

17
29

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO



**Facultad de Estudios Superiores
"CUAUTITLAN"**

**DISEÑO HIDRO-MECANICO DE UN VENTILADOR
CENTRIFUGO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
JUAN ANTONIO MARTINEZ BRIONES

Director de Tesis: Ing. Daniel Hernández Pecina

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.

1987



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

	Pág.
Jurado.....	II
Dedicatoria.....	III
Introducción.....	VIII
 CAPITULO I. CONCEPTOS FUNDAMENTALES.	
1.1. TIPOS DE VENTILADORES.....	2
1.1.1. Ventiladores Axiales.....	2
1.1.2. Ventiladores Centrifugos.....	3
1.2. ELEMENTOS DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO.....	4
1.3. CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS..	6
1.3.1. Forma de la Paleta.....	7
1.3.2. Tipo de Accionamiento.....	7
1.3.3. Tipo de Entrada.....	8
1.3.4. Tipo de Descarga.....	10
1.3.5. Clase de Construcción.....	12
 CAPITULO II. PRINCIPIOS DE OPERACION DE LOS VENTILA- DORES CENTRIFUGOS.	
2.1. TERMINOS USUALES.....	14
2.1.1. Densidad del Aire.....	14
2.1.2. Caudal.....	14

2.1.3. Presión.....	15
2.1.4. Potencia.....	16
2.1.5. Eficiencia.....	16
2.1.6. Velocidad Especifica.....	17
2.2. LEYES DEL VENTILADOR.....	17
2.2.1. Ley No. 1.....	18
2.2.2. Ley No. 2.....	18
2.2.3. Ley No. 3.....	19
2.3. CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO.....	19
2.3.1. Influencia de la Forma de Paleta.....	20
2.3.2. Influencia del Sistema.....	24
2.4. REGULACION DE FLUJO.....	25
CAPITULO III. DISEÑO HIDRAULICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.	
3.1. DISEÑO DEL RODETE.....	28
3.1.1. Transmisión de Energía.....	28
3.1.2. Curvatura de la Paleta.....	33
3.1.3. Número de Paletas.....	36
3.1.4. Anchura de la Paleta.....	38
3.2. DISEÑO DE LA CARCASA.....	40
3.3. ENTRADA Y SALIDA DEL VENTILADOR.....	43
3.4. VARIANTES DE DISEÑO HIDRAULICO.....	47
3.4.1. Diseños Especiales.....	47
3.4.2. Difusores.....	48

3.4.3. Aletas Gufa de Entrada.....	51
3.5. PRUEBAS HIDRAULICAS.....	52

CAPITULO IV. DISEÑO MECANICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

4.1. ANALISIS DE FUERZAS.....	58
4.1.1. Esfuerzo y Deformación.....	58
4.1.2. Flexión y Torsión.....	62
4.1.3. Esfuerzos en las Partes del Ventilador..	67
4.2. CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION.....	72
4.2.1. Construcción del Rodete y la Carcasa....	72
4.2.2. Construcción de Flechas y Chumaceras....	76
4.3. DISPOSITIVOS DE ACCIONAMIENTO.....	77
4.3.1. Motores Eléctricos.....	77
4.3.2. Elementos de Transmisión.....	80
4.4. VARIANTES DE DISEÑO MECANICO.....	81
4.5. PRUEBAS MECANICAS.....	84

CAPITULO V. APLICACION Y SELECCION DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

5.1. APLICACION.....	88
5.2. SELECCION.....	89
5.3. ESTUDIO ECONOMICO.....	91

CAPITULO VI. CONCLUSIONES.

6.1. CONCLUSIONES.....	94
6.2. SUGERENCIAS.....	96
6.3. POSTURA PERSONAL.....	98
BIBLIOGRAFIA.....	100

INTRODUCCION

Hoy en día, el empleo de los ventiladores se ha extendido grandemente: en calefacción, ventilación, procesos industriales, sistemas de tiro mecánico, etc.

Los ventiladores son aparatos mecánicos de baja presión que hacen circular aire, gases y aún, partículas sólidas en suspensión. Generalmente se clasifican según la dirección del flujo, en ventiladores axiales y ventiladores centrífugos.

En los ventiladores centrífugos, el aire entra por el ojo de aquél y se le hace girar en forma de espiral por las paletas del rodete, siendo así, el flujo radial a la flecha impulsora. Las paletas pueden ser curvadas hacia atrás, hacia adelante o radiales.

El diseño de ventiladores centrífugos se ha ido perfeccionando a través de los años, con el fin de aumentar su eficiencia. En el diseño de estos aparatos, se toman en cuenta los aspectos tanto hidráulicos (forma de las paletas, carcasa, etc.), como mecánicos (esfuerzos, materiales y características de construcción, etc.).

Siendo tan difundido el uso de ventiladores centrífugos

gos en la industria, se hace necesario que el Ingeniero - Mecánico Electricista esté familiarizado con estos aparatos, desde su principio de funcionamiento, hasta la selección de ellos.

El objetivo primordial de este trabajo de tesis, ha sido el de realizar un estudio teórico sobre el diseño de ventiladores centrífugos, el cual pueda ser útil para aquellos estudiantes o profesionistas que se interesen en el tema.

Se ha procurado hacerlo en forma concisa y sencilla, - incluyendo suficientes ilustraciones para que sea más comprensible. Al final se da una serie de conclusiones y sugerencias derivadas de este estudio.

CAPITULO I.

CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

CAPITULO I
CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

1.1. TIPOS DE VENTILADORES.

Generalmente los ventiladores se clasifican, según la dirección del flujo a través del rodete, en: ventiladores de flujo axial (ventiladores axiales), y ventiladores de flujo radial (ventiladores centrifugos). Existen también ventiladores de flujo mixto, que no es más que la combinación de los flujos antes mencionados. La Figura 1 ilustra los tres tipos de flujo.



Flujo axial



Flujo radial



Flujo mixto

Figura 1. Dirección del flujo.

1.1.1. Ventiladores Axiales.

En los ventiladores axiales el aire fluye axialmente a través del rodete. Se clasifican en ventiladores de hélice, tuboaxiales y de paletas axiales⁽¹⁾.

Los ventiladores de hélice (Figura 2a), tienen gran variedad de formas en sus aspas, que van desde las de tipo disco hasta formas elaboradas como las hélices de aviones. Son diseñados para bajas presiones y una gran variedad de volúmenes; la mayor parte de las veces se usan para ventilación.

Un ventilador tuboaxial (Figura 2b), es un ventilador de hélice montado dentro de una carcasa tubular. Las aspas pueden ser de disco o de formas aerodinámicas. Se usan en presiones medianas y en gran variedad de volúmenes.

Los ventiladores de paletas axiales (Figura 2c), tienen aletas o deflectores que guían el aire y pueden estar tanto antes como después de la hélice para eliminar el efecto de rotación helicoidal del flujo de aire.

1.1.2. Ventiladores Centrifugos.

En los ventiladores centrifugos el aire fluye radial-

(1) Severns, W.H., La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire y los gases, Reverté, México, 1980, pp. 213-237.

mente a través del rodete (Figura 2d). Operan forzando el aire hacia la carcasa; la fuerza centrífuga resultante -- que actúa sobre el aire, desarrolla una presión que origina el flujo de aire.

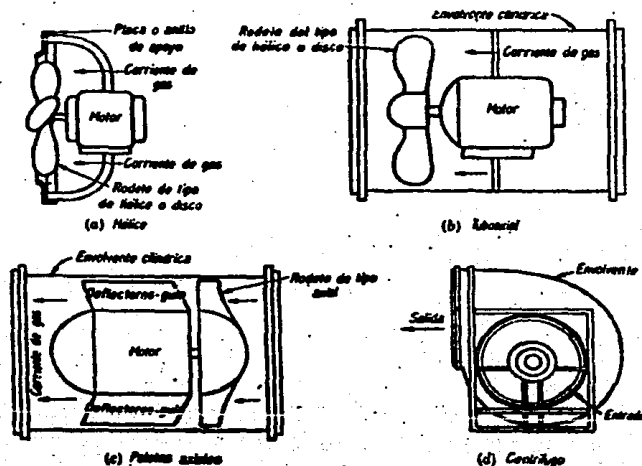


Figura 2. Tipos comunes de ventiladores.

1.2. ELEMENTOS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO.

La Figura 3 muestra los elementos de un ventilador centrífugo y su terminología común⁽¹⁾. Esta figura muestra -

(1) Air Moving and Conditioning Association, Inc., Fans and Systems, AMCA Publication 201, Arlington Heights Illinois, 1973, p. 48.

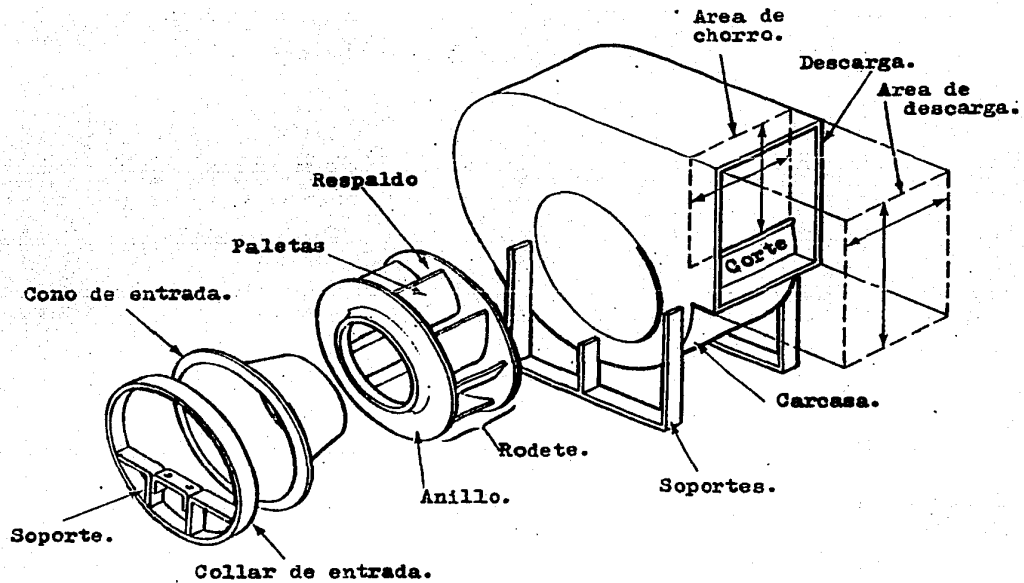


Figura 3. Elementos de un ventilador centrifugo.

el diseño más común de ventiladores centrífugos, en el cual el rodete está dentro de una carcasa que descarga el aire en dirección perpendicular a la de entrada.

El rodete se compone de tres partes: respaldo, paletas y anillo. El diámetro del rodete es el diámetro máximo medido sobre las paletas del mismo.

La carcasa tiene forma de espiral, la cual permite que el aire sea lanzado de la periferia del rodete con pérdidas reducidas y ligera turbulencia.

El área de entrada del ventilador es el área interior medida en los planos de las conexiones de entrada, esto es, el área interior del collar de entrada. El área de salida es el área interior medida en los planos de las aberturas de salida.

1.3. CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS.

Los ventiladores centrífugos se pueden clasificar de acuerdo a la forma de la paleta, tipos de accionamiento, - tipos de entrada, tipo de descarga, o de acuerdo a la capacidad de flujo y presión⁽¹⁾.

(1) General Electric Co., Fluid Flow. Data Book, General Electric, New York, 1983, Sección 409.2.

1.3.1. Forma de la Paleta.

Las formas de paleta se pueden dividir en cuatro grupos generales, tal y como se muestra en la Figura 4:

1. Paletas inclinadas hacia atrás (formas a y b).
2. Paletas inclinadas hacia atrás con extremo radial - (forma c).
3. Paletas radiales (forma d).
4. Paletas inclinadas hacia adelante (formas e y f).

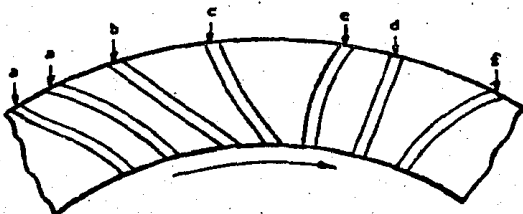


Figura 4. Formas de paleta.

Generalmente para efectos de simplificación, las paletas se clasifican en rectas, curvadas hacia adelante y -- curvadas hacia atrás. Más, existen formas especiales como las paletas de perfil aerodinámico, que más adelante se -- discutirá su funcionamiento.

1.3.2. Tipo de Accionamiento.

Casi siempre los rodetes de los ventiladores centrifugos son accionados por motores eléctricos debido a su alta eficiencia y funcionamiento suave. Ocasionalmente son accionados por otros medios, como motores de gasolina o diesel, o turbinas de vapor. El rodete puede ser montado directamente al impulsor o a través de un acoplamiento rígido, flexible o fluido, o una transmisión por correa.

La Figura 5 muestra los diversos tipos de accionamiento de los ventiladores centrifugos, siendo así, fácilmente identificables por el número de arreglo, anchura y número de entradas (1).

1.3.3. Tipo de Entrada.

Hay tres tipos principales de entrada en ventiladores centrifugos: entrada sencilla y anchura sencilla; entrada doble y anchura sencilla; y, entrada doble y anchura doble (ver Figura 5).

En los ventiladores de entrada doble, el aire entra axialmente por ambos extremos de la flecha, obteniéndose un aprovechamiento de presión estática y eficiencia. Los ventiladores de doble entrada con anchura doble, no son

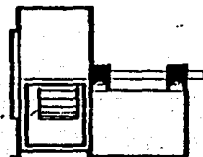
(1) Air Moving and Conditioning Association, Inc., Fans and Systems, ANCA Publication 201, Arlington Heights Illinois, 1973, p. 5.

AS: anchura sencilla.

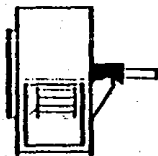
ES: entrada sencilla.

DA: doble anchura.

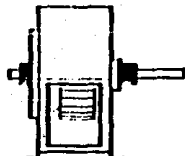
DE: doble entrada.



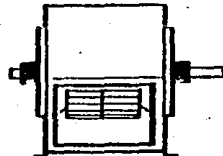
1. ASES Transmisión por correa a o conexión directa. Dos chumaceras sobre la base.



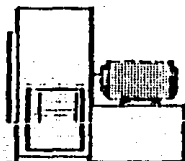
2. ASES Transm. - por correa o directa. Chumaceras soportadas por la carcasa.



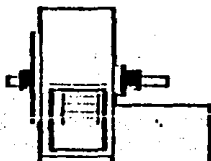
3. ASES Transm. - por correa o directa. Una chumacera de c/lado soport. por carcasa



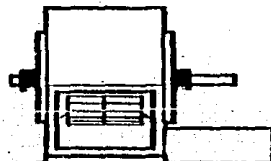
4. DADE Transm. por correa o directa. Una chumac. de c/lado soportadas por la carcasa.



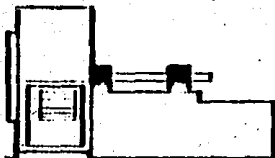
5. ASES Transm. - directa. Rodete - sobre la flecha - del motor.



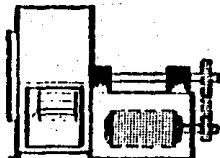
6. ASES Transm. - por correa o directa. Arr. 3 más base para motor.



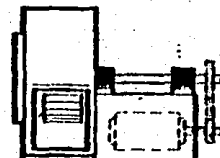
7. DADE Transm. por correa o directa. Arr. 3 más base para motor.



8. ASES Arr. 1 -- más base extendida para motor.



9. ASES Transm. - por correa. Motor fuera de la base.



10. ASES Transm. -- por correa. Motor - dentro de la base.

Figura 5. Tipos de accionamiento para ventiladores centrífugos.

más que la unión de dos ventiladores de entrada sencilla con anchura sencilla en una sola carcasa.

1.3.4. Tipo de Descarga.

En la demanda de instalaciones se pueden requerir diferentes direcciones de la abertura de descarga con respecto a la abertura de entrada. La Figura 6 muestra las diferentes direcciones de rotación y descarga de ventiladores centrífugos⁽¹⁾.

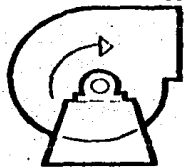
La dirección de rotación se determina por el lado de accionamiento del ventilador. En los ventiladores de entrada sencilla, el lado de accionamiento siempre se considera como el opuesto a dicha entrada. En ventiladores de doble entrada con accionamiento a ambos lados, el lado de accionamiento es el que acciona a la unidad con mayor potencia.

La dirección de descarga se determina de acuerdo con diagramas. El ángulo de descarga está con referencia al eje horizontal del ventilador, y se designa en grados arriba o abajo del eje de referencia.

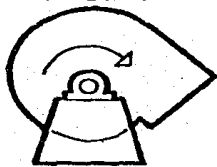
Para un ventilador suspendido en el techo, o montado -

(1) Air Moving and Conditioning Association, Inc., Troubleshooting, Publication 202, ANCA, Arlington Heights Illinois, 1972, p. 3.

