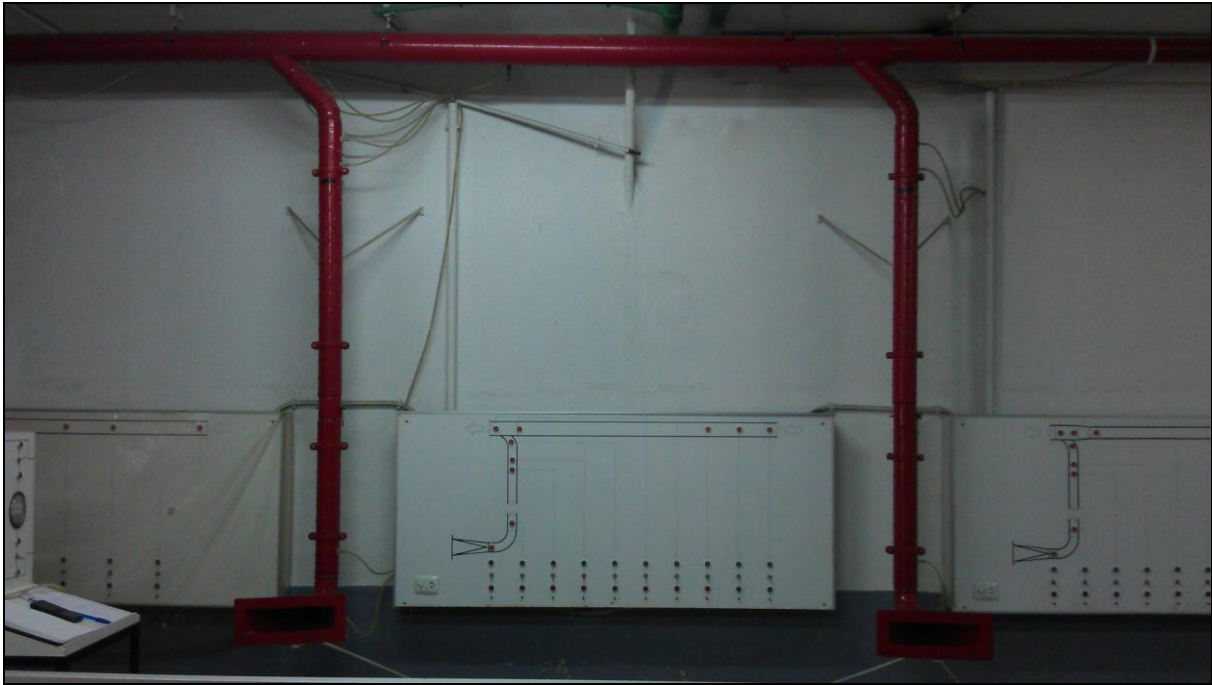


Foto 7.12 Puntos de aspiración 2 y 3

Pitot con Manómetro Magnehelic (mmca)

	Pe	Pd	Pt
Punto 1	-7,50		
Punto 2	-9,00		
Punto 3	-12,00	7,50	-4,50
Punto 4	-19,00		
Punto 5	-24,00		
Punto 6	-16,50		
Punto 7	-15,00	5,00	-10,00
Punto 8	---		

Tabla 7.7 de presiones Punto n°3

En este tramo de la instalación se detecta que el punto de control n°8 no detecta presiones, y tras una investigación de la instalación se ve que el conducto del tubo de Pitot que determina la presión estática en este lugar está desconectado por avería, se recomienda volver a colocar el captador de presión para futuras mediciones de presión.

Punto 4° tramo recto de la instalación seguido de un codo y otro tramo recto donde se determinan las presiones estática y dinámica de la instalación, en busca de posibles averías.

