



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Diseño de un ventilador centrífugo de alta presión
mediano flujo hasta 1000 mm c.a.”**

EXAMEN COMPLEXIVO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Roberto Alfonso Chavez Solano

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2016

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Francisco Andrade director del t3pico de graduaci3n por su valiosa ayuda en la elaboraci3n del presente trabajo, y por su intermedio a la compa1a INCOMA C3a. Ltda., por la colaboraci3n prestada para la realizaci3n del mismo.

A mi esposa por la ayuda prestada en la culminación de este trabajo.

A mis padres que me incentivaron a culminar con mi carrera.

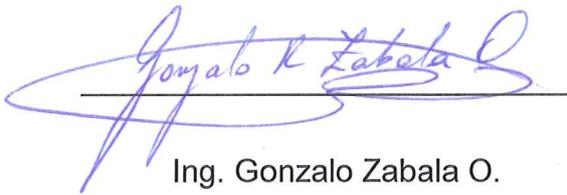
DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI ESPOSA

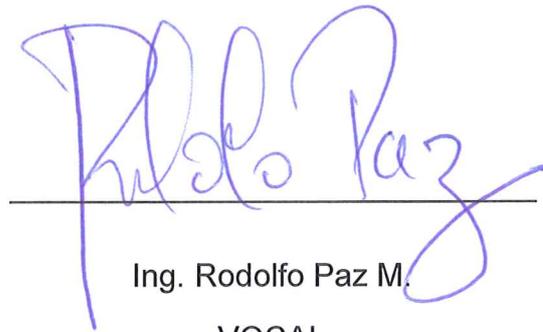
A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



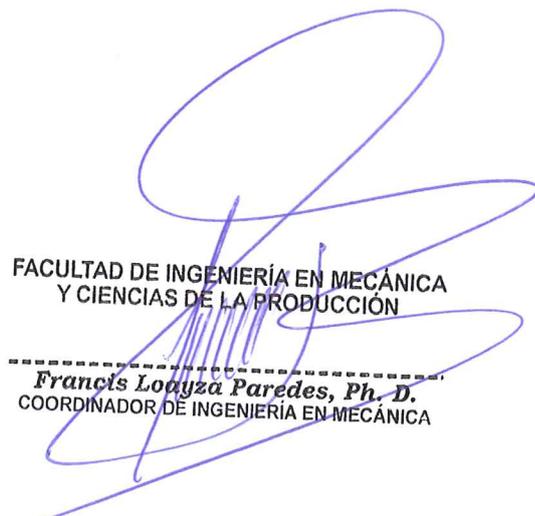
Ing. Gonzalo Zabala O.

VOCAL



Ing. Rodolfo Paz M.

VOCAL



FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

Francis Loayza Paredes, Ph. D.
COORDINADOR DE INGENIERÍA EN MECÁNICA

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente examen complejo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Roberto Alfonso Chavez Solano

RESUMEN

El presente trabajo es un estudio teórico del diseño de ventiladores centrífugos hasta 1000 mm de columna de agua ajustado a condiciones de construcción no sofisticadas sino más bien orientados a nuestros medio, que no poseen sistemas que den tolerancias extremas.

Se hace un estudio teórico del comportamiento de ciertos parámetros, su influencia en el diseño y alguna alternativa de como asumirlos sin un margen de error considerable, tales como:

- El considerar al número de revoluciones como una variable conocida.
- El considerar la presión dinámica como un valor provisional en el diseño, para luego de obtener las dimensiones finales del ventilador comprobar y ajustar el diseño en caso de no ser el correcto.
- Seleccionando el coeficiente de presión en función de la eficiencia y el número de revoluciones en función del caudal, tomando valores muy especialmente en lo que se refiere a la eficiencia y ajustando este valor a las condiciones de diseño requeridas en un proceso interactivo, factor clave que define la dimensión del rodete.

- Seleccionando el coeficiente de velocidad del fluido en la boca de aspiración en función del número específico de revoluciones (Nq).

- Tomando a la eficiencia volumétrica como un valor muy importante y que depende de la tolerancia que se alcance en la construcción del ventilador, si se considera el uso de tobera, prensaestopas, con el fin de poder estimar las pérdidas de caudal que se producen con las tolerancias alcanzadas.

- El coeficiente de obstrucción a la entrada de los álabes τ_1 ya que su valor depende del espesor de los álabes, debido a que en la entrada este produce una aceleración del fluido reduce el área transversal útil. El coeficiente de obstrucción a la salida de los álabes τ_2 no es tan significativo si se tiene álabes afilados a la salida y se puede despreciar o asumir igual a la unidad, ya que el flujo a la salida tiende a retardarse debido a que aumenta la sección transversal.

- La disminución de la velocidad del fluido que se produce a la entrada de los álabes, debido al cambio brusco de dirección que experimenta (de axial a radial) por medio de un coeficiente (m) que está definido por el número específico de revoluciones (Nq).

-La estimación del número de álabes que depende de la forma de los mismos y del rodete, por lo general no existe un medio real de encontrarlos, lo que se hace es ajustar el número de álabes hasta alcanzar una forma de sección transversal ideal que produce la menor cantidad de pérdidas por fricción.

- El coeficiente de disminución de trabajo que no es recomendable asumirlo sino que depende del número de álabes y del ángulo de entrada en los mismos. Es muy importante debido a que corrige el triángulo de salida.

- El considerar la compresibilidad en los diseños en los cuales el error de despreciarla alcance un valor superior o igual al 10%.