AF: a favor de las manecillas del reloj.
 EC: en contra de las manecillas del reloj.



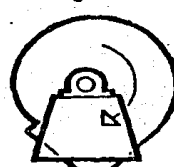
AF. Horizontal
 más alta



AF. Angular -
 más alta ha--
 cia abajo.



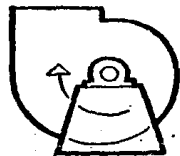
AF. Hacia a--
 bajo.



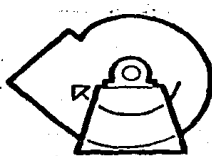
AF. Angular -
 más baja ha--
 cia abajo.



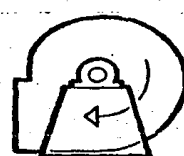
AF. Angular -
 más alta ha--
 cia arriba.



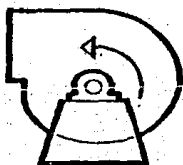
AF. Hacia a--
 rriba.



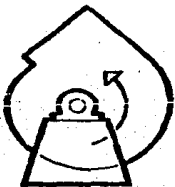
AF. Angular -
 más baja ha--
 cia arriba.



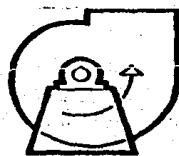
AF. Horizon--
 tal más baja.



EC. Horizon--
 más alta.



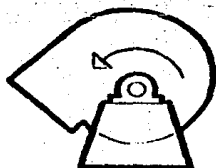
EC. Angular -
 más alta ha--
 cia arriba.



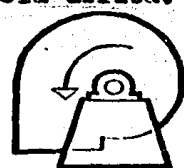
EC. Hacia a--
 rriba.



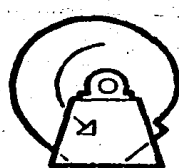
EC. Angular -
 más baja ha--
 cia arriba.



EC. Angular -
 más alta ha--
 cia abajo.



EC. Hacia a--
 bajo.



EC. Angular -
 más baja ha--
 cia abajo.



EC. Horizon--
 tal más baja.

Figura 6. Designación de rotación y descarga de ven-
 tiladores centrífugos.

en la pared, la dirección de rotación y descarga se determina cuando el ventilador está en el piso.

1.3.5. Clase de Construcción.

En la actualidad se han desarrollado normas sobre la construcción de ventiladores centrífugos basadas en la presión que estos desarrollan. Las cuatro clases de ventiladores son las siguientes:

Clase I: presión total máxima de 3.75 pulg. col. agua.

Clase II: presión total máxima de 6.75 pulg. col. agua.

Clase III: presión total máxima de 12.25 pulg. col. de agua.

Clase IV: presión total mayor de 12.25 pulg. col. agua.

Conociendo el flujo volumétrico y la presión estática, se puede determinar la clase de ventilador que se requiera.

CAPITULO II.

PRINCIPIOS DE OPERACION DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS.

CAPITULO II

PRINCIPIOS DE OPERACION DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

2.1. TERMINOS USUALES.

2.1.1. Densidad del Aire.

La densidad del aire es la masa por unidad de volumen y está en función de su temperatura y presión. En la actualidad se adopta una densidad para el aire de 0.07488 - lb/pies³. Esta corresponde a una presión barométrica de - 29.92 pulg Hg, una temperatura de bulbo seco de 68° F, y 50% de humedad relativa ⁽¹⁾.

2.1.2. Caudal.

El caudal es el volumen que fluye por unidad de tiempo. Cuando el flujo es a través de un ducto, el caudal Q se puede calcular por las dimensiones del ducto y la velo

(1) Baumeister, T., Fans, McGraw-Hill, New York, 1935, -- pp. 43-74.

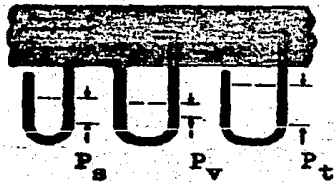
cidad del flujo, esto es, el área de la sección transversal, A , y la velocidad media del fluido, V :

$$Q=VA \quad (1)$$

2.1.3. Presión.

Un fluido en movimiento sobre cualquier ducto, produce tres presiones distintas: presión estática, presión dinámica y presión total (ver Figura 7).

Figura 7. Presiones en un ducto.



La presión estática es la que ejerce el fluido contra las paredes del ducto, mientras que la presión dinámica - es la que crea y mantiene la velocidad del fluido. La suma de estas dos presiones da como resultado la presión total:

$$P_t = P_s + P_v \quad (2)$$

La presión total de un ventilador es la diferencia entre la presión total a la salida del ventilador y la presión total a la entrada de éste.

2.1.4. Potencia.

La potencia de entrada del ventilador, H , es la potencia al freno que se requiere en la flecha para accionar la unidad. Esta potencia se puede calcular partiendo de mediciones por un dinamómetro, medidor de par o motor calibrado.

La potencia de salida, H_o , llamada también potencia -- del aire, es la energía que se le adiciona al flujo por u nidad de tiempo. Esta potencia es directamente proporcional al producto del caudal y la presión total del ventilador:

$$H_o = 0.0001575QP_t \quad (3)$$

donde Q está en pies³/min, y P_t en pulg col. agua.

2.1.5. Eficiencia.

La eficiencia total del ventilador, E_t , es la razón de la potencia de salida del ventilador a la potencia de entrada del mismo:

$$E_t = H_o/H \quad (4)$$

La eficiencia estática del ventilador, E_s , es el producto de la eficiencia total del ventilador por la razón

de la presión estática del ventilador a la presión total del mismo:

$$E_s = E_t P_s / P_t \quad (5)$$

2.1.6. Velocidad Específica.

El rendimiento real de un ventilador centrífugo se determina en gran parte por medios experimentales, por ello, se ha desarrollado un número característico llamado velocidad específica, N_s :

$$N_s = NQ^{1/3} / P_t^{3/4} \quad (6)$$

donde N es la velocidad rotacional del ventilador. En esta ecuación, los valores de N , Q y P_t , son para el punto de la mejor eficiencia.

2.2. LEYES DEL VENTILADOR⁽¹⁾.

Las leyes del ventilador relacionan las variables de funcionamiento para cualquier serie de ventiladores geomé

(1) American Society of Heating, Refrigerating and Air -- Conditioning Engineers, Inc., ASHRAE Handbook and Product Directory-1975 Equipment, ASHRAE, New York, pp. 3.4-3.5.

tricamente similares y en el mismo punto de operación sobre la curva de funcionamiento.

Las variables involucradas son: diámetro del rodete D , velocidad rotacional N , densidad del gas d , caudal Q , presión P (total o estática), y potencia H (de entrada o salida). El subíndice 1 denota que la variable es para el ventilador en consideración, y el subíndice 2 para el ventilador probado.

2.2.1. Ley No. 1.

La ley número 1 muestra el efecto del cambio de tamaño, velocidad o densidad, sobre el caudal, presión y potencia:

$$Q_1 = Q_2 (D_1/D_2)^3 (N_1/N_2) \quad (7)$$

$$P_1 = P_2 (D_1/D_2)^2 (N_1/N_2)^2 (d_1/d_2) \quad (8)$$

$$H_1 = H_2 (D_1/D_2)^5 (N_1/N_2)^3 (d_1/d_2) \quad (9)$$

2.2.2. Ley No. 2.

La ley número 2 muestra el efecto del cambio de tamaño, presión o densidad, sobre el caudal, velocidad y potencia:

$$Q_1 = Q_2 (D_1/D_2)^2 (P_1/P_2)^{\frac{1}{2}} (d_2/d_1)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

$$N_1 = N_2 (D_2/D_1) (P_1/P_2)^{\frac{1}{2}} (d_2/d_1)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$H_1 = H_2 (D_1/D_2)^2 (P_1/P_2)^{\frac{1}{2}} (d_2/d_1)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

2.2.3. Ley No. 3.

La ley número 3 muestra el efecto del cambio de tamaño, caudal o densidad, sobre la velocidad, presión y potencia:

$$N_1 = N_2 (D_2/D_1)^3 (Q_1/Q_2) \quad (13)$$

$$P_1 = P_2 (D_2/D_1)^4 (Q_1/Q_2)^2 (d_1/d_2) \quad (14)$$

$$H_1 = H_2 (D_2/D_1)^4 (Q_1/Q_2)^3 (d_1/d_2) \quad (15)$$

2.3. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO⁽¹⁾.

Generalmente las características de funcionamiento de un ventilador se describen por medio de gráficas, empleando el caudal como abscisa, y como ordenada alguna otra variable.

(1) Baumeister, T., Marks. Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw-Hill, México, 1985, pp. 14-50 a la 14-58.

Las curvas muestran la relación de presión, potencia y eficiencia para un rango de caudales deseado; esta relación se basa a una velocidad y densidad constantes.

2.3.1. Influencia de la Forma de Paleta.

Las características de cada ventilador centrífugo se determinan por la anchura, profundidad, curvatura e inclinación de las paletas; por la velocidad y diámetro del rodete; y, hasta cierto punto, por la carcasa⁽¹⁾.

A continuación se muestran las paletas del rodete más usuales en los ventiladores centrífugos y sus características correspondientes.

a. Paletas inclinadas hacia atrás (Figura 8). Sobre el rango de operación, la presión estática disminuye mientras el flujo del gas aumenta. Sin embargo, a caudales por debajo del rango de operación, el flujo de aire puede causar una región de inestabilidad, tal y como se muestra en la Figura 8. La potencia de este ventilador aumenta hasta un máximo en la presión pico y después disminuye, siendo una característica útil de no sobrecarga.

(1) Reason, J., "Fans. Special Report", Power, vol. 127, No. 9, sept.'83, pp. 3.1-S.24.

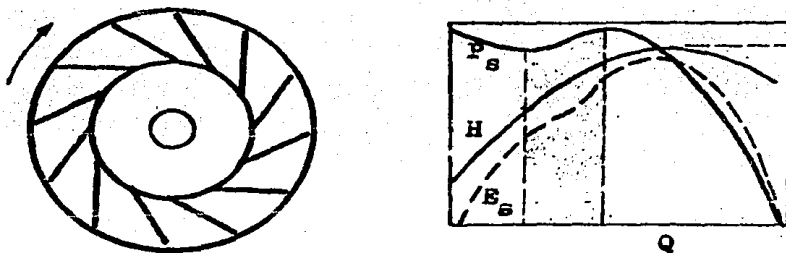


Figura 8. Paletas inclinadas hacia atrás.

b. Paletas curvadas hacia atrás (Figura 9). La curva característica es similar a la de paletas inclinadas hacia atrás, pero la región de inestabilidad es menos pronunciada, de manera que el ventilador puede ser operado sobre el rango completo de flujo, desde completamente abierto hasta cerrado.

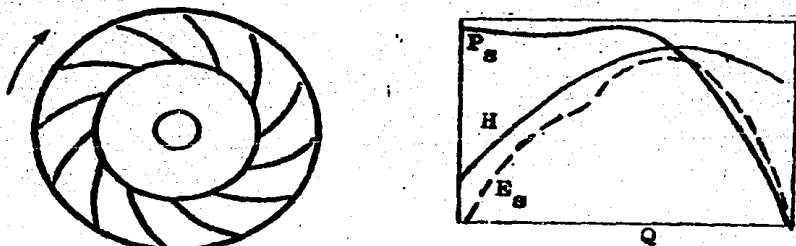


Figura 9. Paletas curvadas hacia atrás.

c. Paletas aerodinámicas huecas (Figura 10). Estas paletas actúan como una ala de avión y promueven flujo extremadamente uniforme y eficiencias de hasta el 90%. La operación es estable sobre el rango completo, el nivel de

ruido es bajo y el ventilador puede ser operado a alta velocidad.

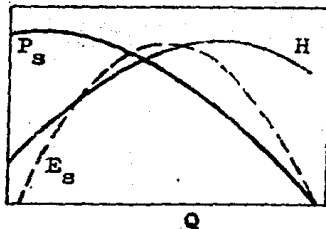
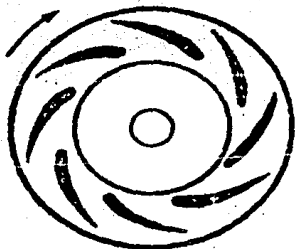


Figura 10. Paletas aerodinámicas huecas.

d. Paletas radiales (Figura 11). En este tipo de ventiladores la presión aumenta rápidamente hasta un punto máximo cerca del cierre, donde baja. La eficiencia estática máxima ocurre cerca de la presión máxima.

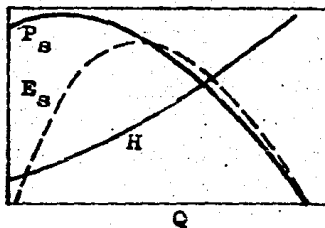
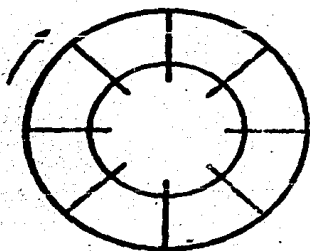


Figura 11. Paletas radiales.

e. Paletas con punta radial (Figura 12). Presentan un ángulo de ataque pequeño en el borde interior, permitiendo que el flujo de gas siga la forma de la paleta con una turbulencia mínima. El borde exterior es curvado a casi y

na dirección radial, dando al ventilador una velocidad específica baja. Su operación es estable en todo su rango y su eficiencia es alta.

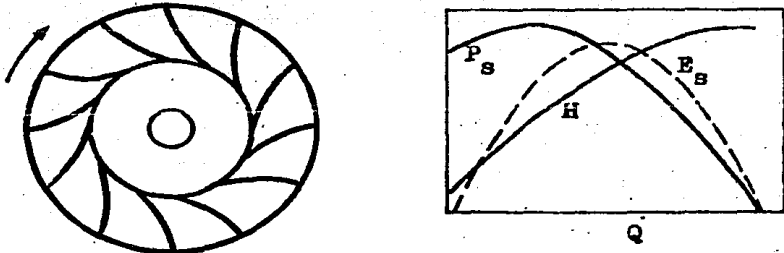


Figura 12. Paletas con punta radial.

f. Paletas curvadas hacia adelante (Figura 13). Estas paletas producen baja eficiencia, pero grandes volúmenes. La curva característica tiene una región inestable donde el ventilador no puede ser operado. La máxima eficiencia ocurre sobre la presión máxima, y la potencia aumenta rápidamente.

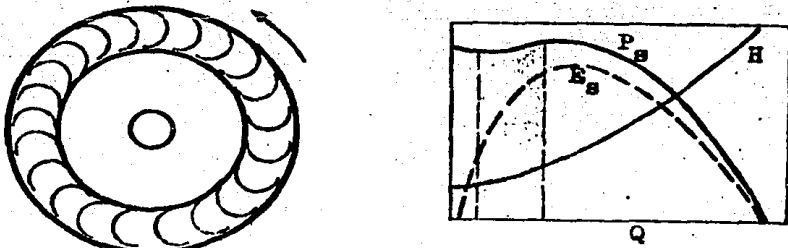


Figura 13. Paletas curvadas hacia adelante.

2.3.2. Influencia del Sistema⁽¹⁾.

Un sistema de aire puede consistir simplemente en un ventilador con ductería conectada a la entrada y/o descarga. Un sistema más complicado puede incluir un ventilador, ductería, reguladores de flujo, filtros, difusores, serpentines de enfriamiento y calefacción, amortiguadores de ruido y aletas reguladoras.

El ventilador es el componente del sistema que suministra energía a la corriente de aire para vencer la resistencia al flujo de otros componentes.

Las causas más comunes de funcionamiento deficiente de la combinación ventilador-sistema, son las conexiones inadecuadas a la salida y el flujo no uniforme a la entrada, las cuales alteran las características aerodinámicas del ventilador. Esto ocurrirá si las conexiones de entrada -- y/o salida no son adecuadamente diseñadas o instaladas.

En un sistema se puede utilizar más de un ventilador: en serie o en paralelo. En los ventiladores en serie, el flujo a través de todos ellos es el mismo y la caída de presión total del sistema se divide entre ellos. En los ventiladores en paralelo, el flujo total del sistema se -

(1) Air Moving and Conditioning Association, Inc., Fans and Systems, AMCA Publication 201, Arlington Heights Illinois, 1973, pp. 14-20.

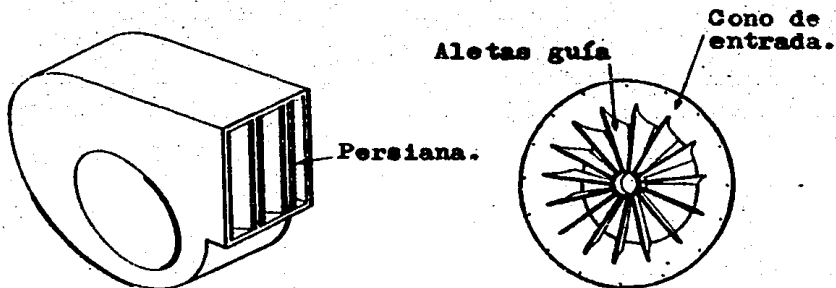
divide entre los ventiladores.

