

CAPÍTULO 4
VENTILADORES

4.1. Introducción	2
4.1.1. Ventiladores axiales	2
4.1.2. Ventiladores centrífugos	2
4.2. Selección de ventiladores	3
4.3. Curva característica del sistema de conductos	3
4.4. Curva característica del ventilador	3
4.5. Tablas con las características de los ventiladores	4
4.6. Selección de un ventilador para densidades diferentes de la estándar	10
4.7. Efectos del sistema	12

CAPÍTULO 4

VENTILADORES

4.1. Introducción

Para mover el aire a través de una extracción localizada o un sistema de ventilación general de un local es necesario aportar energía para vencer las pérdidas de carga del sistema. En la gran mayoría de los casos el aporte de energía proviene de máquinas denominadas *ventiladores* aunque, en algunos casos, la ventilación se puede realizar por convección natural sin el uso de los ventiladores (ver Capítulo 5).

Los ventiladores son las máquinas más usadas para producir el movimiento del aire en la industria. Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática. Se dividen en dos grandes grupos: los ventiladores axiales y los ventiladores centrífugos.

4.1.1. Ventiladores axiales

En los ventiladores axiales, el movimiento del flujo a través del rotor, con álabes o palas de distintas formas, se realiza conservando la dirección del eje de éste (ver Figura 4.1).

Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos; como la resistencia al flujo es muy baja, se requiere generar una presión estática pequeña, del orden de los 5 a 25 milímetros de columna de agua (mmcda). Debido a esto, la principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación general y se los conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire. Sin embargo, este tipo de ventiladores, cuando se los construye con álabes en forma de perfil de ala y de paso variable, llegan a generar alturas de presión estáticas del orden de los 300 milímetros de columna de agua (mmcda) y se los usa en aplicaciones diversas.

4.1.2. Ventiladores centrífugos

En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados (90 °) (ver Figura 4.2).

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1500 milímetros de columna de agua (mmcda) y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada.

El principio de funcionamiento de los ventiladores centrífugos es el mismo del las bombas centrífugas. Están constituidos por un rotor que posee

una serie de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 5000 rpm dentro de una caja o envoltura.

Para obtener información más detallada sobre la descripción de los ventiladores ver el “Manual Práctico de Ventilación” de Salvador ESCODA S.A. 2º Edición (Conceptos de ventilación – Ventiladores – páginas 2 a 20) en INTERNET:

<http://www.salvadorescodas.com/tecnico>

MANUAL PRÁCTICO DE VENTILACIÓN - 2ª EDICIÓN

4.2. Selección de ventiladores

La selección de un ventilador consiste en elegir aquel que satisfaga los requisitos de caudal y presión con que debe circular el aire, para la temperatura de la operación y la altitud de la instalación y además se debe determinar su tamaño, el número de revoluciones a las que debe girar el rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona, la disposición de la transmisión, el ruido generado, etc. Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Todos los ventiladores que entre si poseen medidas proporcionales, o sea que son semejantes, pertenecen a una misma “SERIE”.

4.3. Curva característica del sistema de conductos

Como resultado final del cálculo de un sistema de conductos, se obtiene el caudal total de aspiración (Q) que circula por el mismo y la presión requerida por el sistema. La presión se puede indicar como la presión total del ventilador, expresada en altura de columna de agua (h_{TV}) o como la presión estática del ventilador, también expresada en altura de columna de agua (h_{EV}) y las expresiones de cálculo son (ver Capítulo 3 - 3.5.4 - Cálculo de la potencia del ventilador):

$$h_{TV} = (h_{Es} + h_{Ds}) - (h_{Ee} + h_{De}) \quad (\text{mmcda}) \quad (4.1), \text{ y}$$

$$h_{EV} = h_{TV} - h_{Ds} = h_{Es} - h_{Ee} - h_{De} \quad (\text{mmcda}) \quad (4.2)$$

La curva característica del sistema de conductos es la representación gráfica de la presión requerida en función del caudal que circula por dicho sistema. En el Capítulo 3 se ha visto que la pérdida de presión es proporcional al cuadrado del caudal (ver página 23), o sea que:

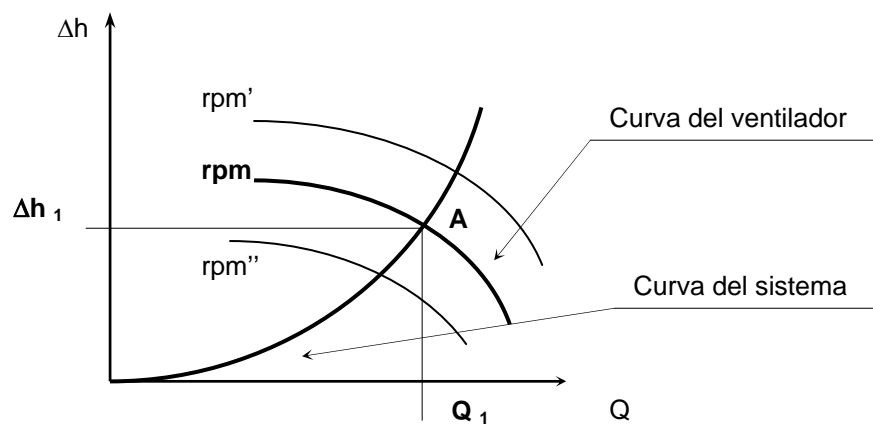
$$h_{TV} = k \cdot Q^2 \quad (\text{mmcda}) \quad (4.3), \text{ y}$$

$$h_{EV} = k \cdot Q^2 \quad (\text{mmcda}) \quad (4.4).$$

La representación gráfica es la dibujada en la Figura 4.1, donde “A” está indicando el punto de funcionamiento correspondiente al caudal Q_1 y a la presión h_1 (total o estática).

4.4. Curva característica del ventilador

En la gráfica anterior también pueden representarse las curvas características de todos los ventiladores que pertenecen a una misma Serie. Para un ventilador de tamaño dado (**D**), la presión (Δh) desarrollada por el ventilador, expresada como presión total o como presión estática, se representa en función del caudal (**Q**). Pero en este caso se indican distintas curvas $h - Q$, cada una correspondiente, a su vez, a un número de revoluciones por minuto (**rpm**) del rotor. De las distintas curvas posibles, una sola intercepta a la curva característica del sistema en el punto de funcionamiento "A". Por lo tanto, el ventilador de tamaño "D" solo puede funcionar a un número de revoluciones por minuto (**rpm**) tal que la curva pase por el punto de funcionamiento "A" requerido por el sistema.



Esquema 4.1

Para otros tamaños de los ventiladores, las curvas pasarán por el mismo punto "A", cuando los rotores giren a distintos números de revoluciones por minuto (**rpm**). Al respecto se comenta que las distintas velocidades de giro se logran transmitiendo el movimiento del motor eléctrico al eje del ventilador por medio de correas montadas sobre poleas que está colocadas en el eje del motor eléctrico y en el eje del ventilador; según sea la relación entre los diámetros de estas poleas se obtendrán distintas velocidades de giro del eje del ventilador. También se puede realizar un acople directo entre el motor eléctrico y el ventilador, pero en este caso la velocidad depende del número de polos del primero y no se obtiene la misma gama amplia de velocidades.

En el mismo gráfico se puede además representar las curvas correspondientes al consumo de potencia y al rendimiento, siempre en función del caudal.

Algunos fabricantes dan a conocer el funcionamiento de los ventiladores mediante sus curvas características.

4.5. Tablas con las características de los ventiladores

También los fabricantes suelen presentar la información referida a los ventiladores, mediante una serie de tablas en las que se indican el tamaño de éstos, el caudal y la presión requeridos por el sistema y a partir de estos datos de obtienen la velocidad de giro y la potencia consumida. En las tablas se indican, como ya se ha dicho, la caída de presión total o la caída de presión estática del ventilador, expresadas en milímetros o pulgadas de columna de agua o también se suelen expresar las presiones en pascales (N/m^2).

Las tablas están definidas para el aire en condiciones estándares (21 °C y 1 atm) que presenta una densidad de $1,2 \text{ kg/m}^3$. Si las condiciones reales son diferentes a las estándares, se debe realizar una corrección como se indica más adelante (ver 4.6.).

Es habitual que las tablas se presenten como tablas de múltiple entrada y en cada una de ellas se indican las características de un ventilador de un tamaño determinado.

Para obtener una mayor información referirse a catálogos de fabricantes que se encuentran en páginas de INTERNET (ver, por ejemplo, CHICAGO BLOWERS -Product Bulletins – Industrial Centrifugal Fans: ICF – 104).
<http://www.chiblo.com>

En las Tablas 4.1 al 4.3, colocadas al final de este capítulo, se muestran los datos correspondiente a un mismo ventilador, y han sido obtenidas del catálogo ICF – 104, de la empresa CHICAGO BLOWERS. En esta tabla se utilizan unidades inglesas, por lo tanto si se desea seleccionar un ventilador con este catálogo, se deben primero transformar las unidades del sistema SIMELA al sistema inglés. Esto no ocurre si se usa un catálogo en medidas métricas.