- La utilización de la compresibilidad en el diseño mejora las condiciones resultantes en lo que se refiere a ajustar más a las condiciones reales aún para presiones relativamente bajas.

Se presenta también un diseño mecánico con respecto a la estimación del diámetro del eje, selección de chumaceras.

ÍNDICE GENERAL

DECLARACIÓN EXPRESA	i
RESUMEN	ii
ÍNDICE GENERAL	v
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
NOMENCLATURA EMPLEADA	x
CAPÍTULO 1	3
1. ESTUDIOS PRELIMINARES	3
1.1 INTERCAMBIO DE ENERGÍA EN EL RODETE	5
1.2 LEYES DE SEMEJANZA	6
1.3 COEFICIENTE DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO	7
1.4 NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES	11
1.5 COEFICIENTE DE PRESIÓN Y CAUDAL	12
1.6 ERROR COMETIDO AL DESPRECIAR LA COMPRESIBILIDAD DEL GAS	13
1.7 TIPOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS	17
CAPÍTULO 2	21

2. PARTICULARIDADES DE DISEÑO DE LOS VENTILADORES	21
2.1 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE ENTRADA	21
2.2 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE SALIDA.....	23
2.3 NÚMERO DE ÁLABES	23
2.4 ESPESOR DE LOS ÁLABES.....	24
2.5 DISEÑO DEL RODETE	28
2.6 DISEÑO DE LA CARCASA.....	33
CAPÍTULO 3	39
3. DISEÑO DE UN VENTILADOR	39
3.1 DISEÑO HIDRÁULICO	39
3.2 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	120
3.3 DISEÑO MECÁNICO.....	121
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	153
CONCLUSIONES	154
RECOMENDACIONES.....	158
APÉNDICE A	161
RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS 30304-A.....	161

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Triángulos de Velocidades de entrada con número infinito y finito de álabes.	8
Figura 1.2 Triángulos de Velocidades de salida con número infinito y finito de álabes	9
Figura 1.3 Clasificación de Ventiladores.	18
Figura 1.4 Curvas características de los ventiladores según el sentido de los álabes.	19
Figura 2.1 Ángulo de los álabes a la entrada del rodete.....	22
Figura 2.2 Espesor de los álabes a) a la entrada; b) a la salida.	25
Figura 2.3 Triángulos de velocidades de entrada sin tener en cuenta y teniendo en cuenta el espesor de los álabes (a la entrada).....	26
Figura 2.4 Triángulos de velocidades de salida sin tener en cuenta y teniendo en cuenta el espesor de los álabes (a la salida).....	26
Figura 2.5 Bomba con cámara espiral.....	37
Figura 2.6 Caja espiral logarítmica.....	37
Figura 2.7 Cálculo de una caja espiral logarítmica.	38
Figura 3.1 Intersticios entre la carcasa y el rodete	48

Figura 3.2 Triángulo de salida con número infinito (subíndice 2) y finito (subíndice 3) de álabes, para álabes afilados a la salida.....	64
Figura 3.3 Cámara espiral para un valor de L predeterminado.....	107
Figura 3.4 Trazado del álabe con un solo arco de círculo	117
Figura 3.5 Valores de k para diferentes tipos de impulsores	123
Figura 3.6 Cálculo de h	130
Figura 3.7 Dimensiones de un cilindro semejante a la carcasa del ventilador .	134
Figura 3.8 Fuerzas que actúan en el eje.	136
Figura 3.9 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.....	142
Figura 3.10 Diseño esquemático del ventilador	152

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: Leyes de Semejanza.....	6
TABLA 2: Relación de los radios con la presión.....	29
TABLA 3: Valores de radios de la voluta (sin compresibilidad).....	109
TABLA 4: Valores de radios de la voluta (con compresibilidad).....	116

NOMENCLATURA EMPLEADA

A	Área
b	Ancho de rodete
C	Velocidad, Carga
D	Diámetro
e_z	Coefficiente de disminución de trabajo
F	Fuerza
f	Factor de fricción
g	Gravedad
H	Altura
K	Coefficiente de velocidad
K _p	Coefficiente de compresibilidad
L	Huelgo de intersticio
mm cag.	Milímetros de columna de agua
N	Número de revoluciones
N _s	Número específico de Revoluciones

N_q	Número específico de Revoluciones en función del Caudal
P	Presión
ΔP	Caída de Presión
Q	Caudal
q	Caudal que se pierde
Re	Número de Reynolds
s	Espesor de los álabes
T	Temperatura
t	Paso
U	Velocidad
v	Velocidad en el intersticio
Z	Número de álabes

SUBINDICES

a	Con respecto a la boca de aspiración
e	Exterior, estática
d	Dinámica
h	Hidráulica
I	Incompresible
i	Interior
m	Meridional
o	Condiciones Iniciales, Atmosféricas, Óptimo
q	En función del caudal
r	Dirección radial
tot	Total
u	De Euler
v	Volumétrica
1	Entrada
2	Salida

LETRAS GRIEGAS

Δ	Diferencia de, cambio de, caída de
γ	Peso específico
α	Ángulo de la corriente absoluta
ρ	Densidad
τ	Coefficiente de obstrucción
ψ	Coefficiente de presión
β	Ángulo
η	Eficiencia
σ	Esfuerzo
J	Coefficiente de caudal
θ	Ángulo de arco

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores forman parte de la familia de las turbomáquinas generatrices y, dentro de ella, ocupan un puesto intermedio entre el de los compresores y el de las bombas.