2.4. REGULACION DE FLUJO.

La regulación de flujo volumétrico entregado por un ventilador centrífugo se realiza principalmente por los siguientes métodos:

- a. Control de la velocidad del motor.
- b. Control del regulador de salida.
- c. Control del regulador de entrada.

El medio más eficiente para controlar la capacidad del ventilador es el uso de un motor de velocidad variable, pero es el método más caro. El uso de reguladores de salida a velocidad constante es el método menos caro, pero el menos eficiente (Figura 14a).



a. Regulador de salida. b. Regulador de entrada.

Figura 14. Reguladores de flujo.

En el tercer método se pueden usar aletas de entrada variable para ajustar la entrega eficiente del ventilador sobre un amplio rango (Figura 14b). Este método también controla el giro del aire a la entrada del ventilador, y en consecuencia controla la presión estática y potencia requerida a una velocidad determinada.

CAPITULO III.

DISEÑO HIDRAULICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

CAPITULO III

DISEÑO HIDRAULICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

En este capítulo se discute el diseño hidráulico de -- los ventiladores centrífugos, esto es, el diseño desde un punto de vista aerodinámico. Se pretende mostrar las consideraciones más importantes para un diseño posterior o -- simplemente, para poder apreciar las características de -- diseño en la aplicación y operación de los ventiladores -- centrífugos.

Después de que se ha elegido un tipo general de ventilador centrífugo, el siguiente paso es decidir sobre una velocidad rotacional de operación. Con esto, el diseño de un ventilador centrífugo ya se puede realizar, considerando las características y métodos que a continuación se -- dan (1).

3.1. DISEÑO DEL RODETE.

3.1.1. Transmisión de Energía.

(1) Jorgensen, R., Fan Engineering, Buffalo Forge Co., -- New York, 1962, pp. 10-1 a 10-17.

El rodete es el alma del ventilador, pues toda la energía que se transmite al fluido la realiza esa pieza. El trabajo que produce la fuerza centrífuga en la trayectoria desde la entrada a la paleta, hasta la salida de ésta, conduce al aumento de la energía del flujo⁽¹⁾. La Figura 15 muestra los vectores de velocidades a la entrada y salida de las paletas del rodete.

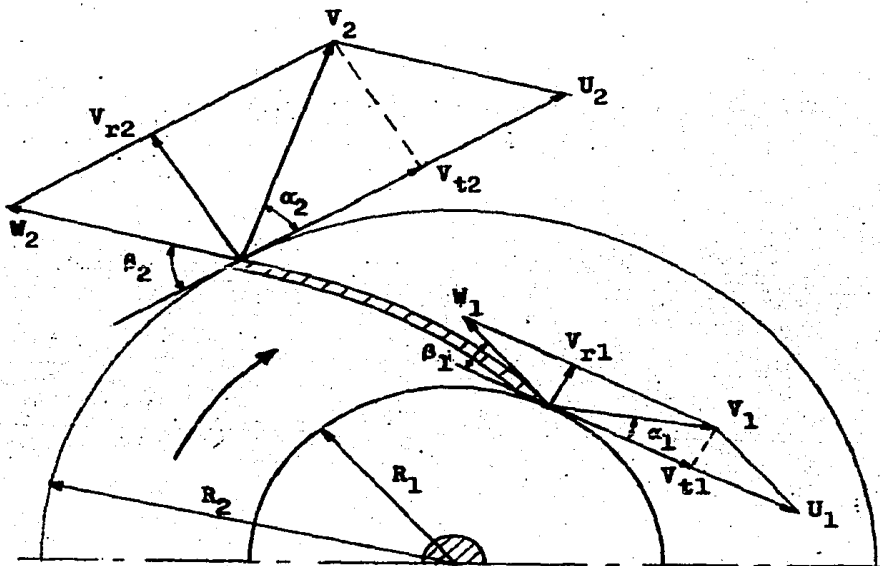


Figura 15. Vectores de velocidades.

(1) Cherkasski, V.M., Bombas, Ventiladores, Compresores, Mir, Moscú, 1936, pp. 34-55.

Al rotar el rodete, el aire se aproxima a la entrada de la paleta con un radio R_1 y una velocidad absoluta V_1 , y entra con una velocidad relativa W_1 a un ángulo β_1 . El aire pasa a lo largo de la paleta, saliendo con una velocidad relativa W_2 a un radio exterior del rodete, R_2 , y con un ángulo β_2 en el punto de salida. La velocidad absoluta V_2 , dependerá de W_2 y la velocidad periférica del rodete, $U_2 = \omega R_2$, donde ω es la velocidad angular del rodete.

Las componentes tangenciales de las velocidades absolutas V_1 y V_2 , son V_{t1} y V_{t2} , mientras que las componentes radiales son V_{r1} y V_{r2} , respectivamente.

La cantidad de movimiento, C_m , se define como el producto de la masa m de un cuerpo y su velocidad⁽¹⁾. Siendo m el cociente del peso W sobre la aceleración de la gravedad, g , la cantidad de movimiento a la entrada del rodete, C_{m1} , será:

$$C_{m1} = mW_1/g \quad (16)$$

y a la salida:

$$C_{m2} = mW_2/g \quad (17)$$

El cambio de la cantidad de movimiento del fluido al pasar a través del rodete, es la diferencia entre C_{m2} y C_{m1} :

(1) Osborne, W.C., Fans, Pergamon Press, Oxford, 1966, -- pp. 122-141.

$$\text{Cambio de } C_m = (WV_2 - WV_1) / g \quad (18)$$

Por las leyes de la física, el momento de la cantidad de movimiento es el producto de la componente de C_m perpendicular al radio, y la longitud de éste. Sabiendo que $V_{t1} = V_1 \cos \alpha_1$, y $V_{t2} = V_2 \cos \alpha_2$, entonces:

$$\text{Cambio del Momento de } C_m = (WR_2 V_{t2} - WR_1 V_{t1}) / g \quad (19)$$

Teniendo el rodete una velocidad angular ω , el trabajo efectuado sobre el fluido durante su paso a través del rodete, será:

$$\text{Trabajo} = (\omega WR_2 V_{t2} - \omega WR_1 V_{t1}) / g \quad (20)$$

Despejando R_2 y R_1 de $U_2 = \omega R_2$ y $U_1 = \omega R_1$, y sustituyendo en la Ec. (20), se obtendrá:

$$\text{Trabajo} = (WU_2 V_{t2} - WU_1 V_{t1}) / g \quad (21)$$

La altura H_t desarrollada por el rodete, puede definirse como la altura a la cual, el mismo peso de aire puede elevarse con la misma cantidad de trabajo, esto es:

$$WH_t = W(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) / g \quad (22)$$

Por lo tanto:

$$H_t = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) / g \quad (23)$$

Esta es la ecuación general para la altura teórica total impartida al fluido por el rodete; también se le llama Ecuación de Euler.

Quando no hay aletas gufa a la entrada del ventilador, o en el caso de un fluido ideal no viscoso, se puede suponer que la velocidad absoluta V_1 , tiene dirección puramente radial. Esta suposición implica que la componente tangencial V_{t1} , será cero. De esta forma, la Ec. (23) se reduce a:

$$H_t = U_2 V_{t2} / g \quad (24)$$

De los vectores de velocidades (ver Figura 15), se observa que $V_{t1} = U_1 - W_1 \cos \beta_1$, y $V_{t2} = U_2 - W_2 \cos \beta_2$. Sustituyendo en la Ecuación (23):

$$H_t = (U_2^2 - U_2 W_2 \cos \beta_2 - U_1^2 + U_1 \cos \beta_1) / g \quad (25)$$

Trigonométricamente: $V_1 = (U_1 - W_1 \cos \beta_1) + W_1 \text{sen} \beta_1$. Entonces: $V_1^2 = U_1^2 - 2U_1 W_1 \cos \beta_1 + W_1^2 \cos^2 \beta_1 + W_1^2 \text{sen}^2 \beta_1 = U_1^2 - 2U_1 W_1 \cos \beta_1 + W_1^2$.

Por lo tanto:

$$\cos \beta_1 = (-V_1^2 + U_1^2 + W_1^2) / (2U_1 W_1) \quad (26)$$

Análogamente:

$$\cos \beta_2 = (-V_2^2 + U_2^2 + W_2^2) / (2U_2 W_2) \quad (27)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (26) y (27) en la Ecuación (25):

$$H_t = (U_2^2 - U_2 W_2 (-V_2^2 + U_2^2 + W_2^2) / (2U_2 W_2) -$$

$$U_1^2 + U_1 W_1 (-V_1^2 + U_1^2 + W_1^2) / (2U_1 W_1)) / g$$

$$H_t = (U_2^2 - U_2^2/2 - W_2^2/2 + V_2^2/2 - U_1^2 + U_1^2/2 + W_1^2/2 - V_1^2/2) / g$$

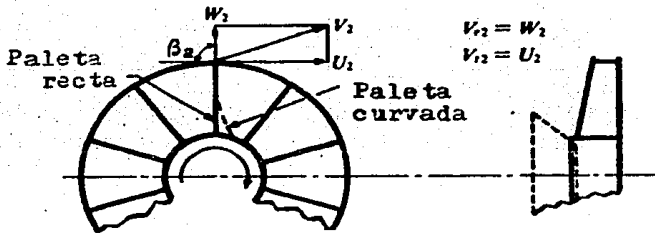
Así:

$$H_t = (U_2^2 - U_1^2)/(2g) + (V_2^2 - V_1^2)/(2g) + (W_1^2 - W_2^2)/(2g) \quad (23)$$

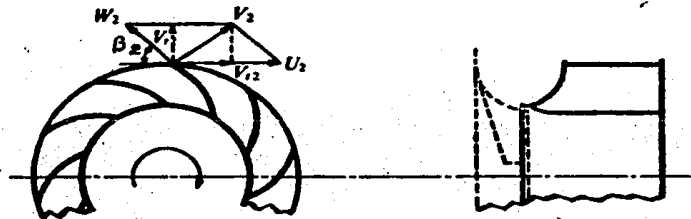
De esta forma, la ecuación general para la altura teórica desarrollada por el rodete, se compone de tres elementos: el primer término, $(U_2^2 - U_1^2)/(2g)$, representa el cambio de presión debido a la fuerza centrífuga en el rodete; el segundo término, $(V_2^2 - V_1^2)/(2g)$, representa el cambio de presión debido al cambio de la velocidad absoluta del fluido; y el tercer término, $(W_1^2 - W_2^2)/(2g)$, representa el cambio de presión debido al cambio de la velocidad relativa del fluido al pasar a través del rodete. Las Ecuaciones (23) y (28) son prácticas al analizar el efecto de los cambios de diseño, y en las diferentes condiciones de operación sobre una máquina ideal.

3.1.2. Curvatura de la Paleta.

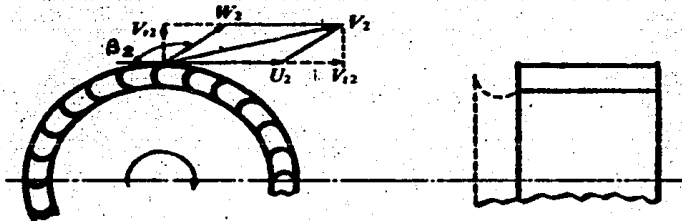
La curvatura de la paleta es el punto más importante que influye en las características del ventilador. En la Sección 2.3.1 se muestran las formas de paleta más usuales y sus características correspondientes. La Figura 16 muestra la curvatura de los tres tipos principales de paleta.



a. Salida radial.



b. Salida curvada hacia atrás.



c. Salida curvada hacia adelante.

Figura 16. Diseño de la paleta para salidas radial, hacia atrás y hacia adelante.

El ángulo de entrada, β_1 , es correcto sólo para un flujo, llamado flujo de diseño. A otros flujos, el fluido --

puede adquirir pre-rotación. Una derivación teórica muestra que el valor óptimo de β_1 es 35.26° ; si el aire es pre-rotado en la dirección del rodete, el valor óptimo de β_1 aumenta; y si la pre-rotación es en la dirección contraria, β_1 disminuye.

El ángulo de salida, β_2 , determina el tipo de paleta: si β_2 es menor de 90° , la paleta está curvada hacia atrás; para β_2 igual a 90° , la paleta es radial; y si β_2 es mayor de 90° , la paleta está curvada hacia adelante. La altura teórica para cada caso, se puede deducir de la siguiente forma:

a. β_2 menor de 90° . En este caso V_{t2} será menor que U_2 (Figura 16b). Si se tiene que $\cot\beta_2 = (U_2 - V_{t2})/V_{r2}$, entonces $V_{t2} = U_2 - V_{r2} \cot\beta_2$; sustituyendo en la Ecuación (24), se obtiene:

$$H_t = (U_2^2 - U_2 V_{r2} \cot\beta_2) / g \quad (29)$$

b. β_2 igual a 90° . V_{t2} será igual a U_2 (Figura 16a), por tanto:

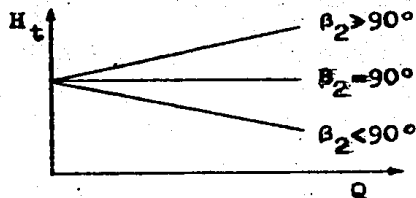
$$H_t = U_2^2 / g \quad (30)$$

c. β_2 mayor de 90° . V_{t2} será mayor que U_2 (Figura 16c). Sabiendo que $\cot(180^\circ - \beta_2) = (V_{t2} - U_2) / V_{r2}$, entonces $V_{t2} = U_2 + V_{r2} \cot(180^\circ - \beta_2)$; así:

$$H_t = (U_2^2 - U_2 V_{r2} \cot(180^\circ - \beta_2)) / g \quad (31)$$

Estas características teóricas son trazadas en la Figura 17, donde la velocidad rotacional es constante.

Figura 17. Características teóricas a distintos ángulos β_2 .



El flujo de aire a través de la trayectoria de la paleta, no es ideal, y el objeto del diseño de la curvatura de la paleta debe ser el de suministrar la mínima separación de flujo. Esto se logra mejor, probablemente, con paletas aerodinámicas curvadas hacia atrás y con un ángulo de ataque pequeño. Sin embargo, el diseño es hasta cierto punto empírico.

3.1.3. Número de Paletas.

El número correcto de paletas que debe contener el rodetes, es principalmente cuestión de la experiencia. Generalmente, el número correcto se expresa como el número -- más pequeño, al cual, se desarrollarán las características de altura y eficiencia deseadas.

Para cualquier diseño particular hay un rango para el número de paletas que dará un funcionamiento satisfacto--

ric. En la Figura 18 se muestran los datos sobre la variación del número de paletas en los rodetes de diseños comerciales (1).

Figura 18. Número de paletas en los ventiladores centrífugos.

TIPOS DE PALETA	NUMERO DE PALETAS
Radiales	6 a 8
Curvadas hacia atrás	14 a 24
Curvadas hacia adelante	32 a 66

En la práctica, el funcionamiento ideal de las paletas no se realiza, debido a que siempre se presentarán remolinos y espacios muertos en la trayectoria de flujo entre las paletas adyacentes. Cada paleta adicional disminuye el área de abertura de paso al rodete y ofrece, consecuentemente, un efecto de estrangulamiento; esto da como resultado una reducción de flujo. También, multiplicando excesivamente el número de paletas, habrá un área de fricción superficial mucho más grande y un aumento de las zonas de torbellino.

Los experimentos han demostrado que el número óptimo será el número de paletas, con el cual, la distancia media entre ellas es aproximadamente igual a la mitad de su longitud. A esta condición responde la fórmula empírica -

(1) Baumsteter, T., Fans, McGraw-Hill, New York, 1935, -- pp. 117-121.

de Pfeleiderer:

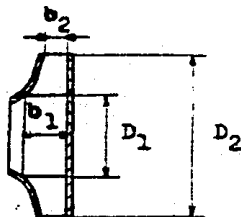
$$z = 6.5(m+1) \operatorname{sen} \beta_2 / (m-1) \quad (32)$$

donde z es el número de paletas, y m es la relación de -- diámetros, esto es:

$$m = D_2 / D_1 \quad (33)$$

D_1 es el diámetro de entrada del rodete, y D_2 el diámetro de salida (ver Figura 19).

Figura 19. Dimensiones principales del rodete.



El efecto de la relación de diámetros sobre la eficiencia, es relativamente pequeño. Generalmente, la relación de diámetros no sale de los límites $1.25 < m < 3.3$. Las mejores máquinas se caracterizan por la relación $m = (1.4$ a --- $1.6)$.

3.1.4. Anchura de la Paleta.

La anchura de la paleta varía considerablemente con -- los diferentes tipos de ventiladores centrifugos. En los

rodetes con paletas radiales o paletas curvadas hacia atrás, se usan a menudo secciones de paleta en forma decreciente, es decir, la anchura de entrada, b_1 , es mayor que la anchura de salida, b_2 (ver Figura 19). El propósito de la sección decreciente es mantener un área de abertura -- constante en el rodetete, para evitar los torbellinos y el efecto de estrangulación.