El ventilador está identificado como “**N° 29 LS**”; el número representa al diámetro interno de la boca de entrada expresada en pulgadas (**INLET DIAMETER – 29 “ O.D.**). El área de la boca de salida, de forma rectangular y cuyas medidas están incluidas en el catálogo, tiene la misma dimensión que la del área de la sección de entrada.

En la columna de la izquierda se indica el caudal entregado por el ventilador en pies cúbicos por minuto (**CFM**) y en la segunda columna se indica la velocidad en la boca de salida del ventilador expresada en pies por minuto (**OV**), que se obtiene del cociente entre caudal y la sección de salida.

Las columnas siguientes, hacia la derecha, están encabezadas por las presiones estáticas (**SP**) indicadas en pulgadas de agua. Cada valor de la presión estática abarca dos columnas: la primera indica el número de revoluciones por minuto (**rpm**) del giro del rotor del ventilador y la segunda indica la potencia entregada al eje del ventilador, también conocida como potencia al freno, (**BHP**). Las zonas sombreadas señalan los puntos de operación con mayores eficiencias. Cuando los valores del caudal y/o de la presión no se encuentran en la tabla, se realizan interpolaciones lineales para obtener los valores correspondientes a las revoluciones por minuto (**rpm**) de giro del rotor y

la potencia entregada al eje del ventilador (**BHP**). La interpolación lineal realizada entre los valores indicados en las tablas solo introduce errores muy pequeños.

Una vez obtenidas las características básicas del ventilador, se debe calcular el rendimiento con el que trabaja. El rendimiento (η) se define, según lo visto en el Capítulo 3, como el cociente entre la potencia que entrega el ventilador al aire (**Pot_a**) dividida por la potencia que el ventilador recibe en su eje (**Pot_v**), ambas expresadas en las mismas unidades:

$$\eta_v = \text{Pot}_a / \text{Pot}_v \quad (4.5)$$

La potencia entregada al aire por el ventilador depende del caudal que circula y la presión necesaria para vencer las pérdidas que ofrece el sistema de conductos y resulta igual a (ver ecuación 3.57):

$$\text{Pot}_a = Q \cdot h_{TV} \cdot g \quad (W) \quad (4.6)$$

donde:

Q (m³ / s): caudal de aire,
h_{TV} (mmdca): altura de presión total a entregar por el ventilador,
 y **g** (m / s²): aceleración de la gravedad.

La potencia que recibe el ventilador en su eje se obtiene de los datos de funcionamiento provistos por los fabricantes y depende del tamaño de ventilador seleccionado, para una situación determinada.

Reemplazando la expresión (4.6) en la expresión (4.5) resulta:

$$\eta_v = Q \cdot h_{TV} \cdot g / \text{Pot}_v \quad (4.7)$$

Ejemplo:

Continuando con el ejercicio desarrollado al final del Capítulo 3 (PASO 10), se seleccionará un ventilador que impulse un caudal (**Q**) de **8,63 m³/s** venciendo una altura de presión total (**h_{TV}**) de **230,2 mmdca** o una altura de presión estática (**h_{EV}**) de **205,5 mmdca**, en condiciones estándares.

Se selecciona un ventilador del tipo centrífugo, por la magnitud de la presión que debe manejar. En este caso se utilizan las Tabla 4.1 a 4.3, ya mencionadas, porque el ventilador de tamaño **N° 29 LS** posee el diámetro de la boca de entrada del ventilador coincidente prácticamente con el diámetro del conducto elegido para el tramo D – E:

$$\phi_{D-E} = 740 \text{ mm} = 29,13 \text{ "}$$

Para poder entrar en la tabla debemos primero transformar las unidades métricas en inglesas, en cambio cuando se disponen de tablas en unidades métricas no es necesario realizar el cambio de unidades.

Sabiendo que $1 \text{ m}^3 / \text{s} = 2118,9 \text{ CFM}$, el caudal resulta igual a:

$$\underline{Q = \cong 18286 \text{ CFM}}$$

y la altura de presión estática, siendo $25,4 \text{ mm} = 1 \text{ "}$, resulta ser:

$$\underline{h_{EV} = 8,09 \text{ " SP}}$$

Entonces se debe entrar con el caudal de 18286 CFM y la altura de presión estática de 8,09 " SP en la tabla 4.1.

Como no se encuentra en la tabla el valor del caudal de 18286 CFM, se debe realizar una interpolación lineal (se debe comentar que cuando la diferencia es muy pequeña, menor del 1 % como es este caso, se elige el valor más próximo que figura en la tabla). Igual se realiza la interpolación para indicar los pasos a seguir.

1°) Se determina la diferencia que existe entre los dos valores de caudales, el inmediato superior (18360) y el inmediato inferior (17442), entre los cuales se ubica el valor del caudal dato requerido (18286):

$$\Delta_Q = 18360 - 17442 = 918 \text{ CFM}$$

2°) Se determina la diferencia que existe entre el caudal dato y el valor inmediato inferior:

$$\Delta'_Q = 18286 - 17442 = 844 \text{ CFM}$$

Como no se encuentra en la tabla el valor de la altura de presión estática de 8,09 " SP, se debe realizar una interpolación lineal (se debe comentar que cuando la diferencia es muy pequeña, menor del 1 % como lo es prácticamente en este caso, se elige el valor más próximo que figura en la tabla). Al igual que en el caso anterior, se realiza la interpolación para indicar los pasos a seguir.

3°) Se determinan las alturas de presión estática, la inmediata inferior (8 " SP) y la inmediata superior (9 " SP) a la altura de presión estática (8,09 " SP) que debe entregar el ventilador.

4°) Se determina la diferencia que existe entre los números de revoluciones por minuto (**rpm**) correspondientes a los caudales inmediato superior e inmediato inferior, que se encuentran en la columna de la altura de presión estática inferior (8 " SP):

$$\Delta_{rpm} = 797 - 787 = 10 \text{ rpm}$$

5°) Se determina la diferencia que existe entre los números de revoluciones por minuto (**rpm**) correspondientes al caudal dato y al caudal inmediato inferior, utilizando la interpolación lineal:

$$\Delta'_{rpm} = \Delta_{rpm} \cdot \Delta'_Q / \Delta_Q = 10 \cdot 844 / 918 = 9,2 \text{ rpm}$$

6°) Se obtiene el número de revoluciones por minuto (**rpm**) correspondiente al caudal de 18286 para una altura de presión estática de 8 " SP:

$$N^{\circ}_{rpm} = 787 + \Delta'_{rpm} = 787 + 9,2 = 796,2 \text{ rpm}$$

7°) Se determina la diferencia que existe entre las potencias entregadas al eje del ventilador (**BHP**) correspondientes a los caudales inmediato superior e inmediato inferior, que se encuentran en la columna de la altura de presión estática inferior (8"SP):

$$\Delta_{BHP} = 40,3 - 37,6 = 2,7 \text{ BHP}$$

8°) Se determina la diferencia que existe entre las potencias entregadas al eje (**BHP**) correspondientes al caudal dato y al caudal inmediato inferior, utilizando la interpolación lineal:

$$\Delta'_{BHP} = \Delta_{BHP} \cdot \Delta'_{Q} / \Delta_{Q} = 2,7 \cdot 844 / 918 = 2,48 \text{ BHP}$$

9°) Se obtiene la potencia entregada al eje del ventilador (**BHP**) correspondiente al caudal de 18286 para una altura de presión estática de 8 " SP:

$$BHP = 37,6 + \Delta'_{BHP} = 37,6 + 2,48 = 40,08 \text{ HP}$$

10°) Se procede igual para la altura de presión estática de 9 " SP, resultando que:

- el número de revoluciones por minuto (**rpm**) correspondiente al caudal de 18286 para una altura de presión estática de 9 " SP es:

$$N^{\circ}_{rpm} = 824 + \Delta'_{rpm} = 824 + 8,3 = 832,3 \text{ rpm}$$

- la potencia entregada al eje del ventilador (**BHP**) correspondiente al caudal de 18286 para una altura de presión estática de 9 " SP es:

$$BHP = 41,4 + \Delta'_{BHP} = 41,4 + 2,76 = 44,16 \text{ HP}$$

Una vez que se han obtenido los valores de las rpm y los BHP correspondientes al caudal de 18286 CFM para los SP de 8 " y 9", se debe interpolar nuevamente para obtener los valores de rpm y BHP correspondientes al valor de 8,09 " de SP.

