

Ventiladores centrífugos

Jesús Lahidalga Serna

Los ventiladores centrífugos se emplean masivamente en la industria, y parece lógico que los técnicos tengan siquiera unos conocimientos, si bien elementales, con los que poder manejarse en esta técnica con cierta soltura y sin dudas, que faciliten la elección de uno de estos aparatos para el fin a que vayan dedicados. Evidentemente siempre podrá recurrirse a las firmas especializadas, pero todo ello no evita ciertos conocimientos rudimentarios que no vendrán mal a los colegas que en el desempeño de sus labores hayan de recurrir a la instalación de estas máquinas.

Lo que aquí se dice no elimina los cálculos y construcción que utilizan los especialistas del ramo; más bien quiere ser una especie de conocimiento previo a la rama citada.

1. Qué es un ventilador centrífugo

Un ventilador centrífugo es un aparato compuesto de un rodete de álabes o aletas que gira dentro de una carcasa espiral o espiraloide conocida como voluta. La rotación del rodete se asegura mediante un motor, generalmente eléctrico, siendo su finalidad poner en movimiento aire o un fluido gasiforme.

Las aplicaciones de los ventiladores son muy variadas y extensas en el campo de la minería, en el transporte neumático de materiales, acondicionamiento de aire, climatización, etc. E igualmente son extensos los límites de su empleo, ya que pueden lograrse presiones de hasta unos 2600 mm de columna de agua y caudales desde unos 10 litros por segundo hasta 1000 m³/s con grandes ventiladores de hasta ocho metros de diámetro empleados en torres de refrigeración de agua o en centros de ensayos aerodinámicos.



No entraremos en detalle acerca de los componentes materiales de todos estos aparatos correspondientes a las normas del arte, pero sí definiremos las características fundamentales de estas máquinas.

2. Características de los ventiladores

2.1. Caudal

Es el volumen de fluido que circula por el ventilador en la unidad de tiempo. En realidad esta definición es exacta para ventiladores de media y baja presión, pues en los de alta presión debería tenerse en cuenta la compresibilidad del fluido, variando entonces la definición de la siguiente forma:

Es la masa de aire (o fluido) que circula por el ventilador en la unidad de tiempo, para una masa de aire (o de fluido) en las condiciones normales de presión y temperatura:

Temperatura:	20 °C
Humedad relativa:	65%
Presión:	760 mmHg

2.2. Presión

Podemos definir la presión como la diferencia algebraica entre las presiones totales medias en las bocas de impulsión y de aspiración, las cuales se expresan en milímetros de columna de agua (760 mmHg = 10.332 mm.c.d.a.), y deberíamos hacer en este momento la distinción entre presión estática y presión dinámica. La primera es la presión interior de un fluido que se halla moviéndose en línea recta, es decir, el valor que indicaría un manómetro que se moviera dentro de la corriente del fluido con la misma velocidad que éste. La segunda es la máxima aceleración de presión que tiene lugar en una corriente de fluido frente al centro de un obstáculo y que equivale a la presión necesaria para la aceleración del fluido desde el estado de reposo a la velocidad que posee en cada momento.

$$\text{Presión dinámica} = \frac{V^2}{2} \times \frac{\delta}{g}$$

en kg/mm² o mm.d.c.a., siendo V la velocidad media en m/s, δ la densidad del fluido en kg/m³ (1,205 a 20 °C para aire limpio) y g la aceleración de la gravedad en m/s/s (g = 9,81).

La presión total es precisamente la suma algebraica de la presión estática y la presión dinámica:

$$P_t = P_e + P_d = P_e + \frac{V^2 \times \delta}{2g}$$

2.3. Rendimiento

La calidad aérea y mecánica de un ventilador se juzga por su rendimiento, que se define como el cociente entre la potencia utilizada y la suministrada. El rendimiento así obtenido es el que emplean los diferentes utilizadores para comparar varios aparatos entre sí. Por el contrario, los especialistas y los constructores recurren a rendimientos parciales para comparar aisladamente los diferentes factores que influyen, a veces notablemente, en la marcha del aparato.

En la figura 1 se ha dibujado la curva clásica de un ventilador centrifugo de acuerdo con el diagrama de Eck.