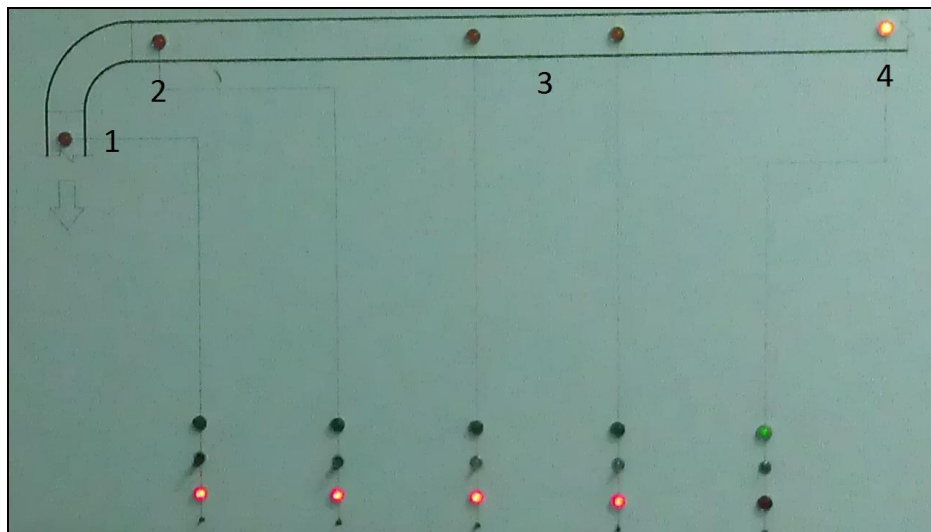


Foto 7.13 Panel de control de presiones tramo recto y codo



Foto 7.14 Tramo recto y codo

En este tramo de la instalación se detecta también un error en la lectura en el punto n°2 de control, y tras la inspección de la instalación se vuelve a observar que el conducto de toma de presión estática de ese punto está averiado y se recomienda solucionar la avería para futuras tomas de presiones.

Las presiones tomadas en este tramo son las siguientes:

Pitot con Manómetro Magnehelic (mmca)

	Pe	Pd	Pt
Punto 1	32,50		
Punto 2			
Punto 3	25,00	15,00	-10,00
Punto 4	25,00		

Tabla 7.8 de presiones tramo n°4

Punto 5°. En este punto está situado otro entronque de una nueva campana de extracción, en la que se vuelven a tomar lecturas de presiones estáticas, dinámicas y total.