11°) Se determina la diferencia que existe entre los dos valores de las alturas de presión estática, la inmediata superior (9 " SP) y la inmediata inferior (8 " SP), entre los cuales se ubica el valor de la altura de presión estática requerida (8,09 " SP):

$$\Delta_{1SP} = 9 - 8 = 1 \text{ " SP}$$

12°) Se determina la diferencia que existe entre el valor de la altura de presión estática requerida y el valor inmediato inferior:

$$\Delta'_{1\text{ SP}} = 8,09 - 8 = 0,09 \text{ " SP}$$

13°) Se determina la diferencia que existe entre los números de revoluciones por minuto (**rpm**) para el caudal de 18286 y correspondientes a las alturas de presión estática de 9 " SP y de 8 " SP:

$$\Delta_{1\text{ rpm}} = 823,3 - 796,2 = 27,1 \text{ rpm}$$

14°) Se determina la diferencia que existe entre los números de revoluciones por minuto (**rpm**) para el caudal de 18286 y correspondientes a las alturas de presión estática de 8,09 " SP y de 8 " SP, utilizando la interpolación lineal:

$$\Delta'_{1\text{ rpm}} = \Delta_{1\text{ rpm}} \cdot \Delta'_{1\text{ SP}} / \Delta_{1\text{ SP}} = 27,1 \cdot 0,09 / 1 = 2,4 \text{ rpm}$$

15°) Se obtiene el número de revoluciones por minuto (**rpm**) correspondiente al caudal de 18286 para una altura de presión estática de 8,09 " SP:

$$\underline{N^{\circ}_{\text{rpm}}} = 796,2 + \Delta'_{1\text{ rpm}} = 796,2 + 2,4 = 798,6 \text{ rpm} \cong \underline{799 \text{ rpm}}$$

16°) Se determina la diferencia que existe entre las potencias entregadas al eje (**BHP**) para el caudal de 18286 y correspondientes a las alturas de presión estática de 9 " SP y de 8 " SP:

$$\Delta_{1\text{ BHP}} = 44,16 - 40,08 = 4,08 \text{ BHP}$$

17°) Se determina la diferencia que existe entre las potencias entregadas al eje (**BHP**) para el caudal de 18286 y correspondientes a las alturas de presión estática de 8,09 " SP y de 8 " SP, utilizando la interpolación lineal:

$$\Delta'_{1\text{ BHP}} = \Delta_{1\text{ BHP}} \cdot \Delta'_{\text{ SP}} / \Delta_{\text{ SP}} = 4,08 \cdot 0,09 / 1 = 0,37 \text{ BHP}$$

18°) Se obtiene la potencia entregada al eje (**BHP**) para el caudal de 18286 y correspondientes a la altura de presión estática de 8,09 " SP:

$$\underline{\text{BHP}} = 40,01 + \Delta'_{1\text{ BHP}} = 40,08 + 0,37 = 40,45 \cong \underline{40,5 \text{ BHP}} = 40,5 \text{ hp}$$

Cuadro resumen

Q (CFM)	8 "		8,09 "		9 "	
	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP
17442	787	37,6			824	41,4
18286	796,2	40,08	799	40,5	823,3	44,16
18360	797	40,3			833	44,4

Ahora se debe calcular la eficiencia con la que trabaja el ventilador sobre el sistema de conductos. Reemplazando en la expresión (4.6), resulta:

$$\text{Pot}_a = 8,63 \cdot 230,2 \cdot 9,81 = 19488,8 \text{ W} = 19,49 \text{ kW}$$

$$\text{Pot}_a = 19,49 \text{ kW} = 19,49 / 0,745 = 26,16 \text{ hp}$$

Y reemplazando en (4.5):

$$\eta_v = \text{Pot}_a / \text{Pot}_v = 26,16 / 40,5 = 0,646 \cong 0,65$$

$$\eta_v = 0,65$$

En resumen, se requiere un ventilador de tamaño **N° 29 LSR** girando a **799 rpm** y recibiendo en su eje una potencia de **40,5 hp**; el rendimiento es de **0,65**.

Si se elige un ventilador de tamaño distinto, cambiarán las condiciones de funcionamiento. Si el nuevo ventilador es de mayor tamaño o sea de mayor volumen, deberá girar a menos revoluciones para mover el mismo caudal. Por lo tanto se generan menores turbulencias del aire y menores rozamientos de los cojinetes y la eficiencia resultará mayor; los costos de inversión serán mayores y los costos de funcionamiento serán menores. La situación opuesta se da cuando se elige un ventilador de menor tamaño. Se aconseja que se seleccionen distintos tamaños de ventiladores y luego se realice un análisis de las inversiones versus las explotaciones para determinar cual es el ventilador más conveniente para ser adquirido.

4.6. Selección de un ventilador para densidades diferentes de la estándar

Como ya se ha expresado anteriormente, las tablas o curvas características publicadas por los fabricantes están basadas en el aire estándar y las magnitudes de los parámetros a seleccionar están referidas a las condiciones imperantes en la entrada del ventilador, que pueden o no ser coincidentes con las condiciones estándares.

El caudal (**Q**) es constante si el ventilador opera a una velocidad de giro constante ($\text{rpm} = \text{cte}$) y sobre un sistema que no implique cambios de resistencia (sin modificación de conductos, campanas, etc.), o sea que no es afectado por los cambios en la densidad. Funcionado el ventilador con densidades diferentes, ρ_1 y ρ_2 resulta entonces que:

$$\mathbf{Q}_1 = \mathbf{Q}_2 \quad (\text{m}^3 / \text{s}) \quad (4.8)$$

Pero tanto la presión (Δh) desarrollada como la potencia (**Pot**) consumida son proporcionales a la densidad, y para dos densidades diferentes, ρ_1 y ρ_2 resulta:

$$\Delta h_2 / \Delta h_1 = \rho_2 / \rho_1 \quad (4.9), \text{ y}$$

$$\text{Pot}_2 / \text{Pot}_1 = \rho_2 / \rho_1 \quad (4.10).$$

Las variaciones de la densidad, debidas a cambios normales de temperatura, presión atmosférica y humedad, son pequeñas y no se las considera. Cuando la variación de la densidad es mayor que un 5 % del valor estándar (1,2 kg / m³) se deben considerar las correcciones indicadas para la presión y la potencia.

Para realizar la selección es necesario tomar como datos para entrar en las tablas características, el caudal real en las condiciones existentes en la entrada del ventilador con la *presión corregida o presión equivalente* debido a las diferentes densidades.

La llamada presión equivalente es la presión que corresponde a la densidad estándar y se la determina, de acuerdo a la expresión (4.9) utilizando la siguiente ecuación:

$$\Delta h_e = \Delta h_r \cdot (1,2 / \rho_r) \quad (\text{mmcda}) \quad (4.11)$$

donde: Δh_e (N / m³): presión equivalente,
 Δh_r (N / m³): presión real, y
 ρ_r (kg / m³): densidad real.

Las presiones (Δh_e y Δh_r) pueden representar tanto a la presión total del ventilador como la presión estática del ventilador, según sea la variable usada por el fabricante del ventilador.

El ventilador seleccionado se esta forma, es decir con el caudal constante y la presión equivalente, debe operar a una velocidad de giro (**rpm**) que es indicada en la tabla. Sin embargo, la presión desarrollada por el ventilador no será la indicada por la tabla (la presión equivalente) sino que es el valor real (Δh_r) desarrollado en las condiciones de operación.

De la misma forma, la potencia requerida no es la indicada por la tabla, sino que varía con la densidad según la expresión (4.10):

$$\text{Pot}_r = \text{Pot}_{\text{tabla}} \cdot (\rho_r / 1,2) \quad (\text{W}) \quad (4.12)$$

donde:

Pot_r (W): potencia real consumida,

$\text{Pot}_{\text{tabla}}$ (W): potencia entregada al eje según la tabla, y
 ρ_r (kg / m³): densidad real.

Ejemplo:

Se desea seleccionar un ventilador para manejar un caudal de 6,5 m³/s a una presión estática de 254 mm de columna de agua, a 200 °C de temperatura y a una altitud de 500 metros.

Primero se pasa del sistema métrico al inglés:

$$Q = 6,5 \text{ (m}^3 \text{ / s)}. 2118,9 = 13773 \cong \underline{13770 \text{ CFM}}$$

$$\Delta h_r = 254 / 25,4 = \underline{10 \text{ "SP}}$$

Luego se procede de la siguiente forma:

1) De la Tabla 4.4 se obtiene la densidad para la condición real del funcionamiento del ventilador; para una temperatura 200 °C y una altitud de 500 m resulta:

$$\rho_r = 0,59 \cdot 1,2 = 0,708 \text{ kg / m}^3$$

2) Utilizando la expresión (4.11) se obtiene la presión equivalente:

$$\Delta h_e = \Delta h_r \cdot (1,2 / \rho_r) = 10 \cdot (1,2 / 0,708) = 16,95 \cong 17 \text{ " SP}$$

3) Usando la Tabla 4.2 y entrando con $Q = 13770 \text{ CFM}$ y $\Delta h_e = 17 \text{ " SP}$, se obtiene:

$$N^\circ_{\text{rpm}} = 1057 \text{ rpm y Pot}_{\text{tabla}} = 56,0 \text{ BHP}$$

4) Utilizando la expresión (4.12) se calcula la potencia real (**Pot_r**) entregada al eje del ventilador:

$$\text{Pot}_r = \text{Pot}_{\text{tabla}} \cdot (\rho_r / 1,2) = 56,0 \cdot (0,708 / 1,2) = 33,04 \text{ BHP}$$

En resumen, se requiere un ventilador de tamaño **N° 29 LS** girando a **1057 rpm** y recibiendo en su eje una potencia de **33,04 HP**.