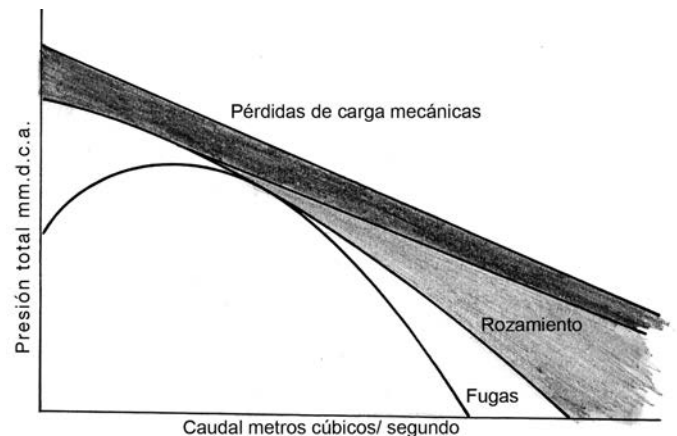


Figura 1.

3. Leyes y aplicaciones

3.1. Leyes de afinidad

Consideremos un ventilador en acción con su boca de aspiración completamente cerrada. El caudal es evidentemente nulo, pero la presión suministrada es máxima y viceversa, puesto que los ventiladores centrifugos son aparatos autorregulables en los que la función presión-caudal puede representarse por una curva.

De la misma manera puede representarse por una curva la variación del rendimiento en función del cau-

dal. Esta curva representa una función creciente que pasa por un máximo para decrecer de forma muy rápida.

Una tercera curva representa las variaciones de potencia en función igualmente del caudal.

El ventilador debe ser utilizado aprovechando, como es lógico, su rendimiento máximo.

Es inexacta la creencia de que un ventilador trabaja solamente bajo una presión constante.

La presión de utilización es función del caudal demandado y aquella se determina sobre la curva característica del aparato, la cual se hace de imprescindible necesidad para que el utilizador pueda pasar de un régimen de marcha a otro, siendo muy de lamentar el que algunos constructores omitan estos datos en su documentación comercial.

En la figura 2 se representan las curvas características de un ventilador de una sola etapa.

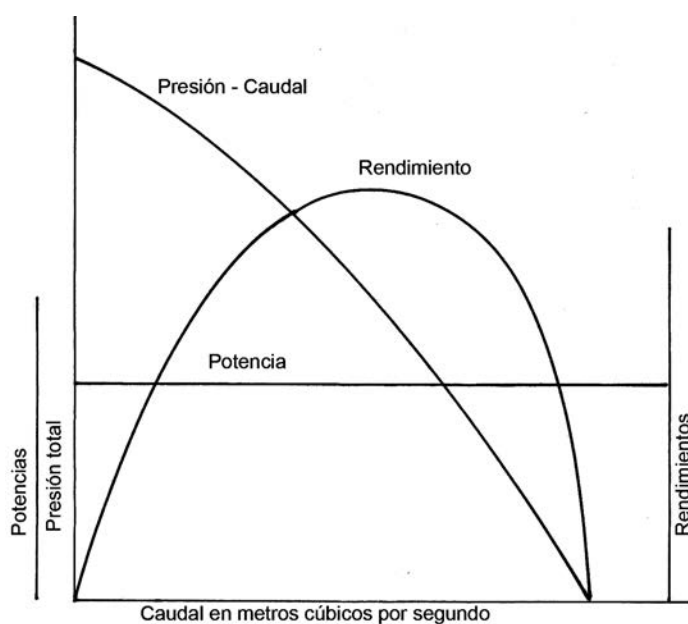


Figura 2.

Hasta ahora hemos supuesto constante la velocidad del aparato, pero si ésta varía lo hacen igualmente la presión y el caudal de acuerdo con las llamadas Leyes de Afinidad.

A. Para un determinado aparato.

Cuando la variable es la velocidad:

1. El caudal varía en razón directa a la velocidad.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_1}{V_2}$$

2. La presión total varía en razón directa del cuadrado de la velocidad.

$$\frac{Pt_1}{Pt_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2}$$

3. La potencia absorbida varía en razón directa al cubo de la velocidad.

$$\frac{CV_1}{CV_2} = \frac{V_1^3}{V_2^3}$$

Cuando la variable es la presión:

4. El caudal varía en razón directa de la raíz cuadrada de las presiones totales.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{Pt_1}{Pt_2}}$$

5. La velocidad varía en razón directa de la raíz cuadrada de las presiones totales.

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{Pt_1}{Pt_2}}$$

6. La potencia absorbida varía en razón directa de las potencias $3/2$ de las presiones totales.

$$\frac{CV\ abs._1}{CV\ abs._2} = \left(\frac{Pt_1}{Pt_2}\right)^{\frac{3}{2}}$$

B. Para una determinada presión total y ángulo de salida de aletas.

Cuando la variable es el diámetro del rodete:

7. El caudal varía en razón directa del cuadrado del diámetro del rodete.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

8. La potencia absorbida varía en razón directa del cuadrado del diámetro del rodete.

$$\frac{CV\ abs._1}{CV\ abs._2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

9. La velocidad varía en razón inversa al diámetro del rodete.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

De la combinación de "A" y "B" se obtiene:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \times \frac{V_1}{V_2}$$

$$\frac{Pt_1}{Pt_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2$$

$$\frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^3$$

$$\frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}} = \frac{Q_1}{Q_2} \times \frac{Pt_1}{Pt_2}$$

Cuando la variable es la densidad:

10. La velocidad varía en razón inversa de la raíz cuadrada de la densidad o bien inversamente con la raíz cuadrada de la presión barométrica multiplicada por la raíz cuadrada de la razón directa de las temperaturas absolutas. Igual sucede con el caudal y con la potencia.

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}} = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \times \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}}$$

C. Para un determinado caudal y velocidad.

Cuando la variable es la densidad:

11. La potencia absorbida y la presión total varían en razón directa con las densidades del fluido o directamente con la presión barométrica multiplicada por la razón inversa de las temperaturas absolutas.

$$\frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}} = \frac{Pt_1}{Pt_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{H_1}{H_2} \times \frac{T_2}{T_1}$$

D. Para un determinado peso del fluido.

Cuando la variable es la densidad:

12. La velocidad, el caudal y la presión total varían inversamente con la densidad o bien inversamente con la presión barométrica multiplicada por la razón directa de las temperaturas absolutas.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Pt_1}{Pt_2} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{H_2}{H_1} \times \frac{T_1}{T_2}$$

13. La potencia absorbida varía inversamente con el cuadrado de la densidad o inversamente con el cuadrado de la presión barométrica multiplicada por la razón directa al cuadrado de las temperaturas absolutas.

$$\frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}} = \left(\frac{\delta_2}{\delta_1}\right)^2 = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^2 \times \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^2$$

Cuando las variables son a la vez temperatura y presión:

14. El caudal y la velocidad varían directamente con la raíz cuadrada de las presiones mutiplicada por la razón de sus temperaturas absolutas.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{Pt_1}{Pt_2}} \times \frac{T_1}{T_2}$$

15. La potencia absorbida varía directamente con la raíz cuadrada del producto de la presión total al cubo por la temperatura absoluta.

$$\frac{CV\ abs_{.1}}{CV\ abs_{.2}} = \sqrt{\left(\frac{Pt_1}{Pt_2}\right)^3 \times \frac{T_1}{T_2}}$$

3.2. Condiciones de equilibrio

En la figura 3 es fácil ver que para una presión que varía Δp el caudal variará muy poco, así que podemos decir que para instalaciones donde las pérdidas de carga no se sepan con cierta exactitud o existan canalizaciones de difícil equilibrio donde el caudal deba ser fijado entre apretados límites habrá que elegir un ventilador de curva inclinada como el de la figura. En caso de que se presente el caso opuesto por razones inversas optaríamos por un ventilador de curva más plana, figura 4.

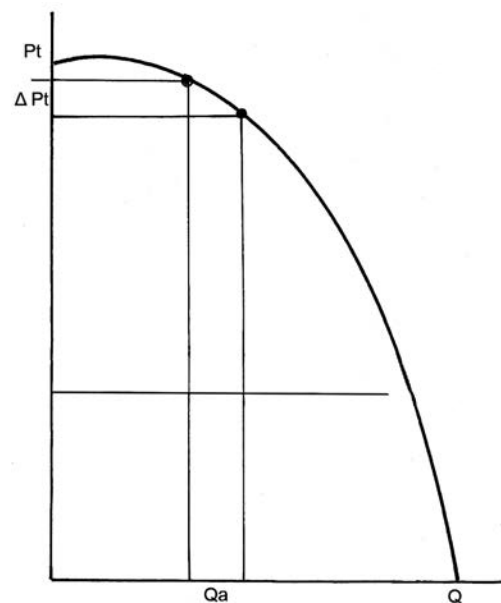


Figura 3.