La inclusión de los ventiladores entre las turbomáquinas hidráulicas requiere una atención muy especial. En efecto tanto los turbocompresores como los ventiladores son máquinas para comprimir el aire o cualquier otro gas. Si el Δp en la máquina es menor a 1000 mm cag., la variación de la densidad es pequeña, y en el diseño del ventilador podrá muchas veces despreciarse. En este caso la turbomáquina se llama ventilador y se incluye entre las turbomáquinas hidráulicas. Si el incremento de presión excede en mucho al valor indicado, la variación de volumen específico no podrá y muchas veces despreciarse. Si éste es el caso, la máquina se denomina turbocompresor y se incluye en las turbomáquinas térmicas.

Modernamente, con el aumento de la potencia de los ventiladores se presta mayor atención al rendimiento del ventilador, para lo cual se tiene en cuenta la compresibilidad del gas, aún para valores de Δp relativamente bajos. El presente trabajo tiende a hacer un estudio de cómo afecta al diseño de ventiladores centrífugos de alta presión, mediano flujo hasta 1000 mm cag.,

el considerar la compresibilidad del aire con respecto a despreciarla, que diferencias presentan con el rendimiento y en si a las dimensiones del ventilador.

CAPÍTULO 1

1. ESTUDIOS PRELIMINARES

Entre los grupos de máquinas que tienen más interés en la técnica, figura el grupo bien definido de máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido o bien suministra la energía que absorbe la máquina, o bien el fluido es el receptor al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida; es así que un ventilador absorbe energía mecánica de rotación en su eje y restituye energía de presión y/o energía dinámica al aire.

Las turbomáquinas son aquellas máquinas de fluido en las cuales el intercambio de energía es debida a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimientos de rotación, dotado de álabes o paletas, que se denomina rotor.

La definición anterior es equivalente a la siguiente, dada por C. Mataix (8), que se prefiere porque define mejor que ninguna otra con absoluta precisión a estas máquinas; Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación Fundamental de las Turbomáquinas.

Según la compresibilidad del fluido en el interior de la máquina, las turbomáquinas se clasifican en: turbomáquinas térmicas y turbomáquinas hidráulicas.

Las turbomáquinas térmicas son las turbinas de vapor, turbina de gas, turbocompresores; y las turbomáquinas hidráulicas, son las turbinas hidráulicas, las bombas y los ventiladores.

Las turbomáquinas hidráulicas constituyen el objeto del presente estudio, y su definición es la siguiente; turbomáquina hidráulica es aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación del volumen específico (o densidad) a través de la máquina.

1.1 INTERCAMBIO DE ENERGÍA EN EL RODETE

El intercambio de energía mecánica y de fluido en una turbomáquina se verifica únicamente en el rodete.

El intercambio de energía se verifica por acción mutua (acción y reacción) entre las paredes de los álabes y el fluido.

La ecuación que expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete es la Ecuación de Euler, que constituye una base analítica para el diseño del órgano principal de una turbomáquina (el rodete), es decir, constituye una guía teórica para encontrar la geometría más adecuada a las condiciones de funcionamiento requeridas en una turbomáquina que se proyecta, de ella dice Bergeron que revela gran parte de lo que sucede en el rodete, y se concibe que constituya el medio de auscultación más poderoso puesto a disposición del ingeniero, por lo que bien merece el nombre de Ecuación Fundamental.

La ecuación (1.1) es la Ecuación de Euler para Ventilador

$$\Delta P\alpha = \rho (u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}) \quad (1.1)$$

Así mismo, de la ecuación (1.1) se deduce que la altura teóricamente comunicada al fluido en el rodete de un ventilador es máxima, para un cierto tamaño de rodete, determinado por n y u_2 , Cuando $C_{1u} = 0$, en cuyo caso la Ecuación de Euler se reduce a:

$$\Delta P\alpha = \rho u_2 C_{2u} \quad (1.2)$$

1.2 LEYES DE SEMEJANZA

En la Tabla 1 se presenta las leyes de semejanza suponiendo rendimientos iguales.

TABLA 1
Leyes de Semejanza

1^a	$\frac{\Delta P'_{tot}}{\Delta P''_{tot}} = \frac{P'_b}{P_{b''}} \cdot \frac{n'^2}{n''^2} \cdot \frac{d'^2}{d''^2} \cdot \frac{T_{b''}}{T_{b'}}$
2^a	$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''} \cdot \frac{d'^3}{d''^3}$
3^a	$\frac{P'}{P''} = \frac{P'_b}{P_{b''}} \cdot \frac{n'^3}{n''^3} \cdot \frac{d'^5}{d''^5} \cdot \frac{T_{b''}}{T_{b'}}$
4^a	$\frac{M'}{M''} = \frac{P'_b}{P_{b''}} \cdot \frac{n'^2}{n''^2} \cdot \frac{d'^5}{d''^5} \cdot \frac{T_{b''}}{T_{b'}}$

La predicción del comportamiento de una máquina de tamaño natural (prototipo) a partir de los ensayos realizados con un modelo, exige en general tres condiciones:

Semejanza Geométrica

Exige que toda la parte de la máquina ocupada por el flujo se realice a escala en el modelo

Semejanza Cinemática

Se reduce a que en todos los puntos, y en particular en la entrada y salida del rodete, los triángulos de velocidad sean semejantes.

Semejanza Dinámica

Haciendo igual el Número de Reynolds en el modelo y en el prototipo.