4.7. 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. Los datos que figuran en las curvas o tablas características de los ventiladores se obtienen a partir de ensayos normalizados que realiza el fabricante, y por lo tanto estas curvas o tablas no tienen en cuenta las pérdidas por el efecto de la conexión del ventilador al sistema.

En las Figuras 4.3 y siguientes se indican distintas formas de instalación del ventilador con los correspondientes accesorios. La magnitudes de las correcciones que hay que realizar, para incrementar la presión estática del sistema y compensar las pérdidas producidas por codos u otras obstrucciones situados muy cerca de la entrada o salida del ventilador, se pueden calcular utilizando la ecuación:

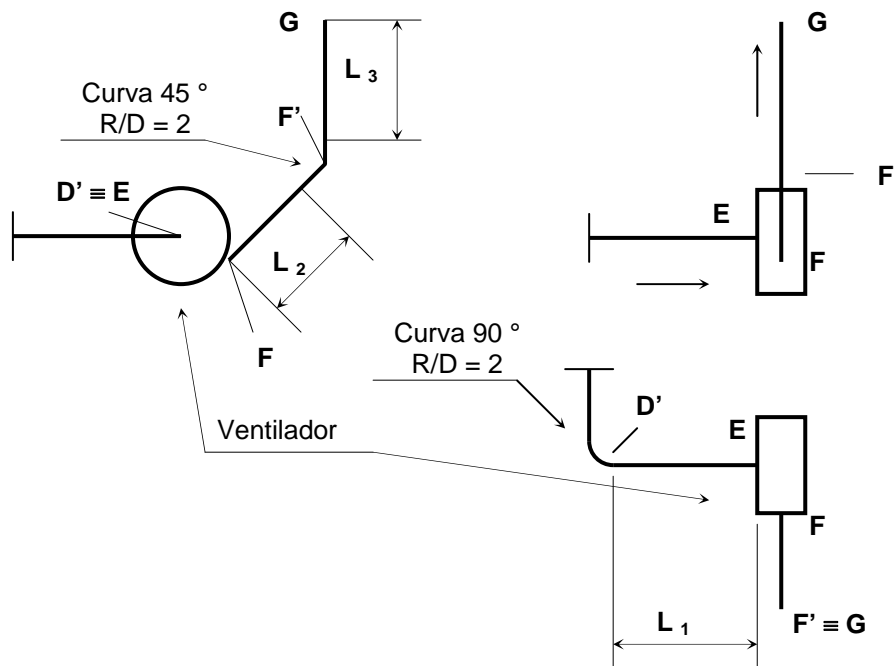
$$\Delta h_{ES} = F_{ES} \cdot h_d \text{ (mmcda)} \quad (4.13)$$

donde: Δh_{ES} (mmcda): incremento de la altura de presión estática del sistema,
 F_{ES} : factor de efecto del sistema, y
 h_d (mmcda): altura de presión dinámica correspondiente a la velocidad en el accesorio considerado.

Cuando se dan condiciones como las indicadas en la Figura 4.6, debidas a la formación de torbellinos en la corriente de entrada al ventilador, y que se deben a un mal diseño de la caja del ventilador, codos o conductos múltiples cerca de la entrada, etc., no existen tablas que proporcionen los factores de entrada al sistema. En estos casos, donde no se pueden evitar estos vórtices en la entrada, se aconseja el uso de aletas guías, o enderezadores de flujo para reducir su efecto.

Ejemplo:

Sea la instalación del ventilador 29 LS en el sistema calculado en el Capítulo 3 como la indicada en el Esquema 4.2, donde ahora se ven en detalle la longitud del tramo recto del conducto, entre la última curva y la entrada al ventilador y la longitud del tramo recto del conducto que sale del ventilador hasta la curva siguiente:



Esquema 4.2

donde: $L_1 = 1,5 \text{ m}$, $L_2 = 3 \text{ m}$ y $L_3 = 7 \text{ m}$.

Este tramo L_2 incluye a la transición entre el conducto rectangular de salida del ventilador y la sección circular del conducto de diámetro ϕ igual a 740 mm. El diámetro del conducto de entrada es igual al diámetro de la descarga después del ventilador y el caudal es de $8,63 \text{ m}^3/\text{s}$.

a) **Conducto de entrada.** Se analiza en primer lugar el conducto de entrada al ventilador. Suponiendo que la última curva antes de la entrada al ventilador está proyectada como un codo de 90° de cuatro o más piezas, se entra en el último esquema de la figura 4.4, que corresponde a un codo de esas características. Siendo el diámetro del conducto de 0,74 metros, la longitud L_1 de 1,5 metros equivale a una longitud efectiva, en diámetros, de dos D:

$$L_{\text{efectiva}} = L_1 / D = 1,5 / 0,74 = 2,03 \cong 2,0 D$$

Es decir que la longitud efectiva del tramo de 1,5 metros es igual a 2 D.

En el cuadro de la derecha, encabezado por "Factores de efecto del sistema", se entra con la relación R / D igual a 2,0, según el dato del Esquema 4.2, y para una longitud efectiva de 2 D se obtiene que el F_{ES} es igual a 0,53.

$$F_{ES} = 0,53$$

Con este valor y sabiendo que la altura de presión dinámica (h_D) para el tramo D - E es de 24,7 mmcda (ver Planilla Cálculo de Conductos del Capítulo 3), utilizando la expresión (4.13) resulta:

$$\Delta h_{ES} = F_{ES} \cdot h_D = 0,53 \cdot 24,7 = 13,1 \text{ mmcda}$$

b) **Conducto de descarga.** Se analiza el conducto de descarga del ventilador. A partir de lo expresado en texto de la Figura 4.3, y siendo la velocidad en la conducto de descarga de 20,1 m / s, resulta que:

- Para una velocidad en el conducto inferior a 12,5 m/s, la longitud efectiva mínima del conducto es de 2,5 diámetros (**D**)

- Por cada 5 m/s de velocidad adicional respecto a la velocidad mínima de 12,5 m/s se debe añadir un diámetro de longitud efectiva, por lo tanto:

$$\Delta v = 20,1 - 12,5 = 7,6 \text{ m/s,}$$

y a esta diferencia le corresponde:

$$D_{\text{long efect}} = 7,6 / 5 = 1,52 D$$

La longitud efectiva de total es:

$$L_{\text{efectiva}} = 2,5 + 1,52 = 4,02 D = 4,02 \cdot 0,74 = 2,97 \cong 3,0 \text{ m.}$$

Como esta longitud coincide con la longitud real del tramo no se debe tener en cuenta el Factor de Efecto del Sistema.

El valor resultante es entonces igual a

$$\Delta h_{ES} = 13,1 \text{ mmcda}$$

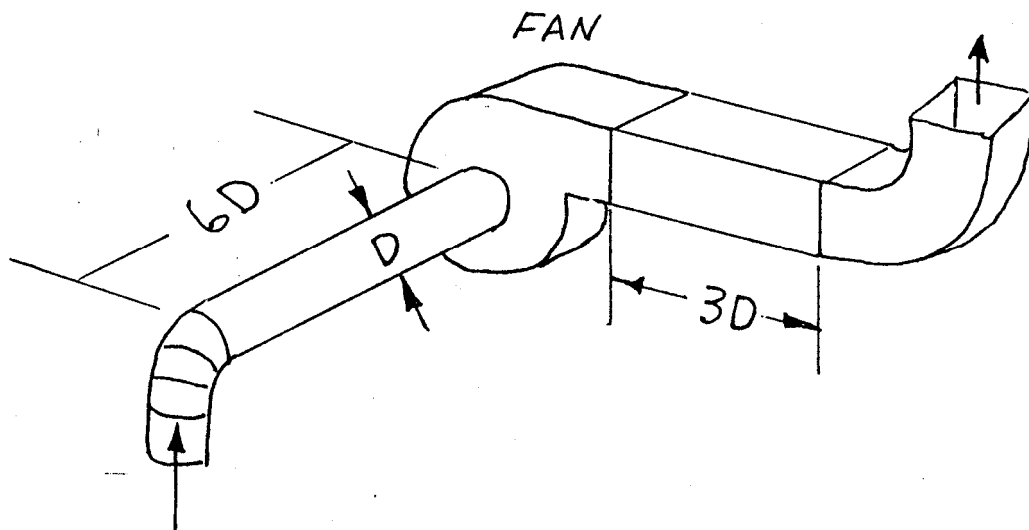
Esta magnitud debe ser sumada al valor, obtenido en el Capítulo 3, de la altura de presión estática (h_{EV}) de 205,5 mmcda, resultando:

$$h'_{EV} = h_{EV} + \Delta h_{ES} = 205,5 + 13,1 = \mathbf{218,6 \text{ mmcda}}$$

Con este nuevo valor se deben recalculan las revoluciones por minuto (**rpm**) y la potencia (**BHP**) del ventilador a seleccionar.