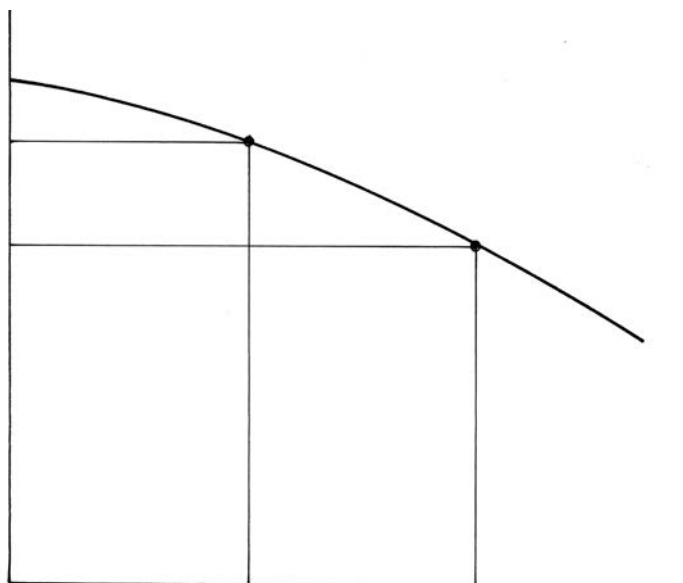


Figura 4.

Ocurre a veces que las pérdidas de presión, por no haber sido razonablemente estudiadas, por utilizar ábacos o tablas indebidas o por adoptar coeficientes, en algunos casos mal denominados de seguridad, son superiores a las reales.

El sobredimensionar estos datos no tiene sino nefastas consecuencias: o bien se absorbe una potencia superior a la instalada, o bien la velocidad en los conductos es tan grande que ocasiona ruidos y vibraciones a veces importantes e inadmisibles, como puede suceder en el caso de instalaciones de acondicionamiento de locales donde el ruido es generalmente factor muy importante.

Muchas veces los constructores del aparato reciben quejas de los clientes en el sentido del ruido engendrado por el ventilador que construyeron; en los más de los casos estos inconvenientes son debidos a la presión excesivamente elevada del ventilador y a la velocidad excesiva de circulación del fluido. Con sólo cambiar el aparato por otro de características adecuadas se evitan los inconvenientes apuntados aunque no siempre puede llevarse esto a cabo sin gastos adicionales.

Para ilustrar lo que ocurre cuando el ventilador no se elige juiciosamente, véase la figura 5.

La curva presión-caudal lleva la indicación "ventilador"; la curva de pérdida de carga en el circuito a que este ventilador se halla acoplado la llamamos "conducto".

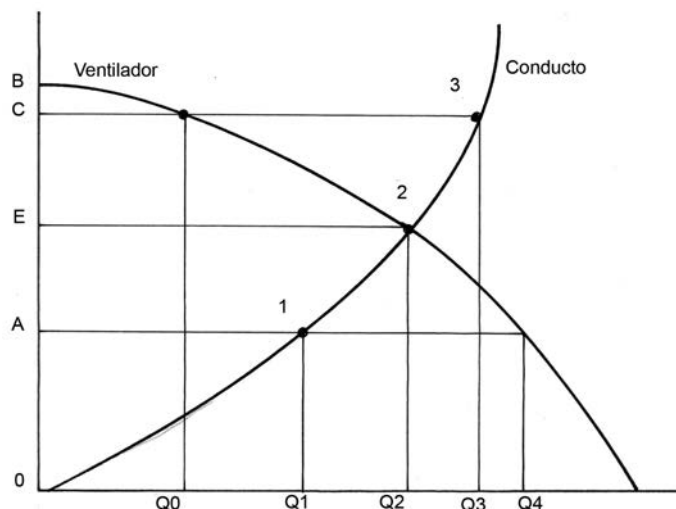


Figura 5.

En un circuito, la presión engendrada por el ventilador se halla para todo caudal exactamente equilibrada por la resistencia de este circuito.

Suponemos que sobre la figura 5 el punto 1 corresponde al caso en que la resistencia del circuito es menor que la presión del ventilador. Para el caudal Q_1 necesario en la instalación la resistencia de la conducción es OA , en tanto que la presión producida por el aparato es OB .

La magnitud AB representa el exceso de presión que da lugar a un aumento de caudal y simultáneamente de pérdida de carga hasta que se obtiene el equilibrio para los valores Q_2 y OE , es decir, cuando ambas curvas interseccionan.

Ello trae consigo un aumento de caudal, no siempre grave; por el contrario la presión será superior a la requerida e igualmente la velocidad de circulación será superior a la necesaria con todos los inconvenientes apuntados.

Consideremos el punto 3, que al igual que anteriormente corresponde a una resistencia del conducto superior a la presión suministrada por el ventilador.