1.3 COEFICIENTE DE DISMINUCIÓN DE TRABAJO

Es un factor de conversión adimensional de la altura teórica con infinito número de álabes y con número finito de álabes. La importancia de este factor denominado "Factor de Disminución de Trabajo", estriba en que permite utilizar el método unidimensional, o lo que es igual a la Ecuación de Euler, en el diseño de los ventiladores.

Los triángulos de velocidad a la entrada y salida, como se ve en la figuras (1.1) y (1.2), sufren una modificación importante respecto a los originales de la teoría unidimensional. En particular los ángulos β_1 y β_2 han disminuido hasta los nuevos valores β'_1 y β'_2 , así como las

componentes C_{1u} y C_{2u} a los nuevos valores C'_{1u} y C'_{2u} . La disminución de C_{1u} no afecta a la altura teórica, porque está causada ya por el rodete (el término $u_1 C_{1u}$ en la ecuación de Euler corresponde a la circulación del fluido antes del rodete); pero la disminución de C_{2u} si afectará y, el problema consiste ahora en calcular esa disminución.

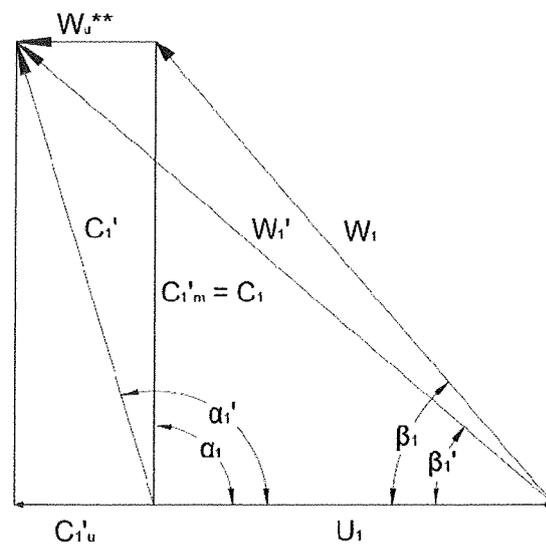


Figura 1.1 Triángulos de Velocidades de entrada con número infinito y finito de álabes.

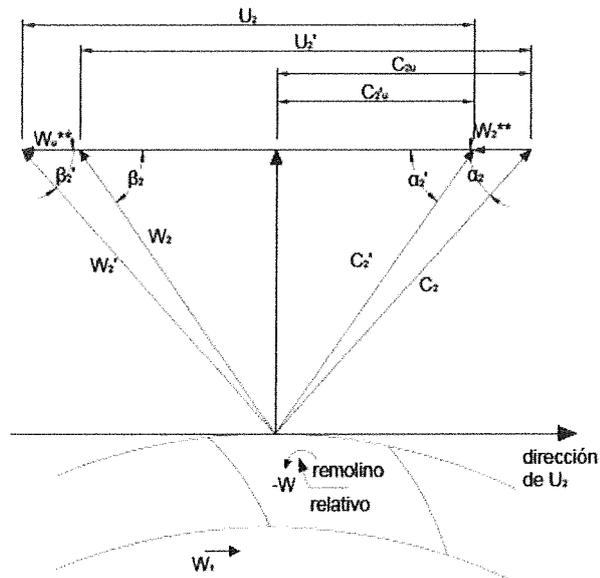


Figura 1.2 Triángulos de Velocidades de salida con número infinito y finito de álabes

Lógicamente el valor numérico de éste factor adimensional se ha de acercar a la unidad, a medida que el número de álabes aumenta, y lo contrario si éste número disminuye.

De lo anterior se observa según la ecuación (1.3)

$$w_u^{**} = \frac{\pi \sin \beta_2}{Z} u_2 \quad (1.3)$$

w_u^{**} Es la velocidad del torbellino relativo a la salida de los álabes.

$w_u^{**} \rightarrow$ cuando el número de álabes $Z \rightarrow \infty$, en cuyo caso el coeficiente de disminución de trabajo se presenta a través de la ecuación (1.4)

$$\frac{C_{2u} - w_u^{**}}{C_{2u}} = e_z \quad (1.4)$$

e_z Coeficiente de Disminución de Trabajo tiende a hacerse, $e_z = 1$

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_2^2}{Zs}}$$

Donde ψ es el Factor Experimental, que depende del ángulo β_2 .

$$\psi = (0,55 \text{ a } 0,68) + 0,6 \sin \beta_2$$

O

$$\psi = (0,68 \text{ a } 0,85) (1 + \beta_2/60)$$

También puede utilizarse las ecuaciones (1.5) , (1.6) , (1.7)

$$e_z = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi}{Z} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}} \quad (1.5)$$

ECK (3) recomienda:

a) Para valores pequeños r_1/r_2

$$e_z = 1 - \pi \frac{\sin \beta_2}{Z} \quad (1.6)$$

b) Para $r_1/r_2 \approx 0,5$

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{4\pi \sin \beta_2}{3 Z}} \quad (1.7)$$

1.4 NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

El número específico de revoluciones ha adquirido un uso extensísimo en el estudio de las turbomáquinas hidráulicas.

$$N_s = NP^{1/2} H^{-5/4} = \text{cte}$$

N_s : Denominada Número específico de Revoluciones

Todos los ventiladores, geoméricamente semejantes, tienen el mismo número específico de revoluciones, siempre que se considere el mismo fluido en todas ellas y se suponga idéntico rendimiento. El número específico de revoluciones no es adimensional.