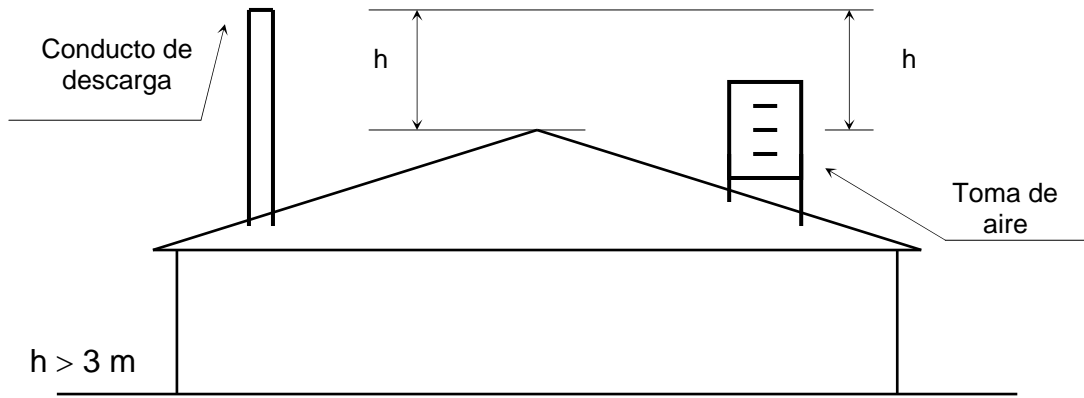
Otra manera de manejar la ubicación del ventilador es respetar la siguiente regla en cuanto a la longitud de los conductos de entrada y salida del ventilador, que se deben considerar como longitudes mínimas para que no sea necesario el uso de los factores de efecto del sistema:

Use la regla de “**seis y tres**” para asegurar el mejor diseño que produce la mínima pérdida con seis diámetros de longitud recta antes de la conexión a la boca de entrada del ventilador y la mínima pérdida con tres diámetros de longitud recta a la salida del mismo (ver Figura 4.2).



Esquema 4.3

Además se aconseja que el conducto de emisión sea, como mínimo, tres (3) metros más alto que el punto más alto del techo o que el centro de cualquier entrada de aire, ubicados dentro de una circunferencia de 15 metros de diámetro con centro en el conducto de descarga.



Esquema 4.4

NOTA: Las figuras 4.1 a 4.6 y la Tabla 4.4 han sido obtenidas del libro **VENTILACION INDUSTRIAL** Generalitat Valenciana. Conselleria de Treball i Afers Socials. Direcció General de Treball. Paseo de la Alameda, 16 - 46010 Valencia. ESPAÑA.

BIBLIOGRAFÍA

VENTILACIÓN INDUSTRIAL

Generalitat Valenciana. Conselleria de Treball i Afers Socials. Direcció General de Treball. Paseo de la Alameda, 16.
46010 Valencia. ESPAÑA.

INDUSTRIAL VENTILATION - A Manual of Recommended Practice.

Committee on Industrial Ventilation. P. O. Box 16153. Lansing. Michigan 48901 USA.

American Conference of Governmental Industrial Hygienist. 6500 Glenway Avenue, Bldg. D - 7. Cincinnati, Ohio 45211 USA.

FUNDAMENTOS DE VENTILACIÓN INDUSTRIAL

V. V. BATURIN. Editorial LABOR S.A. Calabria, 235 - 239. Barcelona - 15. ESPAÑA.

VENTILACIÓN INDUSTRIAL - Descripción y diseño de los sistemas de ventilación industrial. Rubens E. POCOVÍ – Universidad Nacional de SALTA. Ediciones MAGNA PUBLICACIONES. Catamarca 285. San Miguel de Tucumán. República ARGENTINA