Si las paletas tienen la curvatura de una voluta de un círculo, la distancia perpendicular entre las paletas adyacentes permanecerá constante a lo largo de la profundidad radial. Por consiguiente, con una anchura de paleta dada, el área de abertura disponible permanecerá constante, y b_1 será igual a b_2 .

El área de entrada al ojo del rodetete está dada por $A_1 = \pi D_1^2 / 4$. Si el área de abertura entre todas las paletas es A_1 , se tendrá que $\pi D_1 b_1 = \pi D_1^2 / 4$. De ahí que:

$$b_1 = D_1 / 4 \quad (34)$$

Esta ecuación significa que, idealmente, la anchura de la paleta debe ser $\frac{1}{4}$ del diámetro de entrada. En la práctica siempre se excede esta longitud, aún más del doble del valor ideal, pero no debe ser demasiado grande, pues la entrada se convertirá en un dispositivo de estrangulamiento con la consecuente pérdida de altura y eficiencia.

Los mejores resultados se obtienen si se toma una an--

chura algo mayor que la ideal, recomendándose:

$$b_1 = (1 \text{ a } 1.5)D_1/4 \quad (35)$$

La anchura de la paleta a la salida, b_2 , generalmente se determina de la condición de igualdad de las proyecciones radiales de las velocidades, antes y después del rodete. Siendo igual el área tanto de entrada como de salida, se tiene que $\pi D_1 b_1 = \pi D_2 b_2$. Aplicando la Ecuación (33), se obtendrá:

$$b_2 = b_1/m \quad (36)$$

Con el fin de simplificar la fabricación del rodete, $b_2 = b_1$, no obstante, se debe tener en cuenta que en este caso, la eficiencia del ventilador disminuye aproximadamente de 2 a 3%.

3.2. DISEÑO DE LA CARGASA.

La carcasa de un ventilador centrífugo cumple con dos funciones: primera, colecta el aire descargado por el rodete y lo entrega a una o más salidas según se necesite; segunda, convierte la presión dinámica desarrollada por el rodete a presión estática.

Las carcasas son por lo regular en forma de espiral -- con costados rectos y paralelos. Esta espiral es una volu

ta descrita por el extremo de una cuerda b-c (ver Figura 20), la cual se tensa y desenrolla de un círculo de radio a , llamado círculo generatriz.

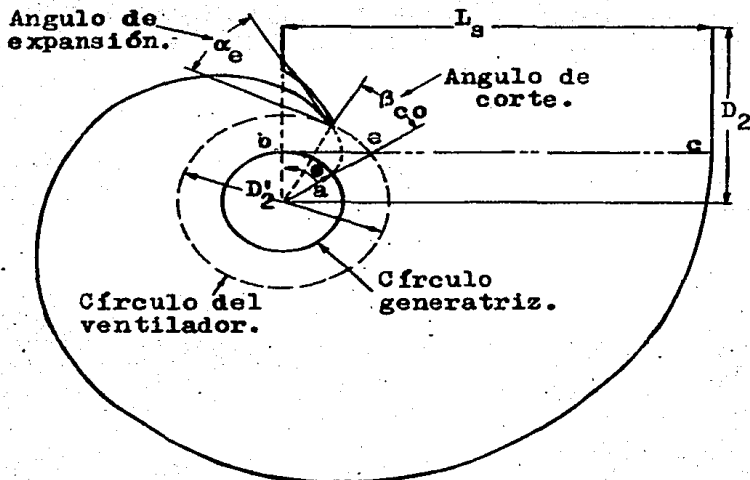


Figura 20. Diseño de la carcasa.

Las ecuaciones de la voluta son:

$$x = a(\cos\theta + \theta \operatorname{sen}\theta) \quad (37)$$

$$y = a(\operatorname{sen}\theta - \theta \cos\theta) \quad (38)$$

donde θ es el ángulo que se genera desde la intersección de la voluta y el círculo generatriz, en radianes. Estas ecuaciones permiten calcular punto por punto la voluta -- cuando se conoce el radio del círculo generatriz.

El tamaño y forma de la carcasa depende de: el radio -- del círculo generatriz, a ; el diámetro del rodete más el

claro (círculo del ventilador), D_2' ; la abertura de la carcasa, L_g ; el ángulo de expansión, α_e ; y el ángulo de corte, β_{CO} . Las relaciones entre estos parámetros son:

$$a = (D_2'/2) \operatorname{sen} \alpha_e \quad (39)$$

$$L_g = a(2\pi - \beta_{CO} + \cot \alpha_e) \quad (40)$$

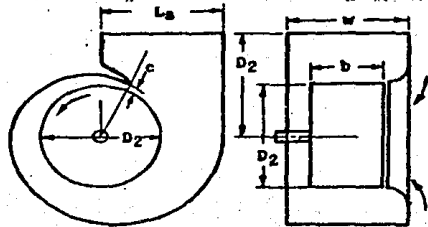
El ángulo de corte se mide desde $\theta=0$, hasta una línea radial trazada a través de la intersección de la voluta y el círculo del ventilador. Una línea dibujada a través de la intersección e del círculo del ventilador y $\theta=0$, y la tangente al círculo generatriz, b, intersecta al punto de terminación, c, de la voluta; esta línea determina la abertura de salida, L_g .

Para un mejor funcionamiento, la parte recta de la voluta debe extenderse una longitud por lo menos igual al diámetro del rodete, D_2 . Sin embargo, la experiencia ha demostrado que esta extensión se puede reducir sin pérdidas serias en el funcionamiento.

El corte es el punto al cual la carcasa está más cerca de la periferia del rodete. Idealmente, el corte debe localizarse en el diámetro del rodete, pero, siempre habrá un claro sobre el punto de corte y la periferia del rodete. La cantidad de claro es de alrededor del 20% del diámetro del rodete, pero se pueden usar valores de hasta el 5%.

Generalmente, la anchura de la carcasa, w , es mucho -- más grande que la anchura del rodete, b (ver Figura 21). La anchura w debe ser aproximadamente 1.6 veces b , excepto para paletas inclinadas hacia atrás, que llega a ser -- hasta 2.2 veces b .

Figura 21. Anchura de la carcasa.



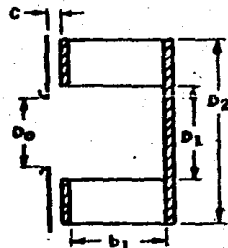
3.3. ENTRADA Y SALIDA DEL VENTILADOR.

El buen funcionamiento de un ventilador, depende en -- gran parte del diseño de la entrada y salida. El flujo de aire debe ser suave, sin turbulencias y, hasta donde sea posible, debe ser constante y debe llenar los pasajes entre las paletas del rodete en forma uniforme.

Un diseño adecuado de la entrada, no solo lleva a buenas características de funcionamiento, sino también a un mínimo nivel de ruido. Con esto se minimiza la resistencia al flujo y se mejoran las líneas de flujo, de tal manera que no ocurran remolinos ni choques a la entrada.

El diseño del diámetro del orificio de entrada, D_o , depende de la relación D_o/D_2 , y de la anchura de la paleta, b_1 (ver Figura 22). Es muy conveniente que $\pi D_o^2/4$ sea mayor que $\pi D_1 b_1$. Si $D_o = D_1$, entonces $D_1 > 4b_1$.

Figura 22. Entrada del ventilador.



El claro C entre el orificio de entrada y el anillo -- del rodete, debe ser tan pequeño como los métodos de fabricación lo permitan, puesto que este claro provoca fugas del aire de descarga detrás de la entrada, y en consecuencia, pérdida en la eficiencia volumétrica. En la práctica, es factible que el claro sea de un 5% del diámetro del ventilador.

En la Figura 23 se recomiendan algunas relaciones útiles para el diseño de la entrada del ventilador⁽¹⁾.

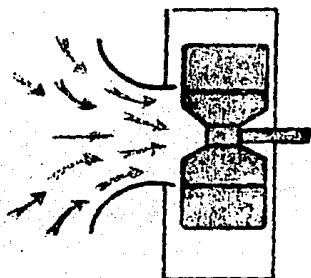
El flujo aerodinámico a la entrada del ventilador, se logra con un cono o campana de entrada. La Figura 24 mues

(1) General Electric Co., Fluid Flow Data Book, General Electric, New York, 1983, Sección 409.2, p. 12.

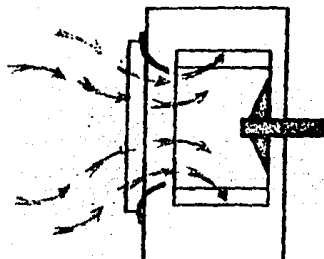
Figura 23. Relaciones para el diseño de la entrada del ventilador.

TIPO DE PALETA	Curvada hacia atrás	Radial	Curvada hacia adelante.
RELACION			
D_o/D_2	0.6-0.75 p/ventiladores con grandes caudal. 0.2-0.5 p/ventiladores a pres.	0.7-0.8 p/vents. de tiro mec. 0.2-0.5 p/sopladores a presión.	0.8-0.95
b_1/D_o (recomendada)	0.4	—	—
b_1/D_o (Límite sup.)	0.55 p/vents c/grandes caudal.	0.55	0.65

tra las diferentes formas de conos para los tres tipos -- principales de ventiladores centrífugos. Los ventiladores con paletas radiales tienen una entrada cilíndrica corta que dirige axialmente el aire hacia la entrada de las paletas (Figura 24a). Los ventiladores con paletas curvadas hacia adelante, debido a la gran anchura y poca profundidad de la paleta, tienen un cono de entrada amplio para que las paletas se llenen completamente de aire (Figura - 24b). Los ventiladores con paletas curvadas hacia atrás - tienen un cono de tamaño mediano con una curva suave; en este caso la recirculación de flujo a través del claro ayuda a distribuir uniformemente el flujo a través de las paletas (Figura 24c).

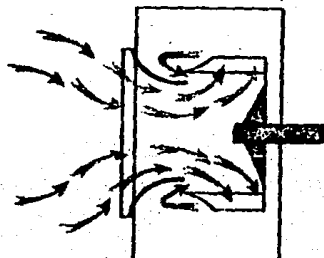


a. Paletas radiales.



b. Paletas curvadas hacia adelante.

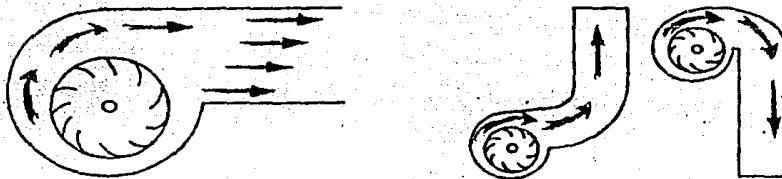
Figura 24. Tipos de entrada.



c. Paletas curvadas hacia atrás.

La descarga de aire de un ventilador centrífugo tiene un perfil de velocidad no-uniforme causado por las fuerzas centrífugas que tienden a mover el aire al exterior de la carcasa (ver Figura 25a). La presión dinámica se convertirá a presión estática hasta que el flujo se nivele; por eso, debe haber un tramo recto de tres a seis veces el diámetro del ducto. Sin este ducto de salida, habrá una pérdida de presión estática.

Los codos en el ducto de salida cerca del ventilador,



a. Perfil de velocidad.

b. Codos de salida.

Figura 25. Salida de un ventilador centrífugo.

crean una pérdida de presión estática. Si es inevitable - la instalación de codos, estos deben estar en la direc- - ción de la rotación del rodete para minimizar las turbu- - lencias que se crean en el flujo (Figura 25b).

3.4. VARIANTES DE DISEÑO HIDRAULICO.

3.4.1. Diseños Especiales.

Hay varios diseños especiales de ventiladores centrífugos, entre ellos el de tipo tubular, el cual tiene un rodete que se encuentra dentro de una carcasa cilíndrica. - El aire abandona al rodete radialmente, gira a un ángulo recto y descarga axialmente fuera del ventilador. La Figura 26 muestra este tipo de ventilador con su terminología común.

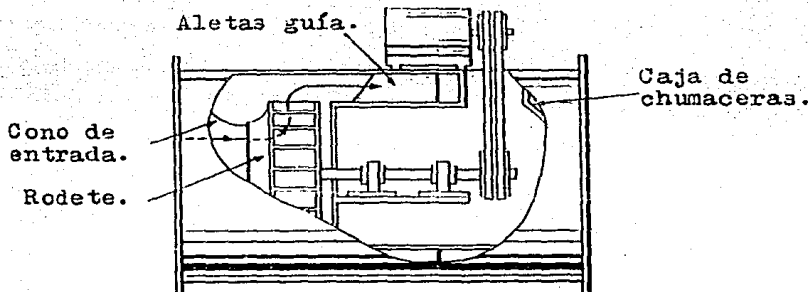


Figura 26. Ventilador centrífugo tubular.

En los ventiladores de flujo cruzado, el aire entra tangencialmente a la salida de las paletas, pasa a través de ellas y posteriormente abandona el rodete en forma radial.

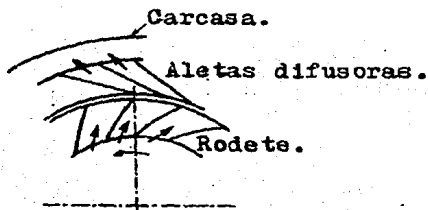
Los ventiladores de techo se usan ampliamente en la ventilación por extracción. Se puede decir que no cuentan con carcasa, sólo con una cubierta que los protege de las inclemencias del tiempo.

Por lo regular las carcasas tienen una sola salida, sin embargo, cuando se necesita suministrar aire a más de un ducto, se usan carcasas con salida múltiple. Se ha encontrado que este tipo de carcasas mejoran la eficiencia, usándose algunas veces con este fin.

3.4.2. Difusores.

En algunas carcassas se incluyen aletas difusoras alrededor del rodete tal y como se muestra en la Figura 27. - El aire descargado por el rodete se expande mientras fluye a través de las aletas difusoras, convirtiendo así, la energía cinética a energía potencial. Para que ésta conversión sea eficiente, las aletas deben tener idealmente la forma de una espiral logarítmica, pero, por lo general se usan rectas debido a su fácil fabricación.

Figura 27. Ventilador con aletas difusoras.



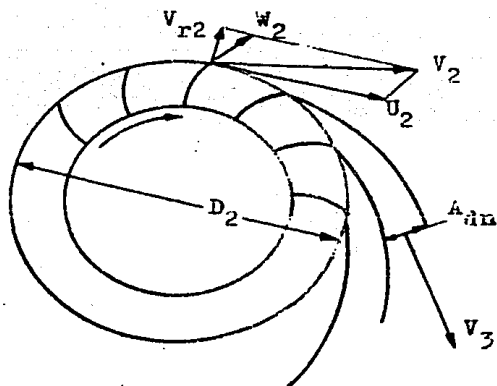
Cuando se desea recuperar presión dinámica, más que dirigir el aire que deja las paletas en una sola dirección, se puede usar un difusor de aletas múltiples como el que se muestra en la Figura 28.

Siendo A_d el área transversal perpendicular a la dirección del flujo relativo entre las aletas del difusor y la salida del mismo, se tendrá que:

$$A_d = A_2 C_f U_2 / V_3 \quad (41)$$

donde A_2 es el área de salida del rodete, $\pi D_2 b_2$; U_2 es la componente tangencial de la velocidad del aire a la sali-

Figura 28. Difusor de aletas múltiples.



da del rodete; V_3 es la velocidad total del aire a la salida del difusor, perpendicular a A_d ; y C_f , es el coeficiente de flujo igual a:

$$C_f = Q / (U_2' A_2) \quad (42)$$

donde U_2' es la velocidad de la paleta en cualquier punto.

El área de descarga entre cada par de aletas, A_{dn} , será la división de A_d entre el número de paletas del difusor, n :

$$A_{dn} = A_d / n \quad (43)$$

En muchos casos la componente radial de la velocidad del aire a la salida del rodete, V_{r2} , es muy pequeña comparada con U_2 , de tal manera que V_2 y U_2 son casi iguales. En estos casos, una relación de velocidad $V_3/V_2 = 0.7$, es una elección típica para que $V_3 = 0.7V_2 = 0.7U_2$ se pueda -

sustituir en la Ecuación (41):

$$A_d = 1.43 C_f A_2 \quad (44)$$

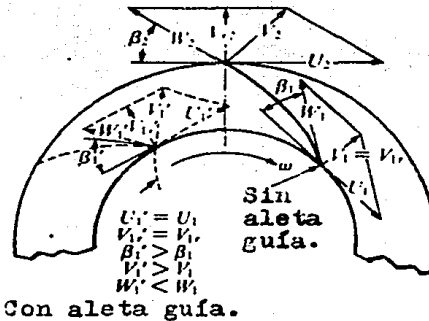
La forma de la aleta del difusor es una curva de una - voluta alrededor del centro del ventilador. El ángulo de la aleta debe ser paralelo a V_2 ; esto depende del flujo o coeficiente de flujo esperado, el cual se ve afectado por la resistencia al flujo de los sistemas sobre los cuales opera el ventilador.