En los ventiladores la densidad que interviene en el N_s varía mucho con la presión barométrica y la temperatura atmosférica. Por eso se prefiere otra forma del mismo, que se denomina Número Específico de Revoluciones en función del Caudal y, se designa en función de N_q .

La relación obtenida, independiente del diámetro, y por tanto constante para todos los ventiladores geoméricamente semejantes, se muestra a través de la ecuación (1.8)

$$N_q = NQ^{1/2} H^{-3/4} \quad (1.8)$$

Esta nueva expresión tiene la ventaja de ser igual para los ventiladores, independientes del fluido e independiente del rendimiento, y solo dependiente de la forma geométrica de la máquina, por lo tanto puede llamarse coeficiente de forma.

1.5 COEFICIENTE DE PRESIÓN Y CAUDAL

El coeficiente de presión (ψ) se define mediante la ecuación (1.9)

$$\psi = \frac{H}{U^2/2g} \quad (1.9)$$

Donde H = Altura Efectiva, $U = U_2$.

Este coeficiente no es más que una expresión distinta del coeficiente de velocidad periférica, ya que:

$$K_u = \frac{U}{(2gH)^{1/2}} = \frac{1}{\psi^{1/2}}$$

Luego, todas las turbomáquinas hidráulicas geoméricamente semejantes tienen el mismo coeficiente de presión.

El coeficiente de caudal se define mediante la ecuación (1.10)

$$J = \frac{Q}{\left(\pi \frac{d^2}{4}\right) U} \quad (1.10)$$

Donde d y U se mide a la salida del rodete, luego todas las turbomáquinas hidráulicas geoméricamente semejantes tienen el mismo coeficiente de caudal.

1.6 ERROR COMETIDO AL DESPRECIAR LA COMPRESIBILIDAD DEL GAS

Muchos gases reales, entre ellos el aire y todos los gases diatómicos, obedecen prácticamente a la ecuación de los gases perfectos:

$$Pv = R T$$

donde $v = 1/\rho$ volumen específico, siendo el valor de R constante para cada gas: para el aire $R=286,9 \text{ J/Kg}^\circ \text{K}$. Para presiones superiores a los 20 bar el valor real de R_i difiere solo un 1%. Al comprimir un gas adiabáticamente se eleva su temperatura y aumenta su densidad, o

disminuye su volumen específico, es decir, todos los gases son compresibles; más aún la hipótesis del fluido incompresible que sirve de base para la definición de turbomáquinas hidráulicas exactamente no se realiza en ningún fluido real.

En los ventiladores de alta calidad y elevada potencia, la tendencia actual es a tener presente la compresibilidad incluso a presiones mucho menores, y la línea divisoria convencional recomendada por la norma VDI 2044 es la siguiente:

$\Delta P_{tot} < 300 \text{ mmc.ag.}$ Ventilador (TMH)

$\Delta P_{tot} > 300 \text{ mm c.ag.}$ Turbocompresor (TMT)

- DETERMINACIÓN DE LA MAGNITUD DEL ERROR

La presión total del ventilador, mostrada en la ecuación (1.11) puede considerarse como la presión de estancamiento correspondiente a una velocidad C .

$$\Delta P_{tot} = \rho \frac{C^2}{2} \quad (1.11)$$

El error relativo podrá calcularse mediante la ecuación (1.12)

$$\frac{\Delta(\Delta P)}{P} = \frac{1}{4} \left(\frac{c}{a}\right)^2 \quad (1.12)$$

Donde:

a- velocidad del sonido

c- velocidad de estancamiento

Para $c = 50 \text{ m/s}$ el error es 0,605 %, $c = 100 \text{ m/s}$ el error es 2,4 % a esta última velocidad de estancamiento corresponde a una presión total en el ventilador de 650 mm c.ag.

El error que con esto se comete siguiendo la norma VDI 2044, despreciando la compresibilidad para $p = 300 \text{ mm c.ag.}$, es del orden del 1 %.

- COMPRESIBILIDAD

Los efectos de compresibilidad son computados en las leyes de los ventiladores por la inclusión del coeficiente de compresibilidad K_p ecuación (1.13). Para cada uno de los dos ventiladores, este coeficiente está en función del exponente politrópico n ; la presión total absoluta en la entrada $P_{\tau 1}$, y la presión total absoluto en la salida $P_{\tau 2}$ está dada por la ecuación (1.13)

$$K_p = \frac{\frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)^{\frac{(n-1)}{n-1}} \right]}{(P_{T2} - P_{T1}) - 1} \quad (1.13)$$

El exponente politrópico, dado a través de la ecuación (1.14), se puede evaluar usando el exponente isentrópico ϕ y la eficiencia politrópica η_p .

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\phi \eta_p}{\phi - 1} \quad (1.14)$$

La eficiencia politrópica, dada en la ecuación (1.15), puede usualmente ser considerada igual a la eficiencia total del ventilador η_T sin considerable error.

$$K_p = \frac{\frac{\phi \eta_T}{\phi - 1} \left[\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)^{\frac{(\phi-1)}{\phi \eta_T - 1}} \right]}{\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) - 1} \quad (1.15)$$

Equivalentemente

$$Q_i = Q * K_p$$

$$P_{FTI} = P_{FT} * K_p$$

$$P_{II} = P_i * K_p$$

Donde Q_I, P_{FTI}, P_{II} son valores de caudal, presión y potencia de un fluido incompresible, $K_{p1} = 1$. Q, P_{FT}, P_I y K_p son los valores de un fluido compresible. Además:

Las ecuaciones (1.16) y (1.17), indican el coeficiente de caudal y el coeficiente de presión.

$$J = \frac{4 Q K_p}{\pi^2 N D^3} \quad (1.16)$$

$$\psi = \frac{2 P_{FT} K_p}{\pi^2 \delta N^2 D^2} \quad (1.17)$$

1.7 TIPOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES

CENTRÍFUGOS

Los ventiladores se clasifican, según la dirección del flujo en el rodete, en centrífugos, helicocentrífugos, axiales.