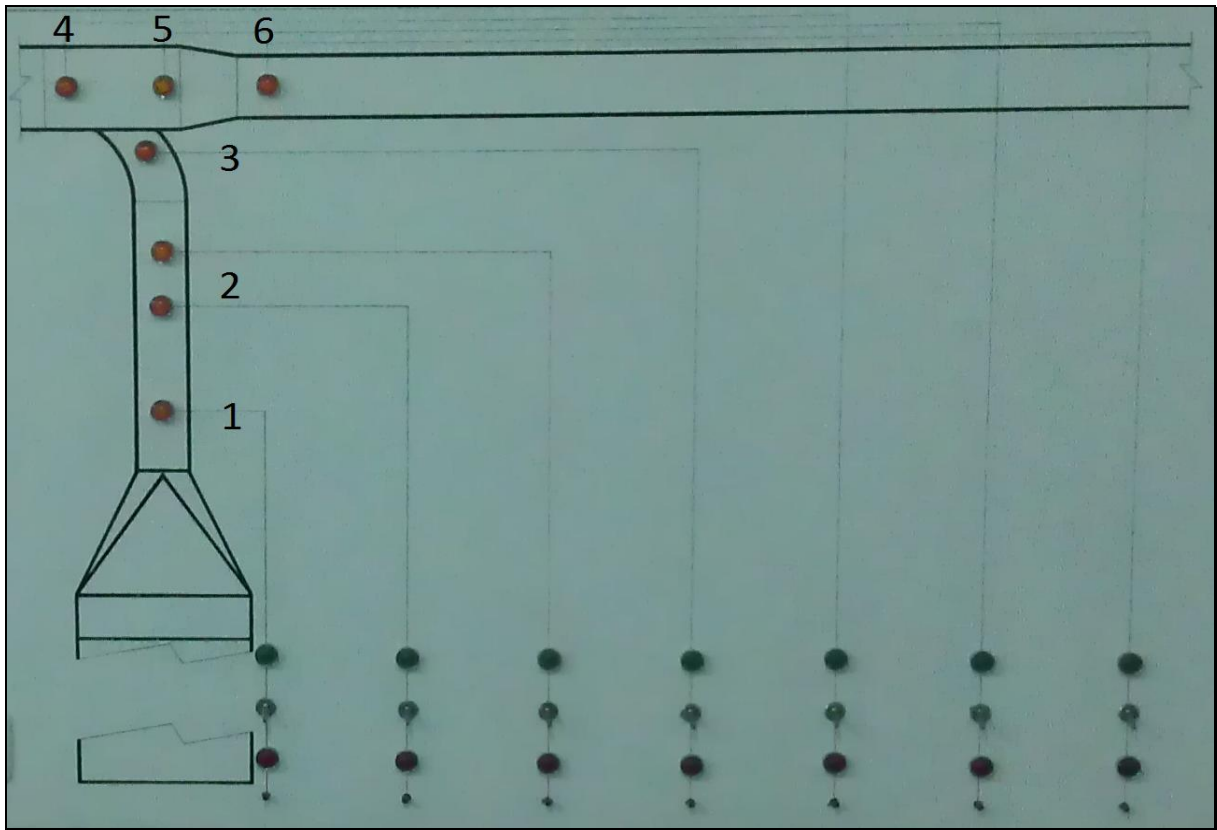


Foto 7.15 Panel de control de presiones Punto n°5



Foto 7.16 Punto n° 5 de la aspiración campana

Los datos obtenidos en esta estación de la instalación son los siguientes:

Pitot con Manómetro Magnehelic (mmca)

	Pe	Pd	Pt
Punto 1	22,00		
Punto 2	28,00	18,50	-9,50
Punto 3	35,50		
Punto 4	41,00		
Punto 5	33,00		
Punto 6	32,50		

Tabla 7.9 de presiones Punto n°5

Punto 6° de la conducción tramo recto, codo y tramo descenso hasta el último tramo que conecta con el ventilador, en este tramo volvemos a determinar las presiones estáticas antes y después del codo y en el tramo recto