3.4.3. Aletas Gufa de Entrada.

Las aletas gufa se usan para dar al aire una rotación positiva o negativa, a la entrada del rodete. Las aletas inclinadas en la dirección de rotación, producen giro positivo, el cual reduce la altura teórica y potencia; las aletas hacia atrás (en contra de la rotación), producen - giro negativo con el efecto opuesto. Esto se puede demostrar sustituyendo los valores, positivos o negativos, en las Ecuaciones (23) y (28).

Para cualquier giro, positivo o negativo, la entrada - de las paletas del rodete deben estar curvadas hacia adelante, con el fin de encontrar el flujo directamente, y a sí, minimizar las pérdidas a la entrada. La Figura 29 ---

Figura 29. Diagrama de vectores para ventiladores con y sin aletas guía de entrada.



muestra el efecto de las aletas guía sobre la forma de la paleta.

Las aletas pueden ser fijas o variables. En un ventilador diseñado para aletas guía fijas, se pueden sustituir por aletas variables con la misma curvatura efectiva, sin que haya un cambio significativo en la eficiencia pico.

3.5. PRUEBAS HIDRAULICAS.

Las pruebas hidráulicas se realizan para determinar el funcionamiento del ventilador en términos de flujo, presión, potencia, densidad del aire, velocidad rotacional y eficiencia, para propósitos de clasificación y garantía (1).

(1) AMCA y ASHRAE, Laboratory Methods of Testing Fans for Rating, AMCA 210-74 y ASHRAE Standard 51-75, New York, 1975, pp. 5-17.

La presión total o estática en un punto, puede medirse por medio de un tubo de Pitot conectado a un manómetro u otro indicador. Si ambas señales de presión son transmitidas al mismo indicador, la diferencia deberá considerarse como la presión dinámica en el punto de aberturas de impacto. La Figura 30 muestra las proporciones del tubo de Pitot, y el esquema de conexiones para determinar las presiones.

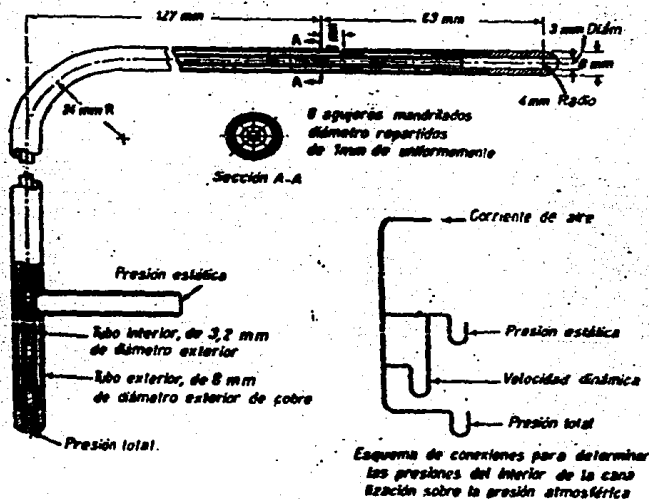


Figura 30. Tubo de Pitot.

La velocidad del fluido en el interior de un ducto nunca es uniforme, por tanto, es preciso realizar una serie de mediciones para calcular la presión dinámica promedio. La Figura 31 indica las posiciones que debe tener el tubo

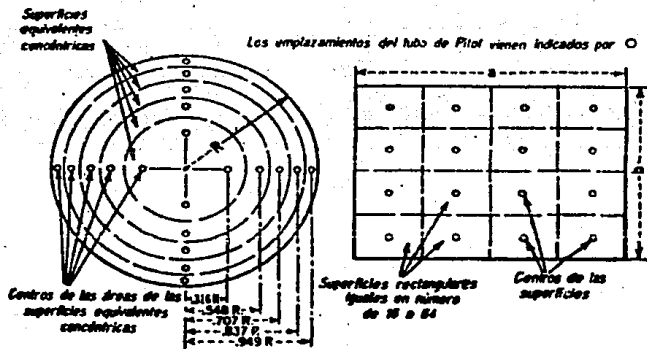


Figura 31. Mediciones de presión.

de Pitot en la sección transversal de un ducto circular y uno rectangular.

La presión dinámica promedio, P_v , será la media aritmética de las raíces cuadradas de las n presiones dinámicas obtenidas, es decir:

$$P_v = ((P_{v1}^{\frac{1}{2}} + P_{v2}^{\frac{1}{2}} + \dots + P_{vn}^{\frac{1}{2}}) / n)^{\frac{1}{2}} \quad (45)$$

Puesto que la presión dinámica mide la energía de movimiento, la velocidad que adquiriría el fluido al caer libremente desde una altura H , sería:

$$V = (2gH)^{\frac{1}{2}} \quad (46)$$

donde g es la aceleración de la gravedad (32.16 pies/seg²). La conversión de pulg. col. agua de la presión dinámica, P_v , a pies de altura del fluido manejado, H , será

$$H = P_v d_w / (12d) \quad (47)$$

donde d_w es la densidad del agua (62.43 lb/pies³), y d es la densidad del gas. Sustituyendo la Ecuación (47) en la (46), y realizando la conversión de segundos a minutos, - para que V quede en pies/min, se obtendrá:

$$V=1096(P_v/d)^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

Así, el caudal Q se podrá calcular fácilmente sustituyendo V en la Ecuación (1).

El ventilador debe probarse con un ducto de descarga - que tenga un área transversal igual a la descarga del ventilador. Este ducto debe ser recto, de área transversal uniforme, y no menor de diez diámetros de longitud. Las -- lecturas del tubo de Pitot deben tomarse a tres cuartos - de la longitud del ducto de prueba.

La potencia de entrada, H , se puede determinar por medio de un dinamómetro. Aquella será determinada por la -- fuerza que indique la escala, F , la longitud del brazo de palanca, L , y la velocidad rotacional, N :

$$H=2\pi FLN/33000 \quad (49)$$

donde F está dada en lb_f, L en pies, y N en rev/min. La - velocidad rotacional se puede medir con un estroboscopio y cronómetro, un tacómetro instantáneo de precisión, o un cronómetro contador electrónico.

Quando se usa un motor eléctrico calibrado, la poten-- cia de entrada se puede calcular por medio de:

$$H = WE_m / 745.7 \quad (50)$$

donde W es la entrada de potencia al motor, en watts, y -
 E_m es la eficiencia del motor.

CAPITULO IV.

DISEÑO MECANICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

CAPITULO IV

DISEÑO MECANICO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

Un ventilador centrífugo no solo se diseña desde un -- punto de vista aerodinámico, sino también mecánico. En este capítulo se muestran las características de diseño mecánico que deben tener este tipo de ventiladores, las cuales puedan ser apreciadas cuando se apliquen y operen dichas unidades.

El propósito del diseño estructural es construir una u nidad que realice segura, efectiva y económicamente su -- funcionamiento. Para ello, deben determinarse los esfuerzos involucrados para poder determinar el tamaño correcto, forma y peso de las partes del ventilador.

4.1. ANALISIS DE FUERZAS.

4.1.1. Esfuerzo y Deformación.

Cualquier fuerza o carga aplicada sobre un cuerpo, pro duce un esfuerzo, y en consecuencia, una deformación. -- El esfuerzo σ representa la fuerza de reacción en cual---

quier punto del cuerpo, y se calcula como la fuerza F que actúa en un plano por unidad de área, A :

$$\sigma = F/A \quad (51)$$

La deformación e , es el cambio en la forma o las dimensiones de un cuerpo que se producen por un esfuerzo⁽¹⁾. - Siendo L_0 la longitud original del cuerpo, y L la longitud final del mismo, se tendrá que:

$$e = (L - L_0) / L_0 \quad (52)$$

Existen tres tipos principales de esfuerzos (tensión, compresión y esfuerzo cortante), y en consecuencia habrá tres módulos de elasticidad:

a. El módulo de elasticidad a la tensión, E , es:

$$E = \sigma / e \quad (53)$$

b. El módulo de elasticidad a la compresión, K , será:

$$K = \sigma V_0 / (V_0 - V) \quad (54)$$

donde V_0 es el volumen original del cuerpo, y V es el volumen final del mismo.

c. El módulo de elasticidad al corte, G , será:

$$G = \tau / \gamma \quad (55)$$

en el cual τ es el esfuerzo cortante, y γ es la deforma--

(1) Jastrzebski, Z.D., Naturaleza y Propiedades de los Materiales para Ingeniería, Interamericana, México, --- 1979, pp. 196-205.

ción por esfuerzo cortante, en radianes.

Otra constante elástica importante es la proporción de Poisson, μ , siendo la razón de la deformación lateral (contracción) a la deformación longitudinal (alargamiento), cuando el elemento es sometido a un esfuerzo de tensión longitudinal:

$$\mu = \text{Deform. Lateral} / \text{Deform. Longitudinal} \quad (56)$$

La proporción entre esfuerzo y deformación es una constante característica de cada material. En la Tabla 1 se dan los módulos de elasticidad para algunos materiales.

Tabla 1. Módulos de elasticidad para materiales.

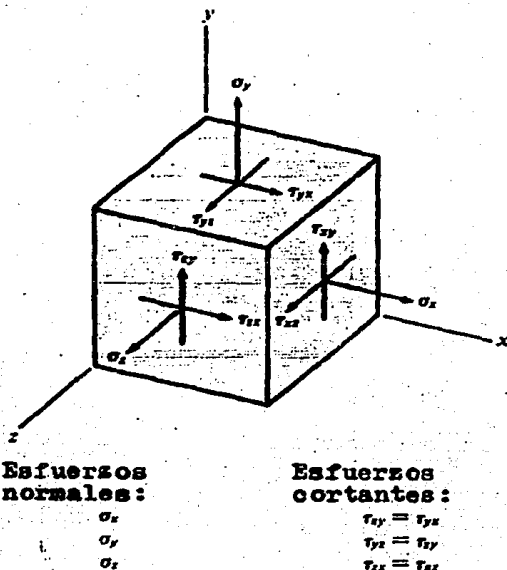
Material	E		G 10 ⁶		Propor- ción de Poisson, μ
	(GN/m ²)	10 ⁶ psi	(GN/m ²)	psi	
Hierro colado	(110.3)	16.0	(61.0)	7.4	0.17
Acero (dulce)	(206.8)	30.0	(81.4)	11.8	0.26
Aluminio	(68.9)	10.0	(24.8)	3.6	0.33
Cobre	(110.3)	16.0	(44.1)	6.4	0.36
Latón 70/30	(100.0)	14.5	(36.5)	5.3	
Níquel (estirado en frío)	(213.7)	31.0	(79.3)	11.5	0.30
Titanio	(105.8)	15.5			
Circonio	(93.8)	13.6	(35.8)	5.20	
Piombo	(17.9)	2.6	(6.2)	0.9	0.40
Granito	(46.2)	6.7	(19.3)	2.8	0.20
Vidrio (mezcla de cal sodada)	(68.9)	10.0	(22.1)	3.2	0.23
Alúmina sinterizada	(324.1)	47.0			0.16
Concreto	(10.3-37.9)	1.5-5.5			0.15 ^b
Madera de roble (corte longitudinal)	(12.5)	1.81	(0.6)	0.09	
Madera de roble (corte tangencial)	(0.7)	0.10			
Nión	(2.8)	0.4			0.4
Resina fenólica	(5.2-8.9)	0.75-1.0			
Caucho duro	(2.8)	0.40			0.43
P. V. C. (cloruro de polivinilo rígido)	(3.5)	0.5			0.4
Plástico en láminas gruesas	(20.7)	3.0			

^a Los valores entre paréntesis están en unidades básicas internacionales: 1 psi = 6.895 × 10³ N/m² (Pa); GN = 10⁹ newtones (N); (para más detalles ver las tablas de conversión).

^b Valor medio; μ varía de 0.11 a 0.21, dependiendo de la resistencia del concreto.

Un esfuerzo que se produce en tres dimensiones, se puede descomponer en nueve componentes, tal y como se muestra en la Figura 32a.

Figura 32a. Distribución de esfuerzos en tres dimensiones.



En dos dimensiones, como se ilustra en la Figura 32b, los esfuerzos tienen solo cuatro componentes, dos de las cuales son iguales (1).

Los esfuerzos principales son: esfuerzo normal máximo, $\sigma_{\text{máx}}$, y esfuerzo normal mínimo, $\sigma_{\text{mín}}$, los cuales se pue--

(1) Jorgensen, R., Fan Engineering, Buffalo Forge Co., -- New York, 1982, pp. 17-1 a 17-36.

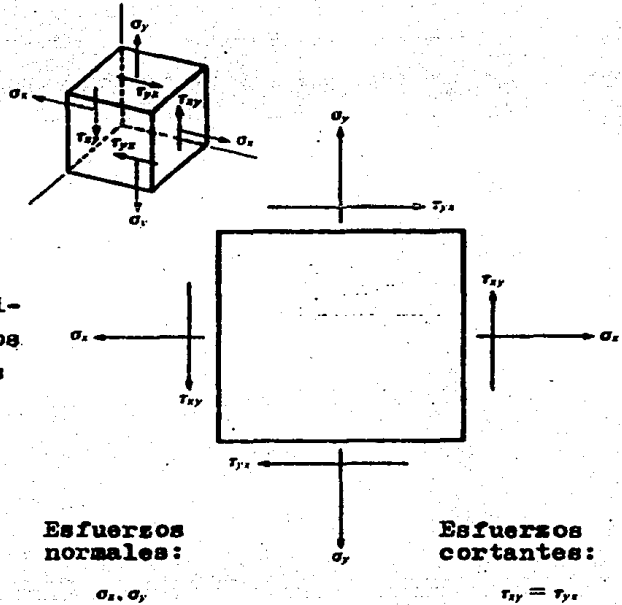


Figura 32b. Distribución de esfuerzos en dos dimensiones

den calcular de:

$$\sigma_{\max}, \sigma_{\min} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 \pm \left(\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (57)$$

El esfuerzo cortante máximo, τ_{\max} , es:

$$\tau_{\max} = \left(\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (58)$$

4.1.2. Flexión y Torsión.

Puesto que las líneas de acción de las fuerzas sobre u na viga (o una flecha) son raramente colineales con los -

soportes (o chumaceras), resultarán momentos flexionantes sobre la viga. Por resistencia de materiales, el esfuerzo de flexión, σ , será:

$$\sigma = Mc/I = M/Z \quad (59)$$

donde M es el momento de flexión en cualquier punto de la viga, c es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra cuya tensión se calcula, e I es el momento de inercia. La relación $Z = I/c$ se llama módulo de sección. La Tabla 2 da las propiedades de algunas secciones transversales (1).

Siendo y , la deflexión de una viga recta, entonces, para pequeñas deflexiones elásticas (las pendientes o inclinaciones correspondientes son pequeñas, $\tan\theta \approx \theta$), la pendiente θ , el momento de flexión M , la fuerza cortante V , y la carga L , serán:

$$\theta = dy/dx \quad (60)$$

$$M = EI d\theta/dx = EI d^2y/dx^2 \quad (61)$$

$$V = dM/dx = EI d^3y/dx^3 \quad (62)$$

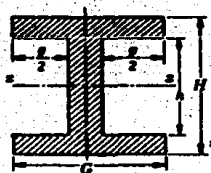
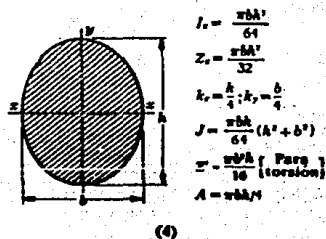
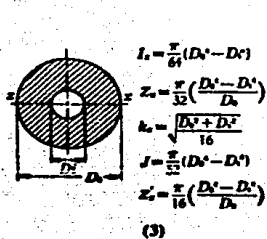
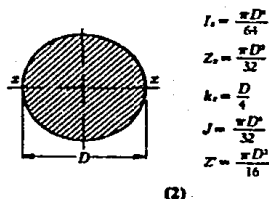
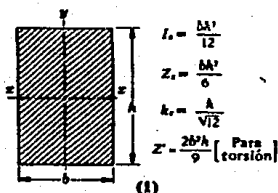
$$L = dV/dx = d^2M/dx^2 = EI d^4y/dx^4 \quad (63)$$

Así, se podrá expresar θ , M , V y L en función de x ; -- por integraciones sucesivas se podrá obtener la deflexión

(1) Failes, V.M., Diseño de Elementos de Máquinas, Montaner y Simón, Barcelona, 1977, pp. 1-23 y 725-727.

Tabla 2. Propiedades de algunas secciones transversales simples.

I_x = momento de inercia respecto al eje $x-x$; J = momento polar de inercia respecto al eje que pasa por el centro de gravedad o eje centroidal; $Z = I/c$ = módulo rectangular de sección o módulo resistente respecto a $x-x$; $Z' = J/c$ = módulo polar de la sección, $k = \sqrt{I/area}$ = radio de giro.