En este caso se pone en evidencia que el ventilador no puede suministrar el caudal Q_3 necesario. El caudal es pues más pequeño; las pérdidas de carga disminuyen hasta el valor OE correspondiente al punto de intersección de las dos curvas y al caudal Q_2 necesario. El caudal es inferior al previsto en tanto que la velocidad disminuye siendo menor que la calculada.

En las instalaciones esto se traduce por dos resultados a cual peores: se sobrepasa la potencia previs-

ta, por aumento de caudal, con el riesgo de averiar el motor eléctrico y la velocidad del fluido en la conducción es inadmisibles, o la instalación es totalmente ineficaz por no lograr una aspiración adecuada por disminución del susodicho caudal.

4. Potencias

4.1. Variación de la potencia por arrastre de sólidos

Normalmente los ventiladores vehiculan fluidos gasiformes limpios; no obstante, hay casos en los que el fluido, gases o aire, lleva en suspensión determinadas cantidades de materia sólida tal como polvo de cemento, carbón, sustancias químicas, etc., las cuales además de producir un efecto en ocasiones altamente abrasivo en los órganos del aparato hacen también que la presión y potencia necesarias se vean modificadas en tanto en cuanto estas materias sólidas pueden aumentar el peso específico del fluido a vehicular.

En tales ocasiones la forma de proceder es la siguiente:

Puesto que se conoce el volumen del fluido a vehicular y su peso específico, determinaremos el peso real del fluido al que sumaremos el de las materias sólidas arrastradas, obteniéndose así el peso total a transportar, el cual dividido por su volumen nos dará el peso específico de la mezcla.

Una vez conocido el peso específico de la mezcla podremos fácilmente determinar la potencia necesaria, teniendo en cuenta que las potencias absorbidas son directamente proporcionales a los pesos específicos de los fluidos vehiculados, concurriendo lo mismo con la presión.

Ilustraremos la explicación con un simple ejemplo:

Supongamos un ventilador que absorbe 10 CV, transportando aire limpio a 20 °C de peso específico 1,205 kg/m³ y del que queremos hallar la potencia que absorbería si el aire arrastrase consigo 200 gr/m³ de polvo de grafito.

Peso del aire a transportar: 1,205 kg/m³.

Peso total del gas a transportar: 1,205 + 0,200 = 1,405 kg/m³.

El volumen de 200 gramos de polvo de grafito es de: 0,200 : 1,50 = 0,133 dm³ = 0,000133 m³.

Siendo 1500 kg/m³ el peso específico del grafito.

Volumen total: 1 + 0,013 = 1,0133 m³.

Densidad de la mezcla: 1,405 : 1,013 = 1,386 kg/m³.

La potencia absorbida en este caso sería de:

$$\frac{10 \times 1,386}{1,205} = 11,50 \text{ CV aprox}$$

4.2. Variación de potencia por otros factores

Como es sabido con la altitud varía la densidad de los fluidos y lo mismo sucede con la temperatura, que modifica dicha densidad. Por tanto deberán tenerse en cuenta tales condiciones a la hora de calcular la potencia absorbida.

Cuando la temperatura es elevada la potencia absorbida es menor, ya que entonces la densidad del aire disminuye, pero si aquélla puede por cualquier causa disminuir debe preverse potencia suficiente para estas eventualidades.

De la manera que sea un motor suficiente para los casos citados en que la temperatura se prevé pueda disminuir, evitará numerosas averías y paradas de trabajo antieconómicas.

El disponer de guardamotors apropiados es una buena precaución y el costo de los mismos se amortiza rápidamente por la evitación de las posibles averías ya citadas.

En las tablas I y II se dan las diferentes densidades de aire para varias altitudes y temperaturas.

Altitud en m	Presiones	Densidades	Altitud en m	Presiones	Densidades
0	761	1,24340	6000	354	0,63000
500	716	1,17773	6500	330	0,62337
1000	675	1,11748	7000	309	0,59480
1500	634	1,05861	7500	288	0,56119
2000	596	1,00536	8000	268	0,53065
2500	560	0,95052	8500	249	0,50031
3000	526	0,90639	9000	231	0,47112
3500	494	0,86057	9500	214	0,44166
4000	463	0,81634	10000	199	0,41627
4500	433	0,77349	11000	171	0,36461
5000	406	0,73459	12000	146	0,31308
5500	379	0,65900	13000	124	0,26585

Tabla I.