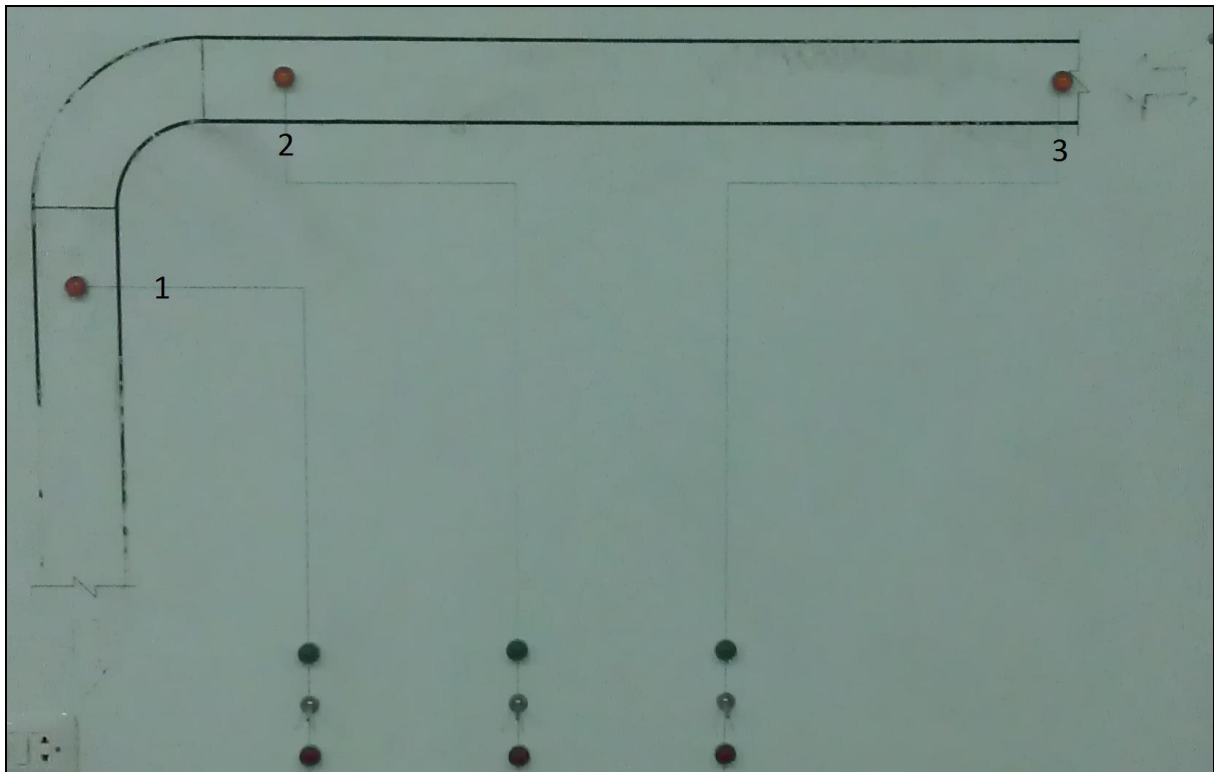


Foto 7.17 Panel de control de presiones



Foto 7.18 Tramo recto y codo

En este tramo las presiones estáticas obtenidas han sido las siguientes:

Pitot con Manómetro Magnehelic (mmca)

	Pe	Pd	Pt
Punto 1	48,50		
Punto 2	45,50		
Punto 3	42,50		

Tabla 7.10 de presiones tramo n°6

Punto n° 7 El Ventilador.

En este punto vamos a volver a calcular las presiones en los puntos inmediatamente anterior y posterior al ventilador de la instalación y calcular las presiones estática y dinámica de la conducción, así como la presión estática del ventilador.