Ventiladores axiales

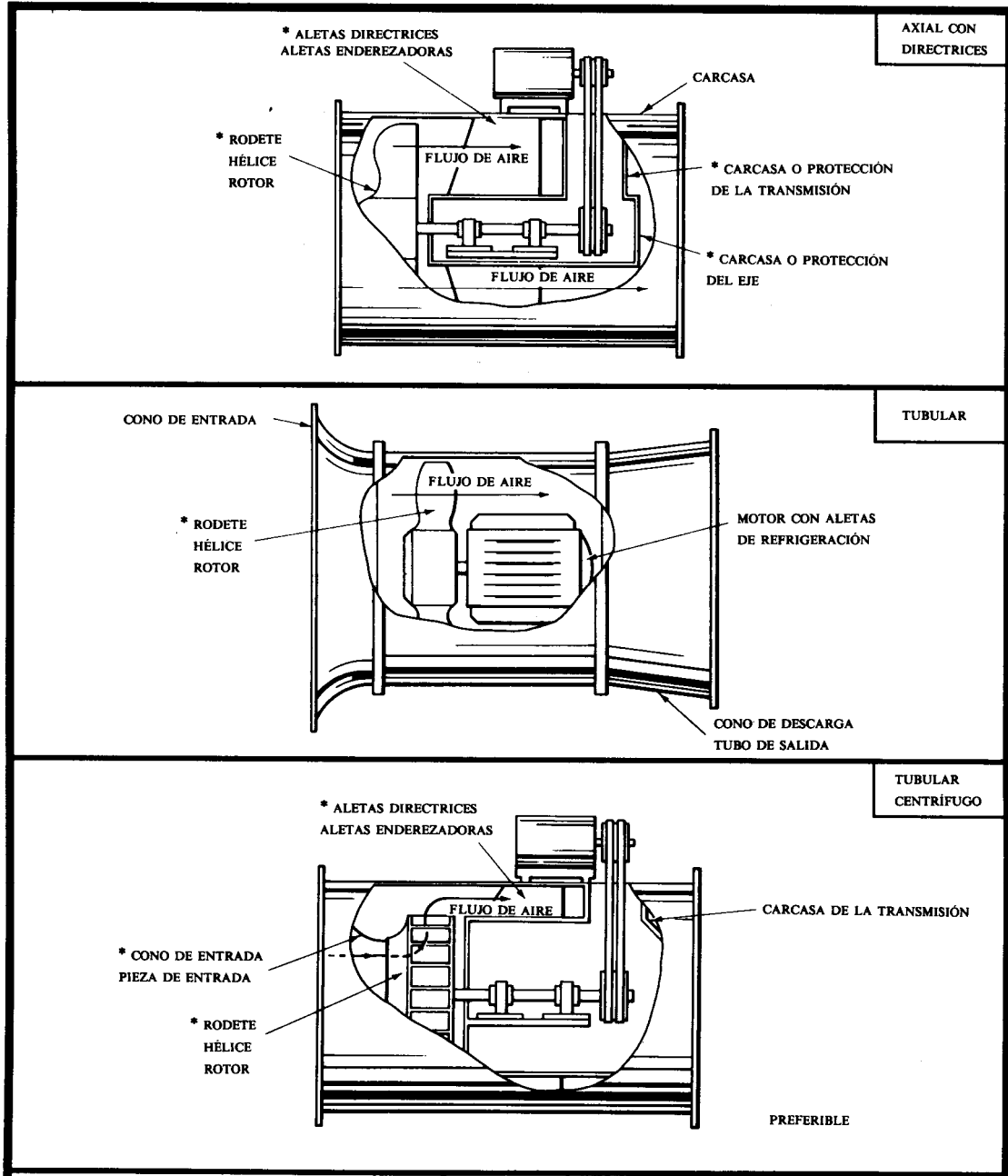


FIGURA 4.1

VENTILADORES CENTRÍFUGOS

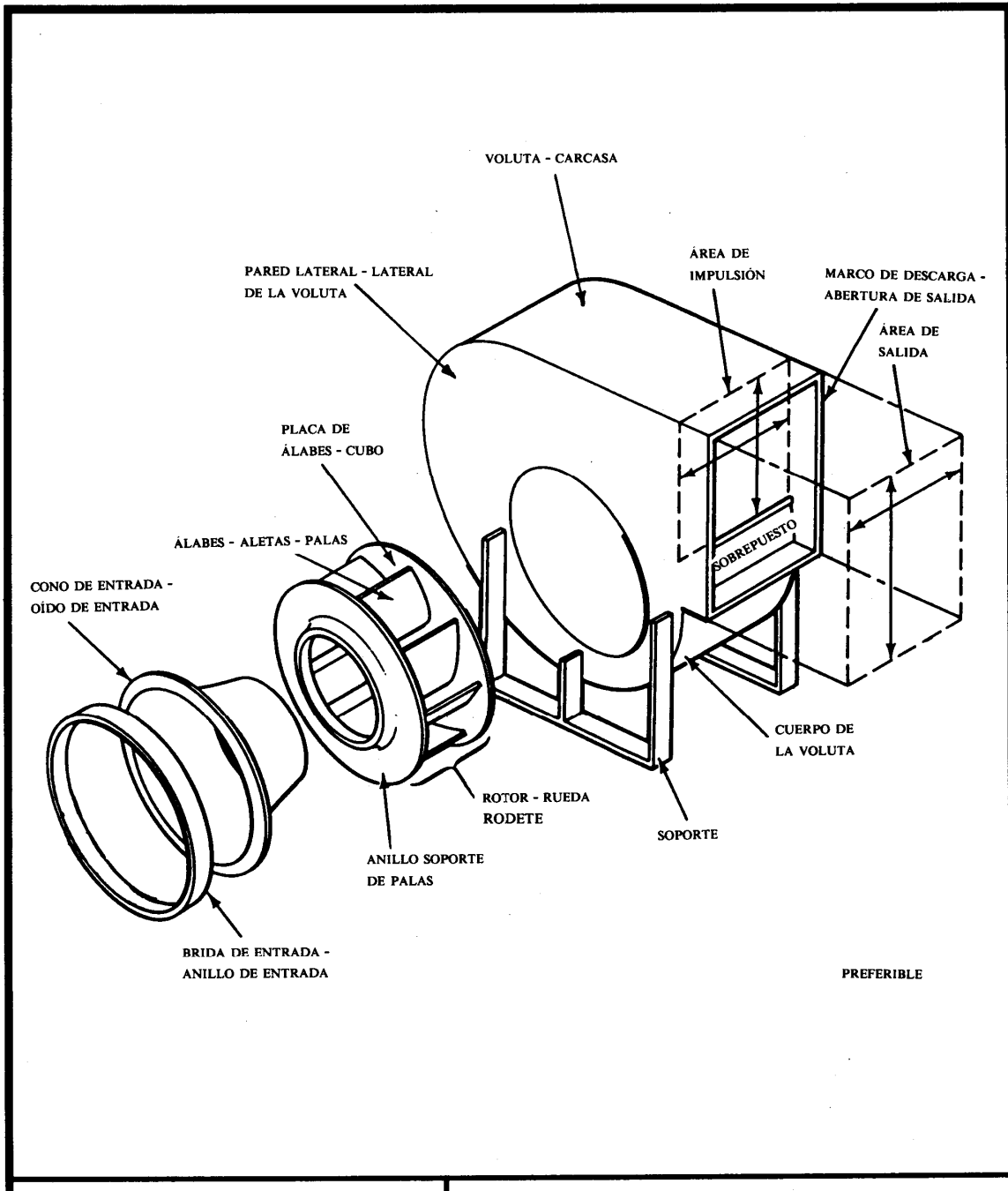


FIGURA 4.2

Size 29 LS

Wheel Diameter **50-1/2"**
 Inlet Diameter **29"**
 Outlet Area **4.59 sq. ft.**

RPM Limits @70F

	C/2	C/3HD	C/3	C/4
Wheel	1421	1421	1421	1786
Shaft	1153	1153	1422	1786

CFM	GV FPM	1" SP		2" SP		3" SP		4" SP		5" SP		6" SP		7" SP		8" SP		9" SP		10" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
5508	1200	272	1.4	356	2.8	443	4.0														
6426	1400	281	1.8	373	3.2	447	4.6	512	6.2												
7344	1600	291	2.1	380	3.7	452	5.3	516	7.0	573	8.9										
8262	1800	303	2.5	388	4.4	460	6.1	521	8.0	577	9.9	628	11.8								
9180	2000	316	3.0	396	5.0	468	7.0	528	9.0	582	11.1	632	13.2	679	16.4	724	17.8				
10098	2200	330	3.6	408	5.8	478	8.0	535	10.2	589	12.4	638	14.6	684	16.9	738	19.3	768	21.7	800	24.2
11016	2400	344	4.3	420	6.5	485	9.0	544	11.4	596	13.8	645	16.2	690	18.6	733	21.2	773	23.7	812	26.3
11934	2600	359	5.1	432	7.4	496	10.1	553	12.7	604	15.3	652	17.9	696	20.5	738	23.1	776	25.8	817	28.6
12852	2800	375	5.9	445	8.5	506	11.2	562	14.1	613	16.9	660	19.6	704	22.4	745	25.2	785	28.1	822	31.0
13770	3000	391	6.9	459	9.6	518	12.4	572	15.5	622	18.5	669	21.5	712	24.5	753	27.5	792	30.5	829	33.5
14688	3200	408	8.0	473	10.9	530	13.8	583	17.0	632	20.2	677	23.5	720	26.7	761	29.8	798	33.0	836	36.2
15606	3400	425	9.2	487	12.2	543	15.3	594	18.6	642	22.0	687	25.5	729	28.9	769	32.3	807	35.7	844	39.0
16524	3600	442	10.5	502	13.7	557	17.0	606	20.3	653	23.9	697	27.6	738	31.3	778	34.9	816	38.5	852	42.0
17442	3800	459	11.9	518	15.4	571	18.8	619	22.3	664	25.9	707	29.8	748	33.7	787	37.6	824	41.4	860	45.1
18360	4000	477	13.5	533	17.1	585	20.8	632	24.4	677	28.1	718	32.1	758	36.2	797	40.3	833	44.4	869	48.4
19278	4200	495	15.3	550	19.1	600	22.9	646	26.7	689	30.5	730	34.6	769	38.8	807	43.1	843	47.4	878	51.7
20196	4400	513	17.1	566	21.1	615	25.1	660	29.1	702	33.1	742	37.2	780	41.6	817	46.0	853	50.6	887	55.1
21114	4600	532	19.2	583	23.4	630	27.5	674	31.7	716	35.9	755	40.1	792	44.5	828	49.1	863	53.8	897	58.6
22032	4800	550	21.4	600	25.8	645	30.1	689	34.5	730	38.8	768	43.2	805	47.7	840	52.4	874	57.2	907	62.1
22950	5000	569	23.8	617	28.4	661	32.9	704	37.4	744	42.0	791	46.5	817	51.1	852	55.8	886	60.8	918	65.9
23868	5200	588	26.4	634	31.2	678	35.9	719	40.6	756	45.3	795	50.0	831	54.7	865	59.6	897	64.6	929	69.8
24786	5400	607	29.2	652	34.1	694	39.0	734	43.9	773	48.8	809	53.7	844	58.6	877	63.5	910	68.6	941	73.9
25704	5600	626	32.2	670	37.3	711	42.4	750	47.4	787	52.5	823	57.8	858	62.6	891	67.7	922	72.9	950	79.3
26622	5800	645	35.3	688	40.7	728	45.9	768	51.2	803	56.4	838	61.7	872	66.9	904	72.2	935	77.5	956	82.9

TABLE 4.1

CFM	OV FPM	11' SP		12' SP		13' SP		14' SP		15' SP		16' SP		17' SP		18' SP		19' SP		20' SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
11016	2400	850	29.0	888	31.7																
11934	2600	854	31.4	889	34.2	924	37.1	957	40.0												
12852	2800	859	33.9	894	36.9	927	39.9	960	43.0	982	46.1	1023	49.2								
13770	3000	864	36.6	899	39.7	932	42.9	965	46.1	996	49.4	1027	52.6	1057	56.0	1088	59.3	1114	62.7		
14688	3200	871	39.4	905	42.7	938	46.0	970	49.4	1001	52.8	1031	56.2	1061	59.7	1089	63.2	1118	66.7	1145	70.3
15606	3400	878	42.4	912	45.9	944	49.3	976	52.8	1008	56.4	1036	59.8	1065	63.5	1094	67.2	1122	70.9	1149	74.6
16524	3600	886	45.6	919	49.2	951	52.8	982	56.5	1013	60.1	1042	63.8	1071	67.6	1099	71.4	1126	75.2	1153	79.1
17442	3800	894	48.9	927	52.6	959	56.4	989	60.2	1019	64.1	1048	67.9	1077	71.8	1105	75.8	1132	79.7	1158	83.7
18360	4000	903	52.3	935	56.3	967	60.2	997	64.2	1027	68.2	1055	72.2	1084	76.3	1111	80.4	1138	84.5	1164	88.6
19278	4200	911	55.9	944	60.0	975	64.2	1005	68.3	1034	72.5	1063	76.7	1091	80.9	1118	85.1	1145	89.4	1171	93.7
20196	4400	920	59.5	952	63.9	983	68.3	1013	72.6	1043	77.0	1071	81.3	1099	85.7	1125	90.1	1152	94.5	1177	99.0
21114	4600	930	63.3	961	67.9	992	72.5	1022	77.1	1051	81.6	1079	86.2	1106	90.7	1133	95.3	1159	99.9	1185	104.5
22032	4800	940	67.1	971	72.0	1001	76.8	1031	81.6	1060	86.4	1087	91.2	1115	95.9	1141	100.6	1167	105.4	1193	110.2
22950	5000	950	71.0	981	76.2	1011	81.3	1040	86.3	1068	91.3	1096	96.3	1123	101.2	1150	106.2	1175	111.1	1201	116.1
23868	5200	961	75.1	991	80.4	1021	85.8	1049	91.1	1078	96.4	1106	101.6	1132	106.7	1158	111.9	1184	117.0	1209	122.2
24786	5400	972	79.3	1002	84.8	1031	90.4	1059	96.0	1087	101.5	1114	107.0	1141	112.4	1167	117.8	1192	123.1	1217	128.5
25704	5600	983	83.8	1013	89.4	1041	95.2	1070	100.9	1097	106.7	1124	112.4	1150	118.1	1176	123.7	1201	129.3	1226	134.9
26622	5800	995	88.5	1024	94.2	1052	100.1	1080	106.0	1107	112.0	1134	118.0	1160	124.0	1185	129.8	1210	135.7	1235	141.5
27540	6000	1006	93.5	1036	99.3	1064	105.3	1091	111.4	1118	117.5	1144	123.7	1170	129.9	1195	136.0	1220	142.1	1244	148.2
28458	6200	1020	98.8	1048	104.7	1076	110.7	1102	116.9	1129	123.2	1155	129.5	1180	135.9	1205	142.3	1230	148.7	1254	155.0
29376	6400	1033	104.4	1061	110.3	1088	116.5	1114	122.7	1140	129.1	1166	135.6	1191	142.2	1215	148.8	1240	155.4	1263	162.0