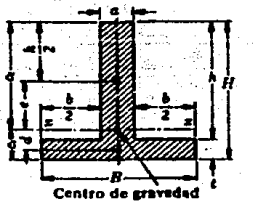


$$I_x = \frac{1}{12}(GH^3 - \rho^4)$$

$$Z_x = \frac{GH^2 - \rho^3}{6H}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{GH^3 - \rho^4}{GH - \rho^2} \right]}$$

(5)



$$c_x = \frac{aH^2 + bt^2}{2(aH + bt)} \quad c_y = H - c_x$$

$$I_x = \frac{Bt^3}{12} + (Bt)c^2 + \frac{aH^3}{12} + (at)c^2$$

$$\text{Area} = Bt + a(H - t); \quad k = \sqrt{I/A}$$

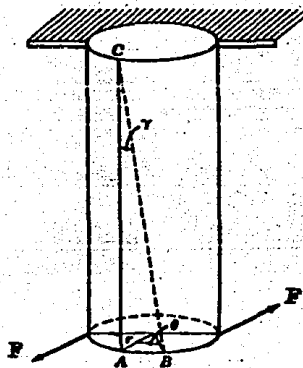
(6)

y. Esto se comprenderá mejor observando la Tabla 3, donde se muestran los momentos y deflexiones de algunos tipos - comunes de vigas.

Se dice que una barra trabaja a torsión cuando soporta la acción de un par (ver Figura 33). Considerando una fuerza F en la periferia de la flecha, el trabajo hecho por revolución será $2\pi rF$. Si N son las revoluciones por minuto, y T es el par en lb-pies, entonces la potencia transmitida será:

$$H = TN / 63000 \quad (64)$$

Figura 33. Torsión de una flecha.



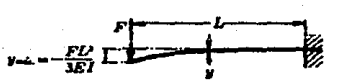
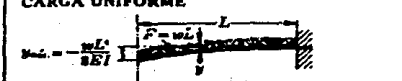
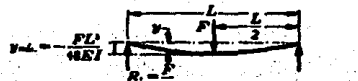
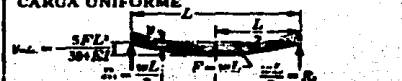
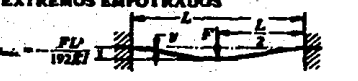
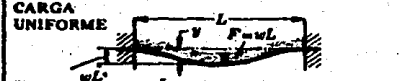
Siendo circular la sección de la flecha (hueca o llena), la ecuación de torsión simple será:

$$T = rJ / c = \tau Z' \quad (65)$$

donde T es el par aplicado, τ es el esfuerzo cortante (de

Tabla 3. Momentos y deflexiones de las vigas.

F = fuerza aislada aplicada en kilogramos (o en libras); w = carga uniformemente repartida por unidad de longitud, en kg/cm (o en lb/pulg); $F = wL$, donde L = longitud en centímetros (o bien en pulgadas); E = módulo de elasticidad a tracción en kg/cm² (o bien psi); I = momento de inercia en cm⁴ (o bien pulg⁴); y = flecha en centímetros (o en pulgadas); θ radianes = pendiente.

 <p>$v = -\frac{FL^3}{3EI}$</p> <p>Diagrama de fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>Momento flector $M_x = Fx$</p> <p>$x=L: M_{ab} = -FL$ $x=0: \theta = \frac{FL}{2EI}$</p> <p>$y = -\frac{F}{6EI} (x^3 - 3Lx^2 + 2L^3)$</p>	<p>CARGA UNIFORME</p>  <p>$v = -\frac{wL^4}{8EI}$</p> <p>Fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>$M_x = -\frac{wx^2}{2}$ Parábola</p> <p>$x=L: M_{ab} = -\frac{FL}{2} = -\frac{wL^2}{2}$ $x=0: \theta = \frac{wL^3}{6EI}$</p> <p>$y = -\frac{w}{24EI} (x^4 - 4Lx^3 + 3L^2x^2)$</p>
 <p>$v = -\frac{FL^3}{48EI}$</p> <p>$R_1 = \frac{F}{2}$ $R_2 = \frac{F}{2}$</p> <p>Para $x = \frac{L}{2}$, $V_x = \frac{F}{2}$</p> <p>Fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>$M_x = \frac{Fx}{2}$</p> <p>$x = \frac{L}{2}: M_{ab} = \frac{FL}{8}$ $x=0: \theta = -\frac{FL}{16EI}$</p> <p>To $x = \frac{L}{2}$, $y = -\frac{F}{48EI} (3Lx^2 - 4x^3)$</p>	<p>CARGA UNIFORME</p>  <p>$v = -\frac{5FL^3}{384EI}$</p> <p>$R_1 = \frac{wL}{2}$ $R_2 = \frac{wL}{2}$</p> <p>Para $x = \frac{L}{2}$, $V_x = \frac{wL}{2} - wx = \frac{wL}{2} - \frac{wL}{2} = 0$</p> <p>Fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>$M_x = \frac{wx}{2} (L - x)$ Parábola</p> <p>$x = \frac{L}{2}: M_{ab} = \frac{FL}{8} = \frac{wL^2}{8}$ $x=0: \theta = -\frac{wL^3}{24EI}$</p> <p>$y = -\frac{w}{24EI} (L^3 - 2Lx^2 + x^3)$</p>
<p>EXTREMOS EMPOTRADOS</p>  <p>$v = -\frac{FL^3}{192EI}$</p> <p>To $x = \frac{L}{2}$, $V_x = \frac{F}{2}$</p> <p>Fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>$M_x = -\frac{FL}{8} + \frac{Fx}{2}$</p> <p>$M_{ab} = -\frac{FL}{8}$ $M_{cd} = -\frac{FL}{8}$</p> <p>$M_{ab} = -\frac{FL}{8} + \frac{Fx}{2}$ $M_{cd} = -\frac{FL}{8}$</p>	<p>CARGA UNIFORME</p>  <p>$v = -\frac{wL^4}{192EI}$</p> <p>$V_x = \frac{wL}{2} - wx$</p> <p>Fuerzas cortantes</p> <p>Momentos</p> <p>$M_x = -\frac{wL^2}{12} + \frac{wx^2}{2} - \frac{wx^3}{6}$</p> <p>$M_{ab} = -\frac{wL^2}{12}$ $M_{cd} = -\frac{wL^2}{12}$</p> <p>$M_{ab} = -\frac{wL^2}{12} + \frac{wL^2}{2} - \frac{wL^3}{6}$</p>

torsión), J es el momento polar de inercia (ver Tabla 2), c es la distancia desde el eje neutro hasta el punto en que se desea hallar el esfuerzo, y $Z' = J/c$ es el módulo polar de la sección.

4.1.3. Esfuerzos en las Partes del Ventilador.

a. En el Rodete.

Debido a que el rodete es una pieza compleja para evaluar los esfuerzos, se hace necesario considerar sus componentes por separado⁽¹⁾.

Los refuerzos (anillo y respaldo), pueden considerarse como discos rotatorios con orificios centrales. Sin ninguna carga externa, los esfuerzos radiales deben ser cero en los diámetros interno y externo, y el esfuerzo radial máximo, $\sigma_{r-\text{máx}}$, ocurrirá al radio $R = (R_1 R_2)^{\frac{1}{2}}$:

$$\sigma_{r-\text{máx}} = \rho \omega^2 (3 + \mu) (R_2 - R_1)^2 / (8g) \quad (66)$$

donde ρ es la densidad del material, ω es la velocidad angular, μ es la proporción de Poisson del material, R_2 es el radio exterior del anillo, R_1 es el radio interior del

(1) Osborne, W.C., Fans, Pergamon Press, Oxford, 1966, -- pp. 157-196.

anillo, y g es la aceleración gravitacional. El esfuerzo tangencial máximo ocurrirá en el radio interno, R_1 :

$$\sigma_{t-\text{máx}} = \rho\omega^2((3+\mu)R_2^2 + (1-\mu)R_1^2)/(4g) \quad (67)$$

Las paletas pueden considerarse como vigas uniformemente cargadas con soportes rígidos en el respaldo y el anillo. De la Tabla 3, el momento de flexión máximo para una anchura de paleta, b , será:

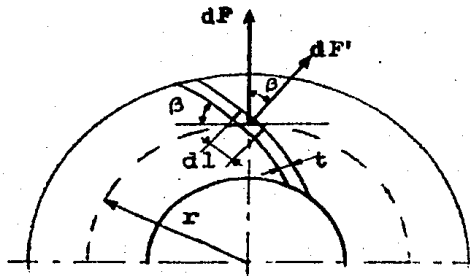
$$M = wb^2/12 = Fb/12 \quad (68)$$

donde w es la carga total distribuida sobre la paleta, -- que comprende la fuerza centrífuga y la presión diferencial a través de la paleta; en la mayor parte de los casos prácticos, la fuerza centrífuga es la de mayor importancia.

Considerando un elemento de paleta de anchura b , espesor t , y longitud dl , como se muestra en la Figura 33, la fuerza normal al elemento, dF' , será:

$$dF' = dF \cos \beta = btdl(w/g)\omega^2 r \cos \beta \quad (69)$$

Figura 33. Esfuerzos en las paletas del rodete.



32, y $Z' = \pi D^3 / 16$. Sustituyendo estos valores en los esfuerzos normal y cortante, y a su vez estos sobre la Ecuación (73):

$$\sigma_{\text{máx}} = 16(M + (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}}) / (\pi D^3) \quad (74)$$

Similarmente, el esfuerzo máximo cortante, de la Ecuación (58), será:

$$\tau_{\text{máx}} = (\frac{1}{2}\sigma^2 + \tau^2)^{\frac{1}{2}} = 16(M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} / (\pi D^3) \quad (75)$$

Así, la flecha debe ser diseñada de tal forma que el diámetro D permita que $\sigma_{\text{máx}}$ y $\tau_{\text{máx}}$ estén dentro de los límites permisibles.

A velocidades críticas los árboles se vuelven dinámicamente inestables con grandes amplitudes laterales (1). En casos simples, cuando la masa está concentrada en un solo punto, la velocidad crítica N_c , en rev/min, puede encontrarse por:

$$N_c = 187.7 / y^{\frac{1}{2}} \quad (76)$$

donde y es la deflexión de la flecha, en pulg., la cual se puede obtener de la Tabla 3. Cuando el árbol está cargado con varios pesos W_1, W_2, \dots, W_n , el método de Rayleigh produce la ecuación:

$$N_c = 187.7 (W_1 y_1 + W_2 y_2 + \dots + W_n y_n)^{\frac{1}{2}} / (W_1 y_1^2 + W_2 y_2^2 + \dots + W_n y_n^2)^{\frac{1}{2}} \quad (77)$$

(1) Baumelster, T., Marks, Manual del Ingeniero Mecánico. McGraw-Hill, México, 1985, pp. 5-71 a 5-72.

Las deformaciones y_1, y_2, \dots, y_n , pueden determinarse por -- las cargas estáticas w_1, w_2, \dots, w_n .

En los ventiladores centrífugos la velocidad crítica - debe ser por lo menos 1.5 veces la velocidad de marcha; - se acostumbra girar las flechas a velocidades que no exceden $2/3$ de la velocidad crítica más baja.

c. En la Carcasa.

Las grandes extensiones de material que forman los costados de la carcasa, son generalmente reforzados con perfiles para evitar las deflexiones excesivas de la lámina relativamente delgada. Los perfiles se consideran como vigas que soportan la carga total debido a la diferencia de presiones entre el interior y el exterior del ventilador.

Las áreas de lámina pueden ser tratadas aproximadamente como placas rectangulares sujetas a una presión uniforme y soportadas en el perímetro. Siendo a y b las longitudes de la placa, y t su espesor, el esfuerzo de flexión será:

$$\sigma_{\max} = pa^2b^2 / (2t(a^2 + b^2)) \quad (78)$$

donde p es la diferencia de presiones a través de la placa.

La espiral de la carcasa, inclusive la carcasa de un -

ventilador centrífugo tubular, pueden ser consideradas aproximadamente como cilindros delgados de radio r . El esfuerzo normal será debido a la fuerza $2rpw$ a través de la sección de área $2tw$, siendo w la anchura de la carcasa. Así, el esfuerzo normal será:

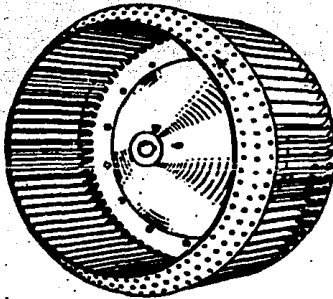
$$\sigma = 2rpw / (2tw) = pr/t \quad (79)$$

4.2. CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION.

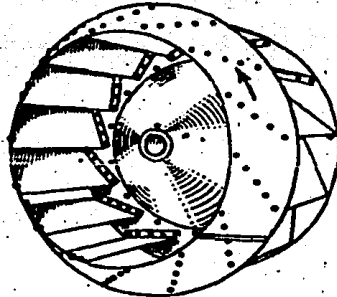
4.2.1. Construcción del Rodete y la Carcasa.

Los rodetes están formados por un respaldo, sobre el cual va montado el cubo, y un anillo que se une al respaldo por las paletas repartidas a distancias iguales⁽¹⁾. En las figuras 34a y 34b las paletas son delgadas, macizas y curvadas, y van unidas al respaldo y anillo mediante remaches. Cuando la anchura del rodete es más grande, se intercala un anillo intermedio entre el respaldo y anillo original, con el fin de acortar las paletas y dar mayor resistencia y rigidez al conjunto cuando gira a altas velo-

(1) Severns, W.H., La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire y los Gases, Reverté, México, 1980, pp. 215-219.



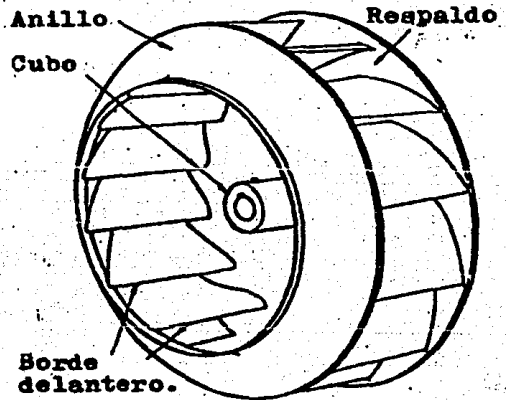
a. Rodete con paletas curvadas hacia adelante.



b. Rodete con paletas curvadas hacia atrás.

Figura 34. Características constructivas del rodete.

c. Rodete con paletas aerodinámicas huecas.

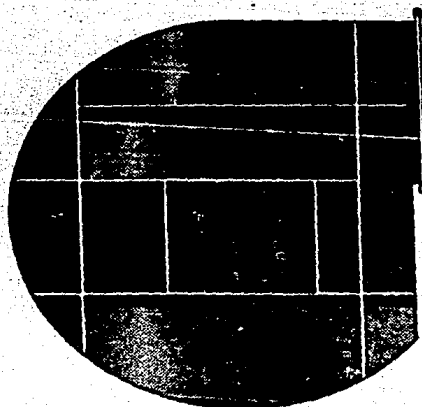
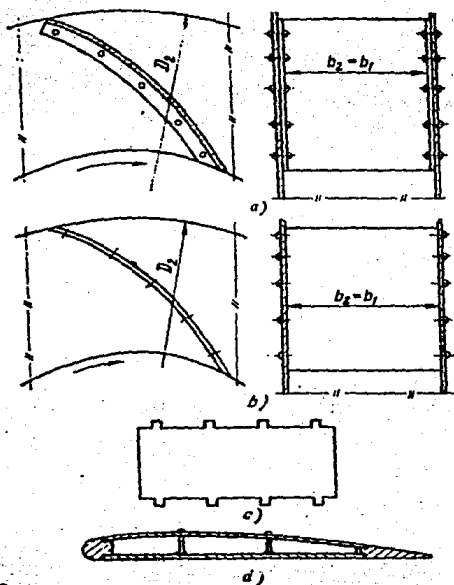


idades.

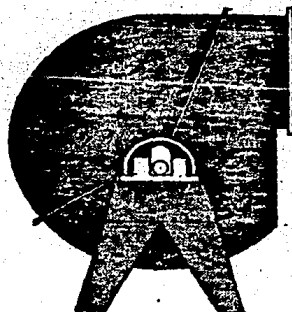
En la Figura 34c se representa un rodete con paletas aerodinámicas huecas, las cuales son estampadas y van soldadas al respaldo y anillo. El cubo también va soldado al respaldo.

El hierro y el acero son los metales ordinariamente usados en el rodete, así como también en la carcasa y la

Figura 35. Tipos constructivos de paletas.



(a)



(b)

Figura 36. Construcción de la carcasa.

mente de tamaños mayores, la carcasa se divide en dos secciones, de tal manera que se pueda sacar el rodete sin -- desconectar las uniones de succión y descarga (ver Figura 36b).