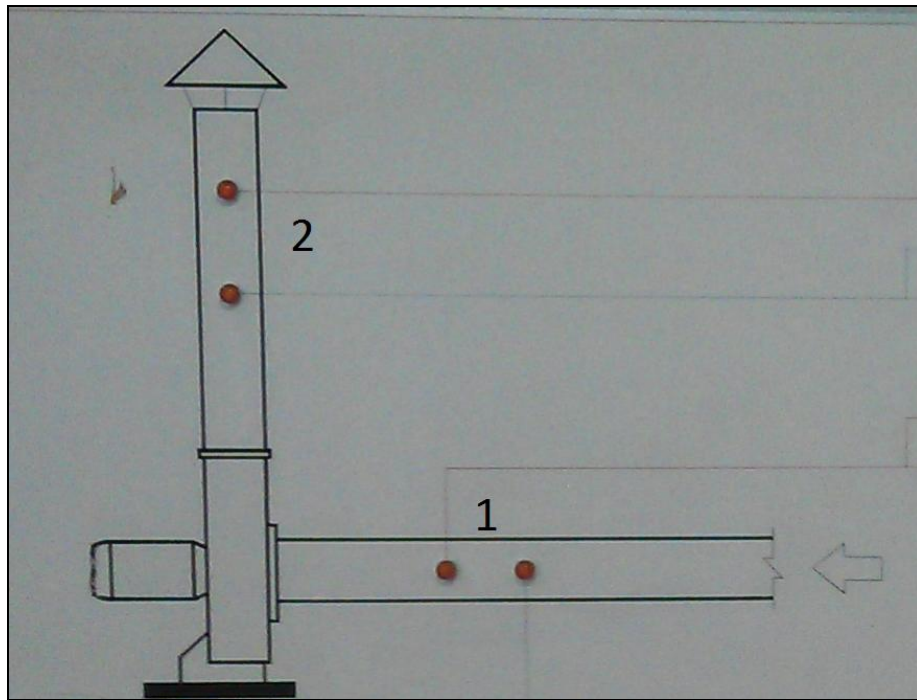


Foto 7.19 Panel de control de presiones en el ventilador

Ver Foto 7.4 Ventilador aspiración e impulsión y cuadro eléctrico

La presión estática y la dinámica justo antes del ventilador, obtenida con la utilización de Tubo de Pitot conectado a manómetro Magnehelic es de:

$$Pe_1 = 62,50 \text{ mmca}$$

$$Pd_1 = 19,75 \text{ mmca}$$

Y la presión total:

$$Pt_1 = Pe + Pd = -62,50 + 19,75 = -42,75 \text{ mmca}$$

Con la Pd_1 (19,75 mmca) podemos calcular la velocidad del aire en ese lugar y como sabemos cuál es la sección también podemos calcular el caudal (Q):

$$V = \sqrt{\frac{Pd * 2 * g}{1.2}}$$

$$V = \sqrt{\frac{19,75 * 2 * 9.81}{1.2}} = 17.98 \text{ m/seg}$$

Y el caudal:

$$Q = A * V$$

$$Q = 0.01767 * 17.98 = 0.32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Ahora procedemos a obtener los datos en la parte de la impulsión donde la P_t , la P_e y la P_d son todas positivas, y mediante la ecuación de presiones antes y después del ventilador podremos despejar y calcular al P_{e_v} del ventilador.

La ecuación de presiones a ambos lados del ventilador sería la siguiente:

$$P_{e_1} + P_{d_1} + P_{e_v} + P_{d_v} = P_{e_2} + P_{d_2}$$

Considerando que la P_{d_v} (presión dinámica del ventilador) es igual a la P_{d_2} (presión dinámica en el punto 2)

La ecuación quedaría:

$$P_{e_1} + P_{d_1} + P_{e_v} = P_{e_2}$$

Una vez determinada la P_{e_2} (78 mmca) con el Tubo de Pitot, podremos calcular la presión estática del ventilador (P_{e_v})

$$P_{e_v} = P_{e_2} - P_{e_1} - P_{d_1}$$

$$P_{e_v} = 78 - (-62,5) - 19,75 = 120,75 \text{ mmca}$$

Esta vez la presión del ventilador es ligeramente diferente a la obtenida para una extracción localizada simple, debido a que la P_{e_1} antes del ventilador es superior en el caso de una extracción localizada múltiple por existir 4 puntos de aspiración en la conducción, lo cual provoca pérdidas de carga en la conducción y la presión estática se eleva.

La P_{d_2} después del ventilador es la misma que obtuvimos en el caso de la extracción localizada simple, por tratarse del mismo ventilador, por lo tanto la velocidad del aire en la impulsión se mantiene también:

$$P_{d_2} = 39 \text{ mmca}$$

$$V_2 = 25,25 \text{ m/seg}$$

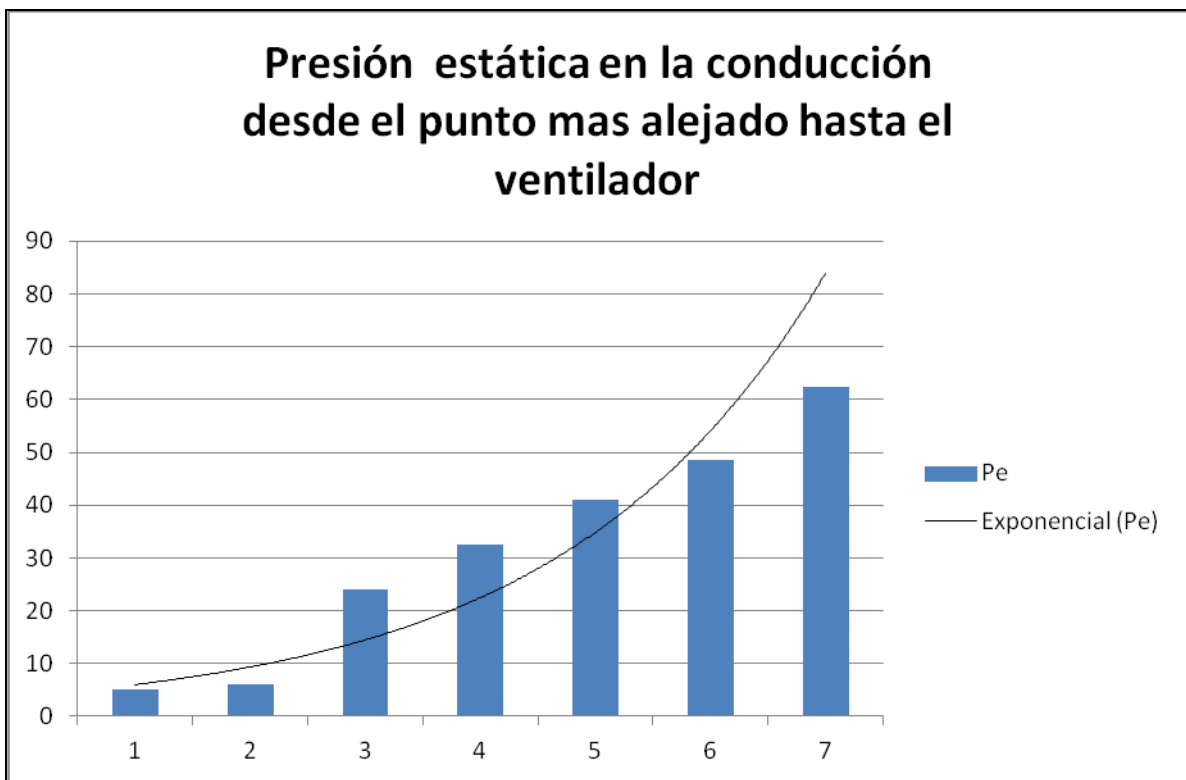
$$Q_2 = 0.32 \text{ m}^3/\text{seg}$$

ó

$$Q_2 = 1152 \text{ m}^3/\text{h}$$

Comprobando los datos obtenidos con los del fabricante de ventilador, podemos determinar que el ventilador ha tenido una disminución de rendimiento, ya que le fabricante determinó que para una $Pe_v = 150 \text{ mmca}$, el caudal sería $Q = 1150 \text{ m}^3/\text{h}$ según la curva característica del ventilador.

En conclusión el estudio de esta instalación de extracción localizada parece comportarse correctamente ya que como podemos observar la Pe de la conducción, va aumentando con forme nos vamos aproximando al ventilador (*Gráfico 7.1*) en caso contrario existiría alguna obstrucción que se detectaría por un descenso en esta presión.



Gráfica 7.1 Presión Estática en la Conducción (mmca)

Por otro lado al no existir datos del proyecto de la instalación, ni datos de presiones después de realizar el montaje de la misma, no podemos realizar una comprobación de los datos obtenidos durante esta verificación, con lo que no podemos concluir si la extracción localizada se sigue comportando con los mismos parámetros con los que había sido diseñada.

8. Bibliografía

- Prontuario de Ventilación de Soler&Palau.
- Manual Práctico de Ventilación Soler&Palau.
- Ventilación Industrial 1ª Edición en español. Generalitat Valenciana.
- Higiene Industrial. INSHT 2ª Edición.
- Ventilación por extracción localizada, VEL, Ficha Técnica FT-01/2009.