Los ventiladores centrífugos funcionan según el esquema teórico de la figura 1.3a; son los más indicados para presiones altas y caudales débiles. Estos ventiladores aspiran el fluido lateralmente, a través de una o varias aberturas y lo expulsan a una voluta que juega el papel de difusor.

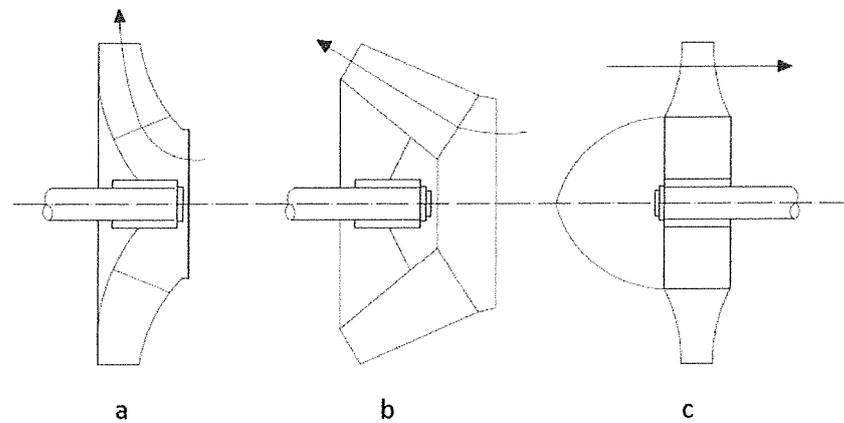


Figura 1.3 Clasificación de Ventiladores.

Los ventiladores helicocentrífugos (figura 1.3 b) corresponden a un grupo intermedio.

Los ventiladores axiales (figura 1.3 c) son concebidos para las bajas presiones y grandes caudales, el eje de la rueda se confunde con el eje de la canalización.

Los rendimientos máximos son:

Ventiladores centrífugos.....0,6 a 0,7

Ventiladores axiales.....0,9

Entre los ventiladores centrífugos de una sola entrada, se consideran los tres casos posibles; $\beta_2 > 90^\circ$, álabes curvados hacia adelante; $\beta_2 = 90^\circ$,

o álabes de salida radiales; $\beta_2 < 90^\circ$, o álabes curvados hacia atrás, los cuales se presentan en la figura (1.4).

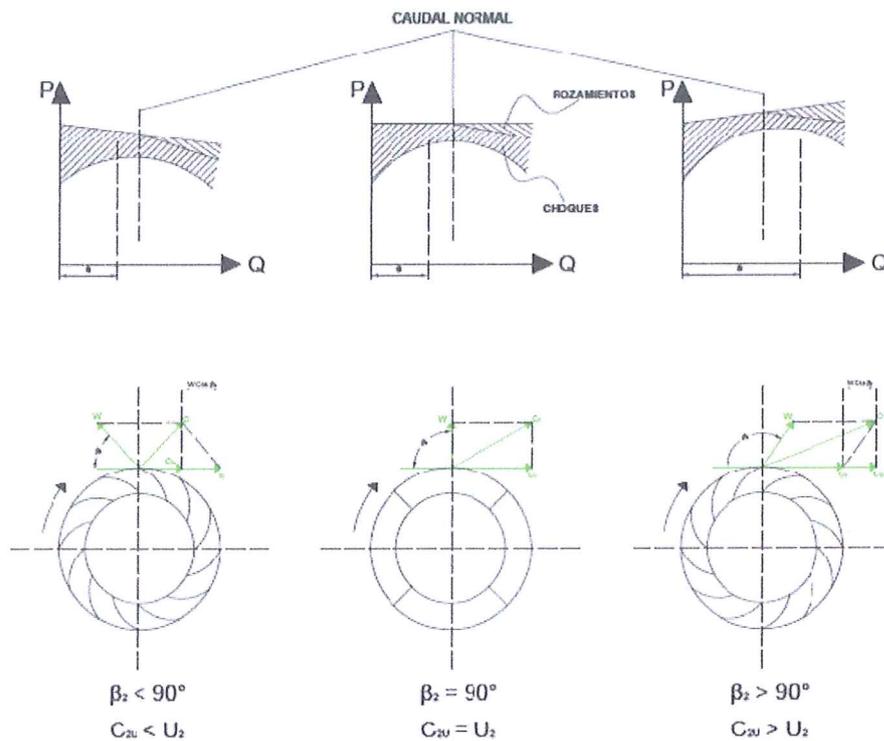


Figura 1.4 Curvas características de los ventiladores según el sentido de los álabes.

A velocidad de rotación constante, U_2 es constante y W_2 proporcional al caudal, si se considera el rendimiento interno igual a la unidad:

- La carga será constantemente igual a U_2^2/g , con álabes radiales.

- Será creciente a partir de U_2^2/g , con álabes inclinados en el sentido de giro, y
- Será decreciente a partir de U_2^2/g , con álabes inclinados en sentido contrario al giro.