T °C	1+αt	kg/m ³
0	1	1,293
1	1,02	1,270
5	1,04	1,247
19	1,05	1,225
20	1,09	1,205
25	1,11	1,165
30	1,11	1,146
40	1,15	1,128
45	1,16	1,110
50	1,18	1,093
60	1,22	1,060
75	1,27	1,014
100	1,37	0,946
125	1,46	0,887
150	1,55	0,835
175	1,64	0,788
200	1,73	0,746
225	1,82	0,709
250	1,92	0,675
273	2,00	0,646
275	2,01	0,644
300	2,10	0,616
325	2,19	0,590
350	2,28	0,567
375	2,37	0,545
400	2,46	0,525
425	2,56	0,506
450	2,65	0,488
475	2,74	0,472
500	2,83	0,457

Tabla II.

Vamos a ilustrar con un ejemplo lo indicado más arriba:

Un ventilador que absorbe 10 CV aspirando N m³/segundo de aire limpio a 20 °C, ¿cuántos CV absorbería si la temperatura del aire fuera de 350 °C?

$$\text{CV absorbidos} = \frac{\text{Caudal} \times \text{Presión total} \times \text{Densidad}}{\text{Rendimiento}}$$

Como la presión, el caudal y el rendimiento han de permanecer constantes, la única variable, función de la temperatura, es la densidad del fluido.

En efecto:

Aire a 20 °C = densidad 1,205
Aire a 350 °C = densidad 0,567

$$\text{CV absorbidos a 350 °C} = \frac{10 \times 0,567}{1,205} = 4,70$$

De igual manera sucedería con la altitud, ya que como se observa en las tablas ésta es inversamente proporcional a las densidades.

Hay veces que es necesario transportar otro fluido distinto del aire y entonces debe tenerse en cuenta igualmente la densidad.

He aquí una tabla de las distintas densidades de algunos gases y vapores con relación al aire.

Naturaleza del gas	Densidad
Aire	1,293
Nitrógeno	0,972
Amoníaco	0,590
Acido carbónico	1,530
Acido sulfuroso	2,270
Acido sulfhídrico	1,190
Bióxido de nitrógeno	1,037
Cianógeno (C+N)	1,806
Cloro	2,450
CH ₄ (gas pantanos)	0,558
Gas de alumbrado	0,339
Hidrógeno	0,0692
C ₂ H ₄	0,980
Oxígeno	1,1056
Óxido de carbono	0,968
Peróxido hidrógeno	1,014

Tabla III.

Naturaleza del vapor	Densidad
Alcohol	0,794
Acido cianhídrico	0,948
Bromo	5,520
Cloro	2,450
Cloruro de metilo	1,730
Clorhidrato de amoníaco	0,930
Agua	0,623
Éter	0,736
Yodo	8,710
Mercurio	6,920
Azufre	2,210

Tabla IV.

5. Ensayos y pruebas

5.1. Disposición

Para determinar la curva de funcionamiento de cualquier ventilador debe ser éste ensayado convenientemente. Existen diversos medios para realizar este ensayo y diversos sistemas para medir el caudal y la presión del aparato en cuestión.

Uno de los ensayos más simples, y que no requiere mediciones dificultosas ni el manejo engorroso de coeficientes o de boquillas aforadas es el utilizado por la "National Association of Fan Manufacturers" (NAFM) que vamos a exponer a continuación para ventiladores centrífugos solamente, ya que los llamados helicoidales requieren otras disposiciones más eficientes en razón de su diseño y teoría.

En un ensayo debe poder determinarse:

Caudal en metros cúbicos por segundo, presión estática, dinámica y total en milímetros de columna de agua, potencia absorbida en CV o en kW, velocidad de régimen, temperatura y altitud.

Todo ensayo puede hacerse indistintamente en la boca de impulsión o en la boca de aspiración del ventilador a ensayar.

A) En impulsión:

El ventilador así ensayado se dispone de acuerdo con la figura 6. El tubo de prueba ha de ser cilíndrico,

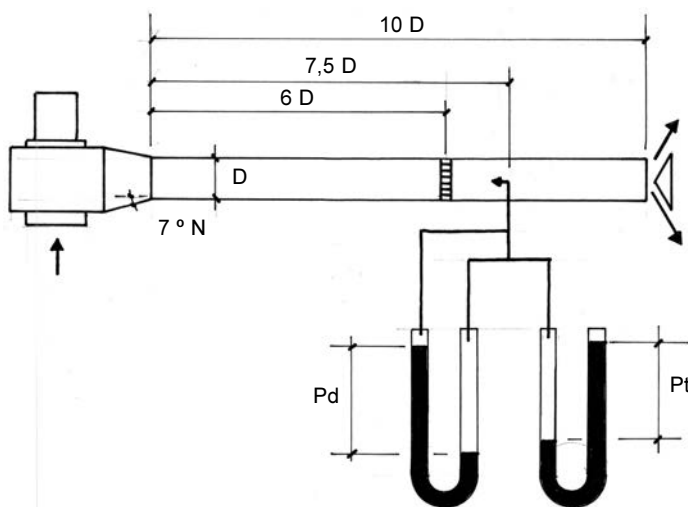


Figura 6.