TABLA 4.2

CFM	QV FPM	22" SP		24" SP		26" SP		28" SP		30" SP		32" SP		34" SP		36" SP		38" SP		40" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
14688	3200	1198	77.4																		
15606	3400	1202	82.1	1253	89.7																
16524	3600	1206	86.9	1256	94.8	1305	102.8	1352	110.9												
17442	3800	1210	91.8	1260	100.0	1308	108.4	1355	116.8	1400	125.3										
18360	4000	1215	97.0	1265	105.5	1313	114.1	1359	122.8	1404	131.8	1448	140.6	1490	149.8						
19278	4200	1221	102.4	1270	111.1	1317	120.0	1363	129.1	1408	138.2	1451	147.4	1493	156.7	1535	166.1	1575	175.0		
20196	4400	1228	108.0	1276	117.0	1323	126.2	1368	135.5	1412	144.9	1455	154.5	1497	164.1	1538	173.8	1578	183.5	1617	193.4
21114	4600	1234	113.8	1282	123.1	1329	132.6	1374	142.2	1417	151.9	1459	161.7	1502	171.6	1542	181.6	1582	191.7	1621	201.9
22032	4800	1242	119.8	1289	129.5	1335	139.3	1380	149.1	1423	159.1	1465	169.2	1506	179.4	1547	189.7	1586	200.1	1625	210.6
22950	5000	1249	126.0	1296	136.0	1342	145.1	1386	156.3	1428	166.6	1471	177.0	1512	187.4	1552	198.0	1591	208.7	1629	219.5
23868	5200	1257	132.5	1304	142.8	1349	153.2	1393	163.7	1436	174.3	1477	185.0	1517	196.8	1557	206.8	1596	217.6	1634	228.6
24786	5400	1266	139.1	1312	149.8	1357	160.6	1400	171.4	1443	182.3	1484	193.3	1524	204.3	1563	215.5	1601	225.7	1639	238.1
25704	5600	1274	146.0	1320	157.1	1365	168.2	1408	179.3	1450	190.5	1491	201.8	1530	213.2	1569	224.6	1607	236.2	1645	247.8
26622	5800	1283	153.0	1329	164.5	1373	175.0	1416	187.5	1458	199.0	1498	210.6	1538	222.3	1576	234.1	1614	245.9	1651	257.8
27540	6000	1291	160.2	1337	172.1	1381	184.0	1424	195.8	1465	207.7	1506	219.7	1545	231.7	1583	243.8	1621	255.9	1657	268.1
28458	6200	1301	167.5	1346	179.8	1390	192.2	1432	204.4	1474	216.7	1514	228.0	1553	241.4	1591	253.8	1628	266.2	1664	278.8
29376	6400	1310	175.0	1355	187.8	1398	200.6	1441	213.3	1482	225.9	1522	238.6	1561	251.3	1596	264.0	1635	276.8	1672	289.7

Performance shown is for fan with outlet duct. Drive loss not included.

TABLE 4.3

Kg/m³ = Factor de densidad × 1,2
 Densidad del aire seco a 21 °C al nivel del mar = 1,2 Kg/m³
 Altitud sobre el nivel del mar en metros

	-250	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
Temp. E Hg	782	760	738	717	697	677	657	639	620	603	569	536
C. E H ₂ O	10649	10345	10048	3761	3482	9211	8947	8691	8443	8201	7739	7303
0	1,11	1,08	1,05	1,02	0,99	0,96	0,93	0,91	0,88	0,86	0,81	0,76
21	1,03	1,00	0,97	0,95	0,92	0,89	0,87	0,84	0,82	0,79	0,75	0,71
50	0,94	0,91	0,89	0,86	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,72	0,68	0,64
75	0,87	0,85	0,82	0,80	0,78	0,75	0,73	0,71	0,69	0,67	0,63	0,60
100	0,81	0,79	0,77	0,75	0,72	0,70	0,68	0,66	0,65	0,63	0,59	0,56
125	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,55	0,52
150	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,49
175	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,55	0,54	0,52	0,49	0,46
200	0,64	0,62	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,52	0,51	0,49	0,47	0,44
225	0,61	0,59	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,50	0,48	0,47	0,44	0,42
250	0,58	0,56	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47	0,46	0,45	0,42	0,40
275	0,55	0,54	0,52	0,51	0,49	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,40	0,39
300	0,53	0,51	0,50	0,49	0,47	0,46	0,45	0,43	0,42	0,41	0,38	0,36
325	0,51	0,49	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,37	0,35
350	0,49	0,47	0,46	0,45	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,35	0,33
375	0,47	0,46	0,44	0,43	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,34	0,32
400	0,45	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,33	0,31
425	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,35	0,34	0,33	0,32	0,30
450	0,42	0,41	0,40	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,29
475	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,29	0,28
500	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,28	0,27
525	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,27	0,26

Las pérdidas de carga son proporcionales a la densidad (en primera aproximación)
 Consultar las leyes de los ventiladores, o las referencias, para más detalles

TABLA 4.4

FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA PARA CONDUCTOS DE SALIDA

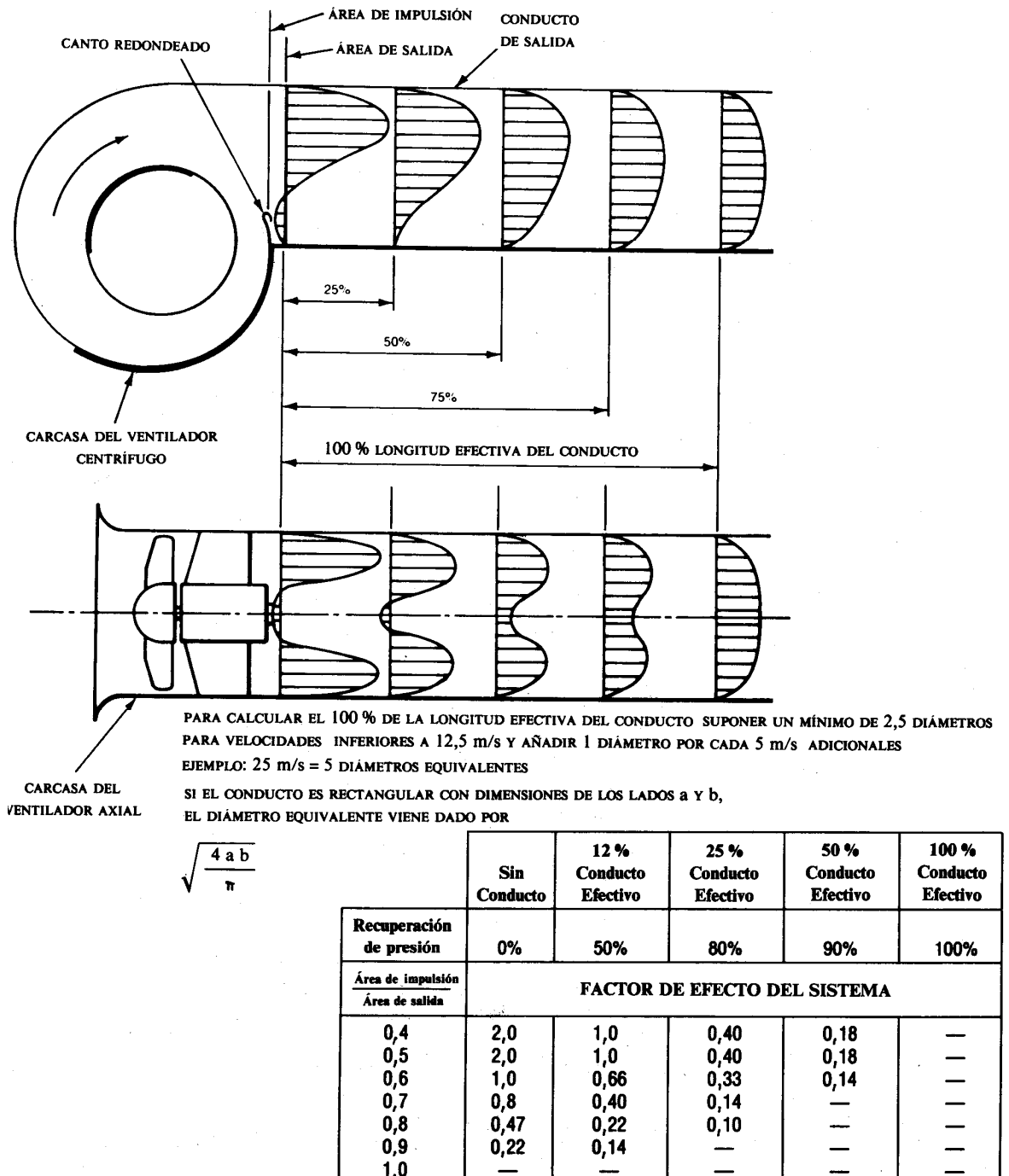
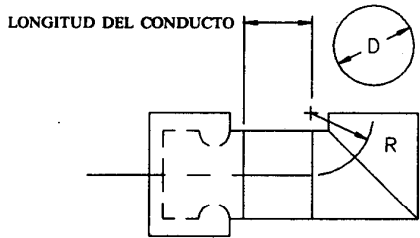