El rendimiento es máximo para el caudal nominal, que corresponde a los ángulos de composición de las velocidades para los cuales los álabes del rotor, y eventualmente los del difusor, han sido trazados. En consecuencia, las curvas características presión vs caudal tienen, según la inclinación de los álabes, el trazado de la figura 1.4.

Cuando el caudal es nulo, la presión viene dada por la fuerza centrífuga y vale U_2^2/g , es decir, un medio de la presión teórica máxima, de donde un ventilador arranca muy fácilmente.

CAPÍTULO 2

2. PARTICULARIDADES DE DISEÑO DE LOS VENTILADORES

2.1 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE ENTRADA

La ecuación de Euler normalmente tiene en los ventiladores se expresa por la ecuación (2.1)

$$\Delta P_U \alpha = \rho u_2 C_{2u} \quad (2.1)$$

Los álabes a la entrada se construirán con un ángulo β_1 tal que $\alpha_1 = 90^\circ$ (entrada sin circulación $C_{1u} = 0$) mostrada en la figura (2.1)

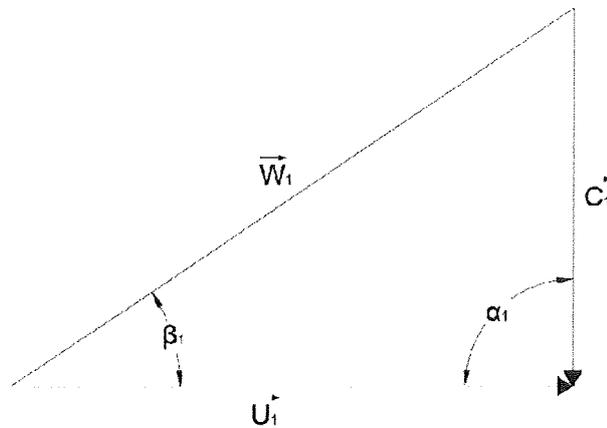


Figura 2.1 Ángulo de los álaves a la entrada del rodete.

El mismo triángulo de velocidad de la figura (2.1). Se modifica por el número finito de álaves, por el espesor de los álaves; sin embargo en la práctica el ángulo de entrada de los álaves se hace igual a β_1 , suponiendo por lo tanto un ángulo de entrada de la corriente absoluta $\alpha_1 = 90^\circ$. Una ventaja adicional de que sea $\alpha_1 = 90^\circ$ es que entonces para un caudal determinado la velocidad absoluta será mínima, lo que disminuirá la depresión a la entrada del rodete (aumento de la capacidad de aspiración). La experiencia enseña que conviene hacer $\beta_1 > 15^\circ$.

2.2 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE SALIDA

El ángulo β_2 es el parámetro de diseño más importante de un ventilador, las características teóricas principales de un ventilador depende fundamentalmente, de este ángulo de salida de los álabes, de cuyo valor se da en gran parte los restantes parámetros de diseño. Una acertada selección del ángulo β_2 es decisiva en el diseño de un rodete.

Esta selección se basa unas veces en la pendiente deseada de la curva presión vs caudal (figura 1.4), en el grado de reacción que se desea, en el tipo de aplicación y otras veces en la optimización de precio y rendimiento del ventilador que conduce a un diseño normal. Para la determinación misma del ángulo β_2 a veces se hace en los ventiladores $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$, o bien si $\beta_1 > 25^\circ$ se construye el álabe de manera que $\beta_2 = \beta_1$ según una espiral logarítmica.

2.3 NÚMERO DE ÁLABES

La determinación teórica del número óptimo de álabes, según el tipo de diseño del rodete, hasta el momento presente es imposible. Este número se ha de determinar mediante el experimento. Existen fórmulas empíricas que constituyen una guía en la selección de número óptimo de álabes. La

ecuación (2.2) más sencilla es la aducida por Stepanoff, con ángulos β_2 en la gamma de 25-90 °, a saber:

$$z = \beta_2/3 \quad (2.2)$$

La ecuación (2.3) muy utilizada, y más exacta al tener en cuenta mayor número de variables es la debida a Pfeleiderer:

$$z = K \left[\frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} \right] \sin \left[\frac{(\beta_2 + \beta_1)}{2} \right] \quad (2.3)$$

El valor del coeficiente K tiene un valor medio aproximado de 6,5; y suele oscilar entre 3-10, o incluso más elevados.

2.4 ESPESOR DE LOS ÁLABES

El espesor de los álabes depende, como es natural, del tamaño del rodete, del material empleado. Los álabes se suelen construir redondeados a la entrada y afilados a la salida (figura 2.2).

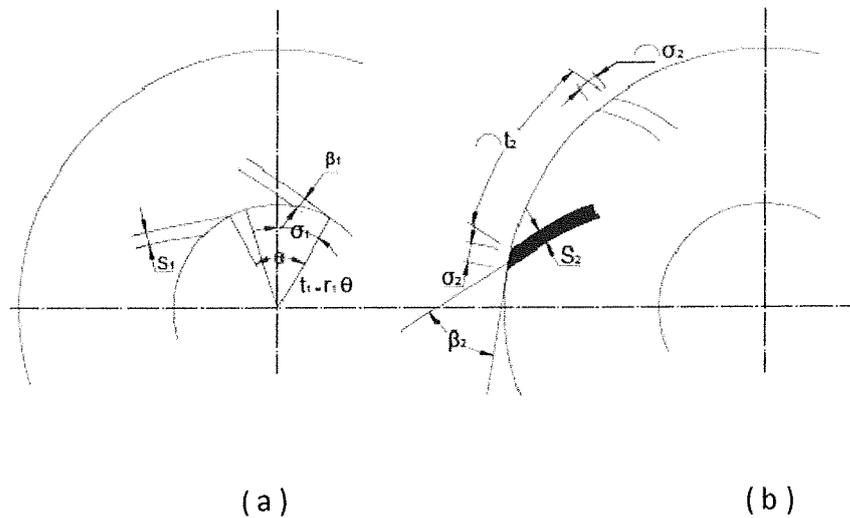


Figura 2.2 Espesor de los álabes a) a la entrada; b) a la salida.