de chapa de acero perfectamente lisa y aún mejor protegida por un buen galvanizado sin rugosidades. La sección de este tubo será equivalente a la de la boca de impulsión; es decir, tendrá igual superficie, con una tolerancia de un 5% en más o en menos aproximadamente, y la longitud necesaria será de unas diez veces su diámetro.

Como por lo general todos los constructores de ventiladores los fabrican con la boca de impulsión cuadrada o rectangular, la unión del tubo a la boca de impulsión deberá realizarse mediante una pieza de unión de bocas cuadrada/rectangular a redonda teniendo en cuenta que las caras laterales de esta pieza tronco-piramidal no deberán exceder en su inclinación por encima de los seis o siete grados respecto al eje del tubo, en razón a que la vena fluida que discurre por el mismo no tienda a dejar espacios vacíos cerca de las paredes separándose de éstas, lo que originaría desfavorables turbulencias.

En el tubo de prueba, a una distancia de seis veces su diámetro, se dispone interiormente una rejilla formada por celdillas cuadradas de lado igual al 7,50% a 12% del diámetro del conducto y de una longitud igual a tres veces el lado de estos cuadrados.

La finalidad de este tabique no es otra que lograr que el régimen turbulento de impulsión sea siquiera parcialmente rectificado, logrando unas turbulencias de menor cuantía, ya que no régimen laminar, como sería deseable, donde poder realizar las mediciones oportunas con cierta tranquilidad.

En el extremo final del tubo se dispone un obturador de forma cónica que mediante cualquier sistema sea capaz de abrir o cerrar el paso del aire.

B) En aspiración:

La disposición es igual que la señalada anteriormente, si bien entonces el tubo ha de disponerse en la boca de aspiración del aparato.

La velocidad de régimen se determinará mediante un tacómetro de garantía con sucesivas mediciones de las que se calculará su media.

Las presiones se miden con un tubo de Pitot, que puede adquirirse en las empresas dedicadas a la fabricación y venta de aparatos de metrología.

La presión dinámica se medirá mediante un micromanómetro sensible o bien a partir de la velocidad del aire de acuerdo con:

$$Pd = \frac{\delta \times V^2}{2g}$$

en cuyo caso dicha velocidad debe verificarse con un anemómetro que ofrezca seguridad en su lectura, debiendo hacerse ésta en los puntos medios de un previo reticulado con cordel hecho en el tubo.

El caudal se halla a partir de la velocidad:

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad} \times \text{Sección del conducto}$$

si éste se logra mediante un anemómetro. Si por el contrario se ha logrado la presión dinámica con micromanómetro

$$Pd = \frac{\delta \times V^2}{2g}$$

la velocidad será:

$$V = \sqrt{\frac{Pd \times 2g}{\delta}}$$

Siendo $g = 9,81$ y δ el peso específico del aire vehiculado.

La potencia absorbida puede determinarse con un dinamómetro o con un vatímetro, debiendo tener en cuenta en este caso el rendimiento del motor.

El tubo de Pitot debe colocarse en el tubo de ensayo a 7,5 veces el diámetro, a continuación del enrejillado corrector e introducido de forma que su conducto central se halle dirigido precisamente frente a la corriente de aire.

Dicho tubo se deslizará a lo largo de dos diámetros normales entre sí verificándose diez mediciones en cada diámetro hallando después la media.

Debe comenzarse el ensayo con la boca del tubo de prueba totalmente cerrada realizando de esta manera una primera medición. Seguidamente se abrirá unos milímetros esta boca realizando una segunda medición y así sucesivamente hasta que la potencia del motor no permita ya continuar el ensayo, ya que aquella irá creciendo a medida que el caudal aumente.

5.2. Correcciones

Simultáneamente han de tomarse todas las medidas de presión barométrica, temperatura, altitud, etc.

Cuando los ventiladores no dan presiones superiores a 100 mm.d.c.a., la temperatura basta tomarla a la salida del tubo de prueba, pero a presiones superiores es recomendable tomarla junto al tubo de Pitot y como es de razón dentro de la corriente gaseosa.