4.2.2. Construcción de Flechas y Chumaceras.

El conjunto de flecha y chumaceras se monta, generalmente, sobre un soporte rígido, el cual asegura una operación libre de vibraciones (1); es de construcción soldada en placa de acero de grueso calibre (Figura 37a). La flecha comprendida entre las chumaceras lleva una cubierta metálica para protección del operador (Figura 37b).

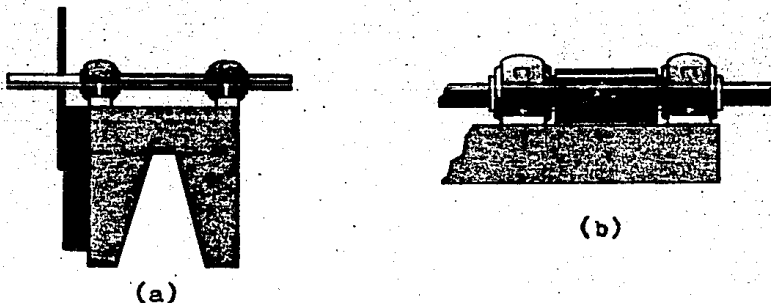


Figura 37. Conjunto de flecha y chumaceras.

(1) Fläkt, Ventiladores Centrifugos HK, Fläkt-México, S. A., México, pp. 1-3.

Por lo regular la flecha es de acero maquinado; de tal manera que, como se vió en la Sección 4.1.3, $\sigma_{\text{máx}}$ y $r_{\text{máx}}$ deberán estar dentro de los límites permisibles (18,000 lb/pulg² y 12,000 lb/pulg², respectivamente para el acero).

Las chumaceras del ventilador deben ser capaces de resistir las cargas debidas al peso muerto, empuje y desbalanceo del montaje del rotor. También deben ser capaces de operar a la velocidad destinada sin sobrecalentarse.

Existen disipadores de calor en forma de pequeños rodetes, que se montan sobre la flecha, entre la carcasa y la chumacera. Las cajas y camisas de las chumaceras pueden estar provistas de pasajes internos, a través de los cuales puede circular agua o incluso aire de enfriamiento. Cada chumacera debe estar protegida de la vibración excesiva, calor, polvo y humedad.

4.3. DISPOSITIVOS DE ACCIONAMIENTO.

4.3.1. Motores Eléctricos.

Para accionar un ventilador centrífugo, casi siempre se emplean motores eléctricos, a menos que esté disponi-

ble una fuente de energía más económica que la eléctrica.

En los ventiladores que requieren más de un caballo de fuerza, generalmente se usan motores polifásicos de corriente alterna. Hay varios tipos de motores polifásicos, pero los que más se usan para accionar ventiladores son: motores de inducción asíncronos, conocidos como de jaula de ardilla, y motores de rotor devanado.

La National Electric Manufacturers Association (NEMA), ha adoptado varias normas sobre dimensiones, clases, cubiertas, aislamiento y otros datos de diseño, los cuales facilitan la especificación y aplicación del motor (1).

La Tabla 4 lista las dimensiones NEMA para motores de inducción polifásicos. Los tamaños del armazón se dan con tres dígitos: los dos primeros son cuatro veces la altura de la línea central de la flecha, en pulgadas, para un motor montado sobre una base; y el tercer dígito es un número de código para ciertas dimensiones de montaje de la base. Los sufijos U, T y S, indican ciertas dimensiones de la flecha. La Figura 38 ilustra las demás dimensiones que aparecen en la Tabla 4.

En los ventiladores que requieren menos de un caballo de fuerza, casi siempre se usan motores monofásicos de corriente alterna. Hay cuatro tipos de motores monofásicos

(1) Jorgensen, R., Fan Engineering, Buffalo Forge Co., -- New York, 1982, pp. 18-1 a 18-22.

Tabla 4. Dimensiones para motores de inducción polifásicos.

Arm. No.	Llave	A max	B max	D	E	F	GA	H	K-W	U	V mm	AA mm
143T	3/4 x 3/4 x 1 1/4	7	6	3 1/2	2 1/4	2	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1/4	2	3/4
145T	3/4 x 3/4 x 1 1/4	7	6	3 1/2	2 1/4	2 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1/4	2	3/4
182T	1/2 x 1/2 x 1 1/4	9	6 1/2	4 1/2	3 1/4	2 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 1/4	2 1/4	3/4
184T	1/2 x 1/2 x 1 1/4	9	7 1/2	4 1/2	3 1/4	2 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 1/4	2 1/4	3/4
213T	1/2 x 3/4 x 2 1/4	10 1/2	7 1/2	5 1/2	4 1/2	2 1/4	3 1/4	2 1/4	3 1/4	1 1/4	3 1/4	1
215T	1/2 x 3/4 x 2 1/4	10 1/2	9	5 1/2	4 1/4	3 1/4	3 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	1
254T	3/4 x 3/4 x 2 1/4	12 1/2	10 1/4	6 1/4	5	4 1/4	4 1/4	1 1/2	4	1 1/4	3 1/4	1 1/4
256T	3/4 x 3/4 x 2 1/4	12 1/2	12 1/2	6 1/4	5	5	4 1/4	1 1/2	4	1 1/4	3 1/4	1 1/4
284T	1/2 x 1/2 x 3 1/4	14	12 1/2	7	5 1/2	4 1/4	4 1/4	1 1/2	4 1/4	1 1/4	4 1/4	1 1/2
284TS	1/2 x 1/2 x 1 1/4	14	12 1/2	7	5 1/2	4 1/4	4 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3	1 1/2
286T	1/2 x 1/2 x 3 1/4	14	14	7	5 1/2	5 1/2	4 1/4	1 1/2	4 1/4	1 1/4	4 1/4	1 1/2
286TS	1/2 x 1/2 x 1 1/4	14	14	7	5 1/2	5 1/2	4 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3	1 1/2
324T	1/2 x 1/2 x 3 1/4	16	14	8	6 1/4	5 1/4	5 1/4	1 1/2	5 1/4	2 1/4	5	2
324TS	1/2 x 1/2 x 2	16	14	8	6 1/4	5 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	2
326T	1/2 x 1/2 x 3 1/4	16	15 1/2	8	6 1/4	6	5 1/4	1 1/2	5 1/4	2 1/4	5	2
326TS	1/2 x 1/2 x 2	18	15 1/2	8	6 1/4	6	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	2
364T	1/2 x 1/2 x 4 1/4	18	15 1/4	9	7	5 1/4	5 1/4	1 1/2	6 1/4	2 1/4	5 1/4	3
364TS	1/2 x 1/2 x 2	18	15 1/4	9	7	5 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	3
365T	1/2 x 1/2 x 4 1/4	18	16 1/4	9	7	6 1/4	5 1/4	1 1/2	5 1/4	2 1/4	5 1/4	3
365TS	1/2 x 1/2 x 2	18	16 1/4	9	7	6 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	3
404T	1/2 x 3/4 x 5 1/4	20	16 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	7 1/4	2 1/4	7	3
404TS	1/2 x 1/2 x 2 1/4	20	16 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	3
405T	1/2 x 3/4 x 5 1/4	20	17 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	7 1/4	2 1/4	7	3
405TS	1/2 x 1/2 x 2 1/4	20	17 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	3
444T	3/4 x 3/4 x 6 1/4	22	18 1/2	11	9	7 1/4	7 1/4	1 1/2	8 1/4	3 1/4	8 1/4	3
444TS	3/4 x 3/4 x 3	22	18 1/2	11	9	7 1/4	7 1/4	1 1/2	6 1/4	2 1/4	6 1/4	3
445T	3/4 x 3/4 x 6 1/4	22	20 1/2	11	9	8 1/4	7 1/4	1 1/2	8 1/4	3 1/4	8 1/4	3
445TS	3/4 x 3/4 x 3	22	20 1/2	11	9	8 1/4	7 1/4	1 1/2	6 1/4	2 1/4	6 1/4	3
447T	1/2 x 3/4 x 6 1/4	22	24	11	9	10	7 1/4	1 1/2	10	3 1/4	8 1/4	3
447TS	3/4 x 3/4 x 3	22	24	11	9	10	7 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4 1/4	3
182	3/4 x 3/4 x 1 1/4	9	6 1/2	4 1/2	3 1/4	2 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1/4	2	3/4
184	3/4 x 3/4 x 1 1/4	9	7 1/2	4 1/2	3 1/4	2 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1/4	2	3/4
213	1/2 x 1/2 x 2	10 1/2	7 1/2	5 1/4	4 1/4	2 1/4	3 1/4	1 1/2	3	1 1/4	2 1/4	3/4
215	1/2 x 1/2 x 2	10 1/2	9	5 1/4	4 1/4	3 1/4	3 1/4	1 1/2	3	1 1/4	2 1/4	3/4
254U	3/4 x 3/4 x 2 1/4	12 1/2	10 1/4	6 1/4	5	4 1/4	4 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	1
256U	3/4 x 3/4 x 2 1/4	12 1/2	12 1/2	6 1/4	5	5	4 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	1
284U	1/2 x 1/2 x 3 1/4	14	12 1/2	7	5 1/2	4 1/4	4 1/4	1 1/2	4 1/4	1 1/4	4 1/4	1 1/4
286U	1/2 x 1/2 x 3 1/4	14	14	7	5 1/2	5 1/2	4 1/4	1 1/2	4 1/4	1 1/4	4 1/4	1 1/4
324U	1/2 x 1/2 x 4 1/4	16	14	8	6 1/4	5 1/4	5 1/4	1 1/2	5 1/4	1 1/4	5 1/4	1 1/2
324S	1/2 x 3/4 x 1 1/4	16	14	8	6 1/4	5 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3	1 1/2
326U	1/2 x 1/2 x 4 1/4	18	15 1/4	8	6 1/4	6	5 1/4	1 1/2	5 1/4	1 1/4	5 1/4	1 1/2
326S	1/2 x 3/4 x 1 1/4	16	15 1/4	8	6 1/4	6	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3	1 1/2
364U	1/2 x 1/2 x 5	18	15 1/4	9	7	5 1/4	5 1/4	1 1/2	6 1/4	2 1/4	6 1/4	2
364US	1/2 x 1/2 x 2	18	15 1/4	9	7	5 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	2
365U	1/2 x 1/2 x 5	18	16 1/4	9	7	6 1/4	5 1/4	1 1/2	6 1/4	2 1/4	6 1/4	2
365US	1/2 x 1/2 x 2	18	16 1/4	9	7	6 1/4	5 1/4	1 1/2	3 1/4	1 1/4	3 1/4	2
404U	1/2 x 3/4 x 5 1/4	20	16 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	7 1/4	2 1/4	6 1/4	2
404US	1/2 x 1/2 x 2 1/4	20	16 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	2
405U	1/2 x 3/4 x 5 1/4	20	17 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	7 1/4	2 1/4	6 1/4	2
405US	1/2 x 1/2 x 2 1/4	20	17 1/4	10	8	6 1/4	6 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	2
444U	3/4 x 3/4 x 7	22	18 1/2	11	9	7 1/4	7 1/4	1 1/2	8 1/4	2 1/4	8 1/4	2 1/4
444US	1/2 x 1/2 x 2 1/4	22	18 1/2	11	9	7 1/4	7 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	2 1/4
445U	3/4 x 3/4 x 7	22	20 1/2	11	9	8 1/4	7 1/4	1 1/2	8 1/4	2 1/4	8 1/4	2 1/4
445US	1/2 x 1/2 x 2 1/4	22	20 1/2	11	9	8 1/4	7 1/4	1 1/2	4 1/4	2 1/4	4	2 1/4

que son adecuados para accionar ventiladores: de polo sombreado, de fase dividida con capacitor permanente, de fa-

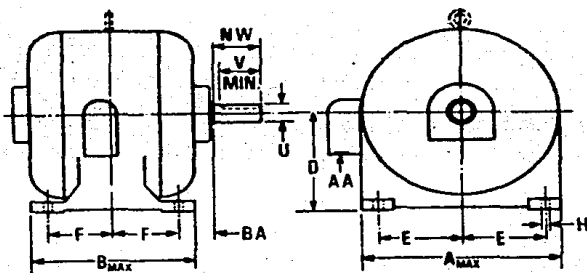


Figura 38. Dimensiones de motores sobre base.

se dividida, y de arranque con capacitor.

4.3.2. Elementos de Transmisión.

Para transmitir la energía mecánica del motor al ventilador, se pueden usar varios elementos de máquinas. Si la velocidad del ventilador será igual a la del motor, una conexión directa será más que suficiente. Si la velocidad del motor difiere de la del ventilador, será necesaria una conexión indirecta a través de bandas, cadenas o engranes.

Los acoplamientos para flechas, además de que previenen tanto la conexión como la desconexión, también proporcionan suficiente flexibilidad para proteger las flechas y chumaceras contra el desalineamiento, cargas de choque, y vibración torsional. Los acoplamientos que se usan en ven

tiladores, casi siempre son flexibles y se construyen en una gran variedad de diseños. La flexibilidad se puede -- realizar usando caucho, formas flexibles (como resortes), o uniones deslizables.

Las transmisiones indirectas permiten que el motor se localice a varias posiciones con respecto al ventilador; también permiten una amplia elección de velocidades del ventilador, aunque la selección de la velocidad del motor sea limitada.

La mayoría de las transmisiones indirectas en los ventiladores centrífugos es por bandas trapezoidales. Los límites de la polea excitadora se basan en el hecho de que la tracción de la banda es inversamente proporcional al tamaño de la polea para un par constante.

La Tabla 5 muestra los límites de poleas (diámetro mínimo, $\phi_{\text{mín}}$, y anchura máxima, $W_{\text{máx}}$), que puedan ser montadas sobre un motor.

4.4. VARIANTES DE DISEÑO MECANICO.

Más que variantes de diseño mecánico en los ventiladores centrífugos, son variantes en las características de construcción. La Air Moving and Conditioning Association (AMCA), ha ideado ciertas normas de construcción para re-

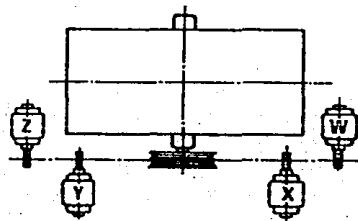
Tabla 5. Límites de poleas para bandas en V.

Arma- zón No.	Potencia a plena carga.						Polea p/ banda-V	
	RPM						Ø min	W max
	3600	1800	1200	900	720	600		
143T	1½	1	¾	½	—	—	2.2"	4¼"
145T	2-3	1½-2	1	¾	—	—	2.4"	4¼"
182T	3	3	1½	1	—	—	2.4"	5¼"
182T	5	—	—	—	—	—	2.6"	5¼"
184T	—	—	2	1½	—	—	2.4"	5¼"
184T	5	—	—	—	—	—	2.6"	5¼"
184T	7½	5	—	—	—	—	3.0"	5¼"
213T	7½-10	7½	3	2	—	—	3.0"	6¼"
215T	10	—	5	3	—	—	3.0"	6¼"
215T	15	10	—	—	—	—	3.8"	6¼"
254T	15	—	7½	5	—	—	3.8"	7¼"
254T	20	15	—	—	—	—	4.4"	7¼"
256T	20-25	—	10	7½	—	—	4.4"	7¼"
256T	—	20	—	—	—	—	4.6"	7¼"
284T	—	—	15	10	—	—	4.6"	8"
284T	—	25	—	—	—	—	5.0"	8"
286T	—	30	20	15	—	—	5.4"	9"
324T	—	40	25	20	—	—	6.0"	10¼"
326T	—	50	30	25	—	—	6.8"	10¼"
364T	—	—	40	30	—	—	6.8"	11¼"
364T	—	60	—	—	—	—	7.4"	11¼"
365T	—	—	50	40	—	—	8.2"	11¼"
385T	—	75	—	—	—	—	9.0"	11¼"
404T	—	—	60	—	—	—	9.0"	14¼"
404T	—	—	—	50	—	—	9.0"	14¼"
404T	—	100	—	—	—	—	10.0"	14¼"
405T	—	—	75	60	—	—	10.0"	14¼"
405T	—	100	—	—	—	—	10.0"	14¼"
405T	—	125	—	—	—	—	11.5"	14¼"
444T	—	—	100	—	—	—	11.0"	16¼"
444T	—	—	—	75	—	—	10.5"	16¼"
444T	—	125	—	—	—	—	11.0"	16¼"
445T	—	150	—	—	—	—	—	15¼"
445T	—	—	125	—	—	—	—	15¼"
445T	—	—	—	100	—	—	12.5"	16¼"
445T	—	150	—	—	—	—	12.5"	16¼"
445T	—	200	—	—	—	—	—	16¼"
182	1½	1	¾	½	—	—	2¼"	3"
184	3	2	1½	¾	—	—	2¼"	3"
213	5	3	2	1½	1	—	2¼"	3¼"
215	7½	5	3	2	1½	—	3"	3¼"
254U	10	7½	5	3	2	1½	3"	5¼"
256U	15	10	7½	5	3	2	3¼"	6¼"
284U	20	15	10	7½	—	—	4¼"	7¼"
286U	25	—	—	10	—	—	4¼"	7¼"
286U	—	25	—	—	5	3	4¼"	8¼"
324U	—	20	—	—	7½	5	4¼"	9¼"
326U	—	30	20	15	10	7¼	5¼"	11"
364U	—	40	25	20	15	10	6"	11"
365U	—	50	30	25	—	—	6¼"	12"
404U	—	60	—	—	—	—	7¼"	12"
404U	—	—	40	30	20	15	6¼"	13"
405U	—	75	—	—	—	—	9"	13"
405U	—	—	50	40	25	20	8¼"	13"
444U	—	100	—	—	25	20	10"	17"
444U	—	—	60	50	30	25	9"	17"
445U	—	125	—	—	—	—	11"	17"
445U	—	—	75	60	40	30	10"	17"

tación, descarga, arreglo de transmisión, posición del motor, etcétera. En el Capítulo 1 se habla de los tipos de accionamiento, rotación y descarga (ver Figuras 5 y 6).