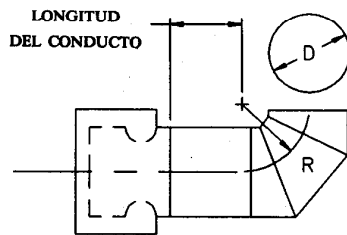
FIGURA 4.3

FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA PARA CODOS DE VARIAS SECCIONES SIN GUÍAS INTERIORES



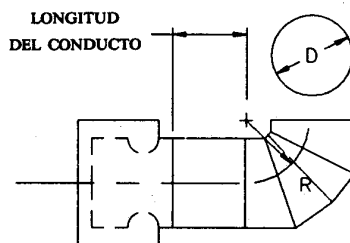
FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
-	3,2	2,0	1,0

A. CODO DE 90° DE DOS PIEZAS. SECCIÓN CIRCULAR. SIN GUÍAS.



FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
0,5	2,5	1,6	0,8
0,75	1,6	1,0	0,47
1,0	1,2	0,66	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,8	0,47	0,26

B. CODO DE 90° DE TRES PIEZAS. SECCIÓN CIRCULAR. SIN GUÍAS

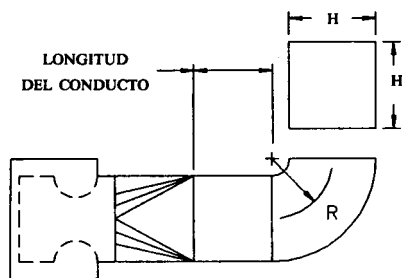


FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
0,5	1,8	1,0	0,53
0,75	1,4	0,8	0,40
1,0	1,2	0,66	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,66	0,40	0,22

C. CODO DE 90° DE CUATRO O MÁS PIEZAS. SECCIÓN CIRCULAR. SIN GUÍAS

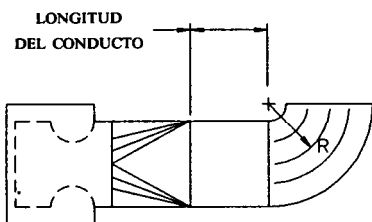
FIGURA 4.4

FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA PARA CODOS



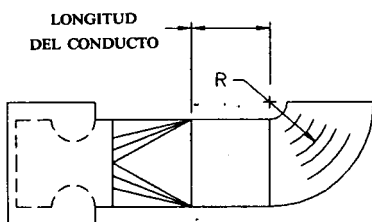
FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
0,5	2,5	1,6	0,8
0,75	2,0	1,2	0,66
1,0	1,2	0,66	0,33
2,0	0,8	0,47	0,26

A. CONDUCTO CUADRADO CON PIEZA DE ACOPLAMIENTO – SIN GUÍAS



FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
0,5	0,8	0,47	0,26
1,0	0,53	0,33	0,18
2,0	0,26	0,22	0,14

B. CONDUCTO CUADRADO CON PIEZA DE ACOPLAMIENTO – 3 GUÍAS LARGAS



FACTORES DE EFECTO DEL SISTEMA			
R/D	SIN CONDUCTO	CONDUCTO DE 2 D	CONDUCTO DE 5 D
0,5	0,8	0,47	0,26
1,0	0,53	0,33	0,18
2,0	0,26	0,22	0,14

C. CONDUCTO CUADRADO CON PIEZA DE ACOPLAMIENTO – GUÍAS CORTAS

FIGURA 4.5

CORRECCIÓN DEL FLUJO NO UNIFORME EN LA ENTRADA

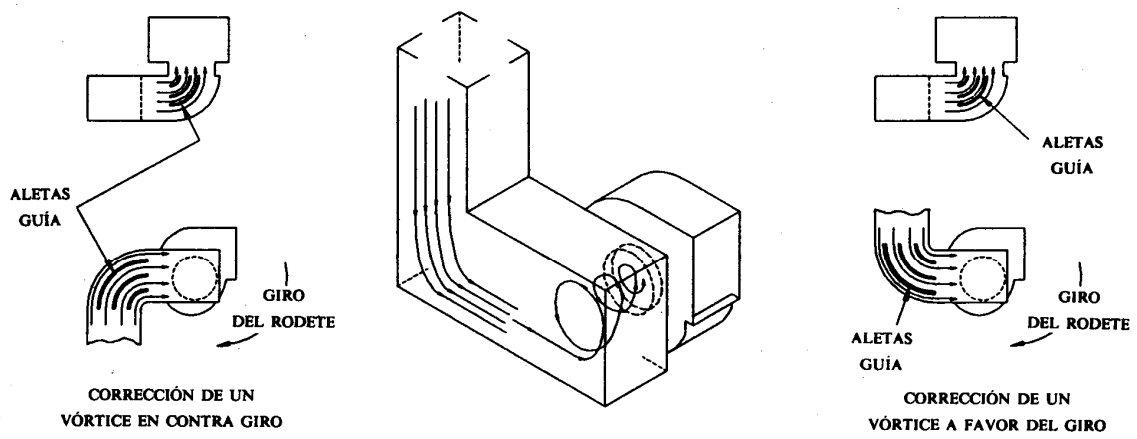
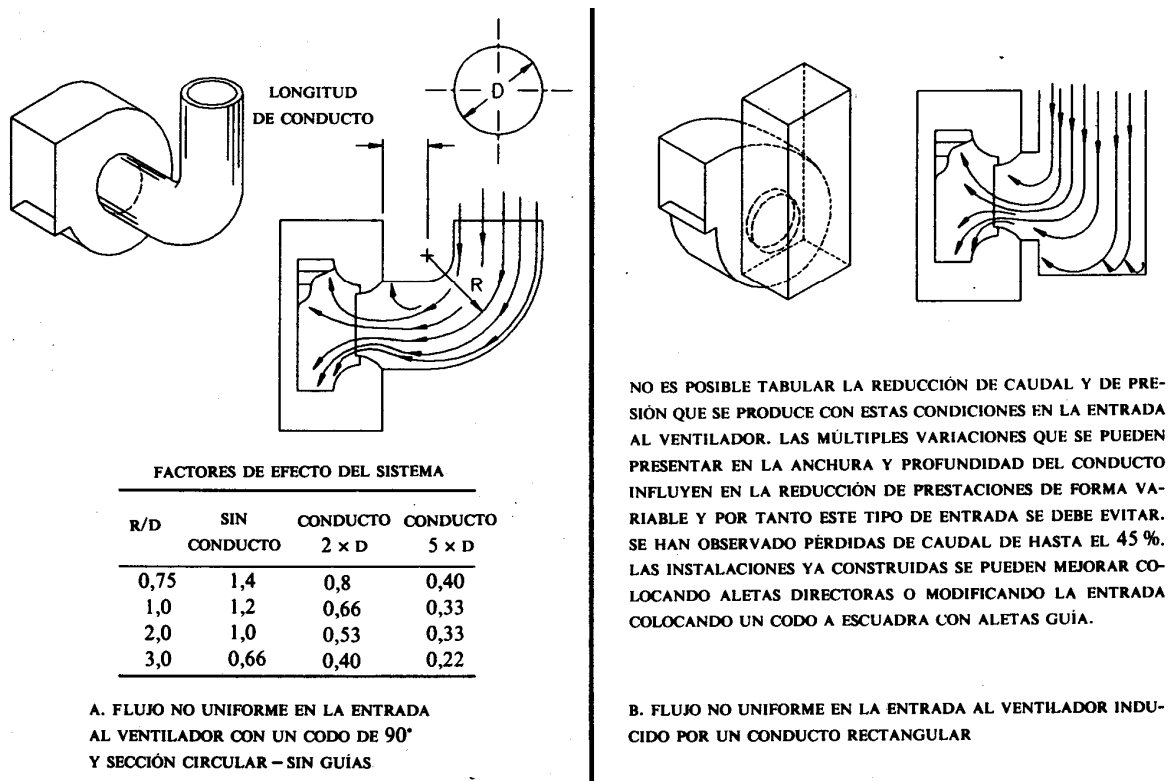


FIGURA 4.6