Estas mediciones deben ser corregidas: unas, presión, caudal, de acuerdo con las condiciones del aire estándar (densidad $1,205 \text{ kg/m}^3$, temperatura 20°C , presión 760 mmHg), y otras de acuerdo con la expresión abajo citada por el rozamiento sufrido por el aire contra las paredes del conducto y en el enrejillado directriz:

$$P_1 = 0,02 \frac{L}{D} \times Pd$$

en pulgadas de c.a.

La pérdida en el enrejillado puede calcularse por

$$P_{enr} = \frac{4L}{D} \times Pd$$

en pulgadas de c.a.

La presión dinámica debe corregirse si la sección del tubo de prueba es diferente que la del ventilador ensayado, aunque lo mejor sería utilizar un conducto de sección igual a la boca del ventilador para evitar las siempre molestas y no siempre bien realizadas correcciones.

En realidad, si bien el ensayo de ventiladores así llevado es relativamente fácil para personal experimentado, sucede que es engorroso para inexpertos y a veces prohibitivo dado el precio que puede alcanzar un tubo de prueba de dimensiones regulares y el tiempo que lleva un ensayo bien realizado.

Lo preferible sería, en ventiladores de garantía, que el comprador, si duda de las condiciones que garantice el constructor, observase en el banco de pruebas de éste uno de los ensayos de los ventiladores pedidos, lo que le ahorraría el montar un ensayo, por su cuenta y riesgo, probablemente defectuoso, y unos gastos en materiales posteriormente inútiles las más de las veces.

6. De los tubos de Pitot

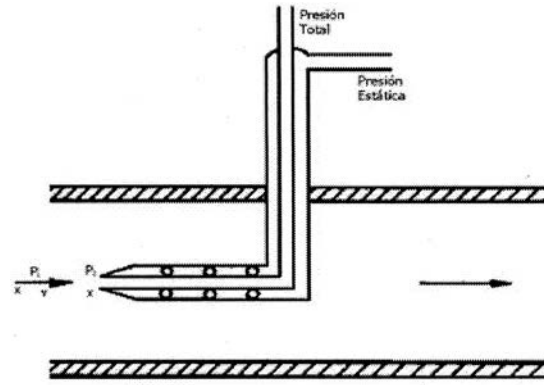
El tubo de Pitot utilizado para la medición de caudal está constituido por dos tubos que detectan la presión en dos puntos distintos de la tubería. Pueden montarse por separado o agrupados dentro de un alojamiento, formando un dispositivo único. Uno de los tubos mide la presión de impacto (presión estática más presión dinámica) en un punto de la vena. El otro mide únicamente la presión estática, generalmente mediante un orificio practicado en la pared de la conducción.

Un tubo Pitot mide dos presiones simultáneamente: presión de impacto (P_t) y presión estática (P_e). La unidad para medir la presión de impacto es un tubo con un extremo doblado en ángulo recto hacia la dirección del flujo. El extremo del tubo que mide presión estática es cerrado pero tiene una pequeña ranura en un lado. Los tubos se pueden montar separados o en una sola unidad. En la figura 7 se muestra un esquema de un tubo de Pitot.

Para determinar el lugar de inserción de los tubos, es necesario localizar el punto de máxima velocidad, desplazando el orificio de los mismos a lo largo del diámetro de la tubería. A pesar de que un tubo de Pitot puede calibrarse para medir caudal dentro de una tolerancia del 0,5% en más o en menos, la distribución inestable de velocidades puede desencadenar errores importantes. Esto constituye uno de los motivos por los que estos elementos se utilizan sobre todo para la medida de caudal de gases, ya que la variación de la velocidad de la mediana con respecto al centro no constituye un inconveniente grave.

La presión diferencial medida a través del tubo de Pitot puede calcularse utilizando la ecuación de Bernouilli, y resulta ser proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido.

Los tubos de Pitot tienen limitada aplicación industrial debido a que pueden obstruirse con cierta



$$P_t - P_e = \frac{\rho V^2}{2}$$

$$V = \sqrt{\frac{2(P_t - P_e)}{\rho}}$$

Figura 7.

facilidad con las partículas que pueda arrastrar el fluido.

En general se emplean en tuberías de gran diámetro, con fluidos limpios, principalmente gases y vapores. Su precisión depende de la distribución de las velocidades y generan presiones diferenciales muy bajas, que pueden resultar difíciles de medir.