La Figura 39 muestra las posibles posiciones del motor en el caso de transmisión por banda. La colocación del motor está determinada por la ubicación del extremo del eje del ventilador, designándose la posición del motor por -- las letras W, X, Y o Z.

Figura 39. Posiciones del motor.



Otras variantes constructivas se encuentran en el rodete, tal y como se ve en la Figura 40. Las formas de tambor (Figuras 40a y 40b), son propias de los ventiladores de baja presión con paletas dobladas hacia adelante.

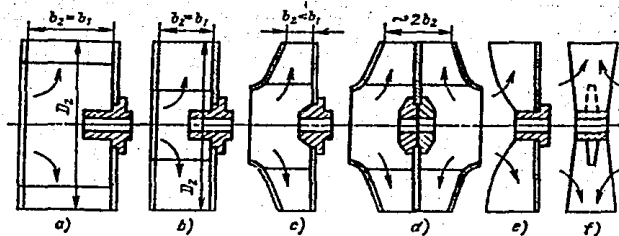


Figura 40. Estructura de rodetes.

Los anillos cónicos (Figuras 40c y 40d), proporcionan una alta rigidez del rodete y admiten altas velocidades rotacionales. Los rodetes abiertos, sin anillo y/o respal

do (Figuras 40e y 40f), se emplean en los ventiladores se paradores de polvo, que sirven para suministrar mezclas de gases y partículas sólidas.

4.5. PRUEBAS MECANICAS.

Las pruebas mecánicas que se realizan sobre un ventilador centrífugo o sus partes, son con el fin de proporcionar una base para los cálculos de diseño o para verificar los⁽¹⁾.

La prueba de giro puede usarse simplemente para probar que un rodete será capaz de operar a una cierta velocidad, la cual puede ser la velocidad nominal o aún mayor. Las pruebas de sobrevelocidad demuestran que hay un margen de seguridad a la velocidad normal.

Para medir las deformaciones se pueden usar deformímetros, lacas quebradizas y materiales fotoelásticos, para que a su vez se puedan calcular los esfuerzos.

Las características de vibración de un ventilador pueden encontrarse de varias formas. Las frecuencias naturales pueden ser excitadas por impacto, sacudida o choque explosivo. Entonces, las respuestas puntuales pueden me--

(1) Jorgensen, R., Fan Engineering, Buffalo Forge Co., -- New York, 1982, pp. 17-25 a 17-36.

dirse con acelerómetros, sensores de velocidad, o medidores de desplazamiento.

Si el rodete del ventilador no se balancea, se producirán vibraciones que dañarán las chumaceras u otras partes del equipo. El balanceo se realiza redistribuyendo la masa de tal manera que el eje principal de inercia coincida con el eje de rotación. La cantidad de desbalanceo que -- puede tolerarse varía con la velocidad y masa del rodete, la firmeza de las chumaceras y la estructura de soporte.

En la Figura 41 se tiene un rodete idealizado como dos discos separados axialmente sobre una flecha entre chumaceras, donde las fuerzas centrífugas se muestran como vectores.

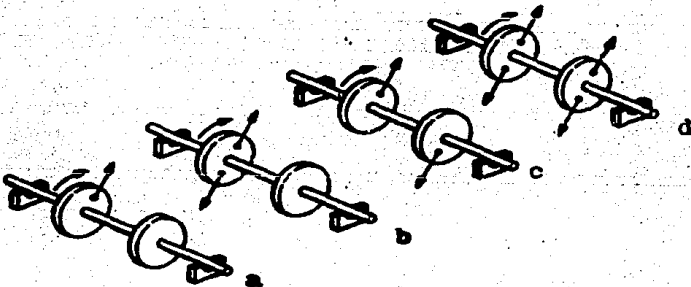


Figura 41. Condiciones de desbalanceo.

La Figura 41a describe un rodete desbalanceado estáticamente, donde la vibración será más grande en la chumacera izquierda que en la derecha; si el rodete no estuviera rotando, la masa desbalanceada tendería a situarse en la

parte inferior. El desbalanceo estático puede corregirse adicionando una masa de balanceo a la distancia apropiada y en el lado opuesto del rodete, como en las Figuras 41b y 41c. Si el rodete está estáticamente balanceado, las vibraciones en las chumaceras serán de la misma magnitud pero en direcciones opuestas. El balanceo dinámico solamente puede realizarse adicionando un par compensador como se muestra en la Figura 41d.

CAPITULO V.

APLICACION Y SELECCION DE VENTILADORES CENTRIFUGOS.

CAPITULO V

APLICACION Y SELECCION DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

5.1. APLICACION.

La aplicación específica de un ventilador centrífugo - incluye consideraciones de aerodinámica, económicas y de adaptabilidad funcional.

Las aplicaciones en calefacción, ventilación y aire acondicionado, se realizan generalmente con paletas curvadas hacia adelante y hacia atrás. Las paletas aerodinámicas huecas se usan por lo regular en grandes sistemas donde el ahorro de potencia es significativo; pueden usarse a baja, media y alta presión.

Los ventiladores con paletas radiales se usan principalmente en plantas industriales para transporte neumático de materiales o gases con alto contenido de polvo. El rodete es de construcción sólida, a veces revestido con material especial, y es sencillo de reparar.

Los ventiladores con paletas inclinadas hacia atrás se usan para manejar aire no contaminado. Las paletas con punta radial son usadas con frecuencia en ventiladores para procesos industriales grandes y sistemas de control am

biental.

Los ventiladores centrífugos se emplean ya sea para tiro inducido o tiro forzado. Los de tiro forzado soplan aire a presión media, por ejemplo, hacia el hogar de una -- caldera para que se realice la combustión; las paletas -- pueden ser curvadas hacia atrás, o aerodinámicas huecas. Los ventiladores de tiro inducido generalmente tienen paletas radiales o con punta radial.

5.2. SELECCION.

Los factores que intervienen en la selección de un ventilador centrífugo son: el caudal, la presión estática, - la densidad del aire cuando es diferente de la normal, el el nivel de ruido permisible, el espacio disponible y la naturaleza de la carga. Al conocer estos factores, la selección del ventilador implica la elección de la combina-- ción más barata de tamaño y clase de construcción, con un nivel de ruido y eficiencia aceptable.

La elección entre los tres tipos básicos de ventilado-- res (paletas curvadas hacia atrás, radiales, y paletas -- curvadas hacia adelante), se resume en la Tabla 6. Los -- ventiladores con paletas aerodinámicas huecas son las más eficientes y menos ruidosas, pero también son las más cog

Tabla 6. Selección del ventilador por la forma de la paleta.

Forma de la paleta	Curvada <u>h</u> acia atrás.	Radiales	Curvada - hacia <u>ade</u> lante.
No. de paletas.	Pequeño	Mediano	Grande
Tamaño p/misma <u>pre</u> sión y capacidad.	Grande	Mediano	Pequeño
Vol. manejado p/-- mismo tamaño y vel.	Pequeño	Mediano	Grande
Rango de vol. de - flujo producido.	Amplio	Medio	Limitado
Presión p/mismo <u>ta</u> maño y velocidad.	Baja	Media	Alta
Eficiencia	Alta	Media	Baja
Vel. de operación.	Alta	Media	Baja
Características de sobrecarga.	No se so-- brecarga.	General- mente no se sobre- carga.	Se sobre- carga ba- jo algu- nas cond.
Reversibilidad.	No reversi- ble.	Reversible (con paletas rectas.	No rever- sible.
Adaptabilidad para operación en para- lelo.	Buena	Regular	Mala
Adaptabilidad para transmisión direc- ta con motor.	Buena	Regular	Mala
Características de autolimpieza.	No autolim- piable.	Autolim- piable.	No auto-- limpiable
Costo p/mismo tama- ño de rodete.	Alto	Bajo con pal. rec.	Alto

tosas⁽¹⁾.

5.3. ESTUDIO ECONOMICO.

El estudio económico sobre ventiladores centrífugos está íntimamente ligado con la selección de ellos, puesto que la mejor selección es la que realiza más económicamente su trabajo (ver Tabla 6). Para que el estudio económico sea completo, se deben considerar los costos iniciales, costos de operación y costos de mantenimiento.

En cuanto a la construcción de los ventiladores, los aspectos económicos sirven para indicar la elección adecuada de materiales. La Tabla 7 compara los costos del ventilador y transmisión para varios arreglos de entrada sencilla⁽²⁾; las selecciones están basadas a caudal y presión estática constantes. Vease la Figura 5 para diferenciar el número de arreglo.

Para que haya un equilibrio razonable entre el costo de adquisición y la eficiencia, el ventilador debe elegirse de un tamaño ligeramente menor que el correspondiente

(1) General Electric Co., Fluid Flow, Data Book, General Electric, New York, 1983, Sección 409.2, p. 8.

(2) Carrier Air Conditioning Co., Handbook of Air Conditioning System Design, McGraw-Hill, 1965, p. 6-7.

Tabla 7. Comparación de costos.

Arreglo	Costos de material (%)
1	117
2	100
3	100
9	124

a la máxima eficiencia; la elección de un ventilador mayor y de más eficiencia, económicamente puede justificarse si la elección de uno menor requiere la instalación de un motor mayor, transmisión o construcción más costosa.

CAPITULO VI.

CONCLUSIONES.

CAPITULO VI.CONCLUSIONES.

6.1. CONCLUSIONES.

A continuación se da una serie de conclusiones, concisas y concretas, las cuales se derivaron del estudio realizado:

a. Para poder llegar a comprender el diseño de un ventilador centrífugo, es necesario realizar un estudio sobre conceptos fundamentales y principios de operación -- de dichos aparatos.

b. Considerando incompresible el gas en el cálculo y funcionamiento de un ventilador centrífugo, este se comporta como una bomba centrífuga. En consecuencia, el ventilador se considera como una "Máquina Hidráulica".

c. Las leyes del ventilador son una versión particular de las leyes de semejanza aplicadas a las demás turbomáquinas, y expresan las relaciones entre las variables de funcionamiento para dos ventiladores que tienen condiciones de flujo similares.

d. La forma de la paleta (inclinadas hacia adelante, radiales o inclinadas hacia atrás), es el punto más importante que determina las características de funciona--

miento de un ventilador centrífugo.

e. El funcionamiento del ventilador debe igualar los requerimientos del sistema. Los únicos puntos posibles de operación son aquellos donde la característica del sistema interseca la característica del ventilador.

f. El rodete es la pieza principal del ventilador, -- toda la energía que se transmite al fluido la realiza esa pieza. Específicamente, el análisis de transmisión de energía se centra en los vectores de velocidad descritos por la forma de la paleta.

g. El objeto del diseño de la curvatura de la paleta debe ser el de suministrar la mínima separación de flujo. La experiencia ha demostrado que esto se logra mejor con paletas aerodinámicas huecas.

h. Varias características de diseño de los ventiladores centrífugos son principalmente cuestión de la experiencia; consecuentemente, algunas de las fórmulas son de tipo empírico.

i. La carcasa, generalmente en forma de espiral, colecta el aire descargado por el rodete y convierte la -- presión dinámica a estática, con pérdidas mínimas.

j. Un buen diseño de la entrada y salida del ventilador minimizará la resistencia al flujo y provocará niveles mínimos de ruido.

k. Las pruebas hidráulicas se realizan con el fin de

determinar el funcionamiento del ventilador en cuanto a flujo, presión, potencia, densidad del aire, velocidad rotacional y eficiencia.

l. Para poder diseñar mecánicamente un ventilador centrífugo, es necesario realizar un análisis de esfuerzos sobre cada una de las partes del aparato, y así poder determinar el tamaño y forma de ellas.

m. La construcción de las partes del ventilador generalmente se realiza con hierro, acero o aleaciones de acero, dependiendo de los fluidos que vaya a manejar el ventilador.

n. Las pruebas mecánicas (de giro, de deformación, etcétera), se realizan con el fin de proporcionar una base para los cálculos de diseño o para verificarlos.

6.2. SUGERENCIAS.

Al igual que las conclusiones, las sugerencias son -- concisas y concretas. Se pretende que tales sugerencias sirvan como "Tips" para todas aquellas personas que se interesen en el tema:

a. Puesto que el funcionamiento de los ventiladores -- centrífugos es similar al de las bombas centrífugas, se recomienda dar un repaso sobre dichas bombas, y en gene-

ral, sobre Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

b. Inclínarse hasta donde sea posible por la elección de paletas aerodinámicas huecas, tomando en cuenta claro está, el aspecto económico y la aplicación que se le vaya a dar al ventilador.

c. Para tener un panorama más amplio sobre el tema, - consultar las referencias que se citan al pie de página.

d. Tratar de relacionarse con las empresas que se dedican a la fabricación de ventiladores, ya sea para obtener trabajo o simplemente para conseguir mayor información. Algunas de las empresas que se encuentran en México son: Armee, Buffalo Forge, Dürr, Fläkt, etc.

e. A las autoridades universitarias, se sugiere ane--
xar al temario de algunas materias, el tema de ventilado--
res. El diseño hidráulico puede entrar en la materia de
Turbomaquinaria, y el diseño mecánico en la materia de -
Diseño de Máquinas.

f. Para llegar a ser un buen diseñador de ventilado--
res centrífugos, se debe vincular la teoría con la --
práctica. Por tanto, sería conveniente tratar de traba--
jar en alguna compañía que se dedique a la fabricación -
de ventiladores centrífugos.

6.3. POSTURA PERSONAL.

Con este trabajo de tesis no pretendo encontrar el -- "Hilo Negro" sobre lo que es el diseño de ventiladores - centrífugos, sino más bien trato de cumplir con los objetivos fijados, entre ellos, el de recopilar y analizar - información sobre el tema y llegar a conclusiones concretas.

Pienso que este trabajo será de gran utilidad para -- los Ingenieros Mecánicos Electricistas, puesto que tarde o temprano en su vida profesional se llegarán a topar -- con los ventiladores centrífugos, sea en el área de diseño o mantenimiento. Alumnos recién egresados que pretendan ingresar a alguna empresa que se dedique a la fabricación de ventiladores, podrán aprobar con relativa facilidad un examen teórico sobre estos aparatos.

Creo haber cumplido con los objetivos que me propuse al iniciar este trabajo, más, siento que el objetivo primordial de realizar una tesis, es el de poder presentarse al examen profesional y poner a prueba los conocimientos que se adquirieron a lo largo de la carrera, para así, obtener el título de Ingeniero Mecánico Electricista.

BIBLIOGRAFIA.

BIBLIOGRAFIA

Air Moving and Conditioning Association, Inc., Fans and Systems, AMCA Publication 201, Arlington Heights Illinois, 1973.

Air Moving and Conditioning Association, Inc., Laboratory Methods of Testing Fans for Rating, AMCA Standard 210-74 y ASHRAE Standard 51-75, New York, 1975.

Air Moving and Conditioning Association, Inc., Trouble-shooting, AMCA Publication 202, Arlington Heights Illinois, 1972.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., ASHRAE Handbook and Product Directory, Equipment, ASHRAE, New York, 1975.

Baumeister, T., Fans, McGraw-Hill, New York, 1935.

Baumeister, T., Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw-Hill, México, 1935.

Carrier Air Conditioning Co., Handbook of Air Conditioning System Design, McGraw-Hill, New York, 1965.

Cherkasski, V.M., Bombas, Ventiladores, Compresores, Mir Moscú, 1986.

Faires, V.M., Diseño de Elementos de Máquinas, Montaner y Simón, Barcelona, 1977.

Fläkt, Ventiladores Centrifugos HK, Fläkt-México, S.A., México.

General Electric Co., Fluid Flow, Data Book, General Electric, New York, 1983.

Jastrzebski, Z.D., Naturaleza y Propiedades de los Materiales para Ingeniería, Interamericana, México, 1979.

Jorgensen, R., Fan Engineering, Buffalo Forge Co., New York, 1982.

Osborne, W.C., Fans, Pergamon Press, Oxford, 1966.

Reason, J., "Fans. Special Report", Power, vol. 127, No. 9, sept '83.

Severns, W.H., La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire y los Gases, Reverté, México, 1930.