La influencia del espesor de los álabes podrá despreciarse muchas veces a la salida, pero no a la entrada. En el caso general ambos espesores deberán tenerse en cuenta en los cálculos. El espesor de los álabes produce una disminución de la sección transversal útil para el flujo en la entrada y un aumento de la misma en la salida, no supone, sin embargo aporte de energía alguno. Es decir, el espesor de los álabes influyen sobre la componente meridional de la velocidad absoluta, no sobre la componente periférica, presentadas en las figuras (2.3) y (2.4).

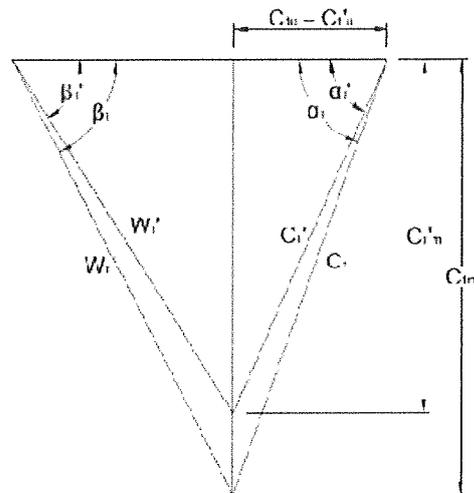


Figura 2.3 Triángulos de velocidades de entrada sin tener en cuenta y teniendo en cuenta el espesor de los álabes (a la entrada).

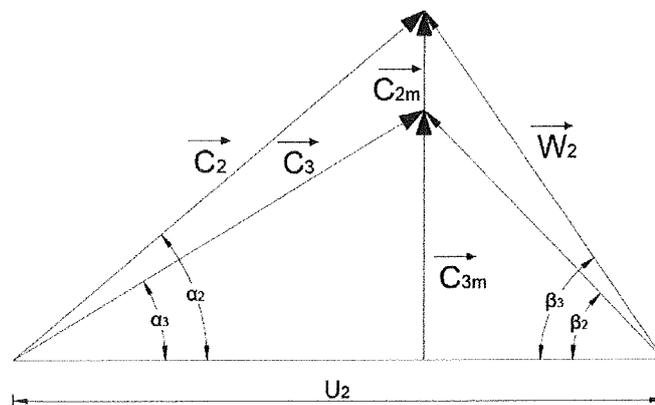


Figura 2.4 Triángulos de velocidades de salida sin tener en cuenta y teniendo en cuenta el espesor de los álabes (a la salida).

A la entrada observando la figura 2.2 y aplicando la ecuación de continuidad, se deduce:

$$\frac{C_{1m}}{C_{1'm}} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

Donde

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1}$$

S_1 es el espesor de los álabes a la entrada, la componente de velocidad está dada por la ecuación (2.4).

$$C_{1m} = C_{1'm} \frac{t_1}{t_1 - \left(\frac{S_1}{\sin \beta_1} \right)} = C_{1'm} \tau_1 \quad (2.4)$$

Donde, $C_{1'm}$ es la componente meridional de la velocidad absoluta justo antes de la entrada y C_{1m} es la componente meridional de la velocidad absoluta en la entrada al álabe. El coeficiente de obstrucción está dado por la ecuación (2.5).

$$\tau_1 = \frac{t_1 \sin \beta_1}{t_1 \sin \beta_1 - S_1} > 1 \quad (2.5)$$

τ_1 Coeficiente de obstrucción, en las bombas tiene valores entre 1,10-1,25, en los ventiladores suele ser un poco menor.

Debido a que en la salida aumenta la sección transversal, provoca que el flujo se retarde en vez de acelerarse como a la entrada, si los álabes están afilados a la salida, el coeficiente τ_2 será igual a uno. El triángulo de velocidad de salida se transforma (figura 2.4). El coeficiente de obstrucción a la salida se evalúa mediante la ecuación (2.6)

$$\tau_2 = \frac{t_2 \sin \beta_2}{t_2 \sin \beta_2 - S_2} \quad (2.6)$$

Donde τ_2 es el coeficiente de obstrucción a la salida.

$$C_{2'm} = \frac{C_{2m}}{\tau_2} \quad (2.7)$$

$C_{2'm}$ es la componente meridional de la velocidad absoluta justo después de la salida, debida a la expansión; C_{2m} es la componente meridional de la velocidad absoluta a la salida.

2.5 DISEÑO DEL RODETE

A partir de los datos iniciales de cauda y presión. Se fija N , y se procede al cálculo de las dimensiones del rodete.

- **DIAMETRO DE SALIDA DE LOS ÁLABES, D_2**

El diámetro D_2 fija el tamaño del rodete. De la figura (2.4)

Se obtiene lo siguiente:

$$U_2 = \pi D_2 N$$

Donde U_2 es la velocidad absoluta del rodete a la salida

$$U_2 = \left(2gH/\psi\right)^{1/2}$$

Por lo que el diámetro de salida se expresa por la ecuación (2.8)

$$D_2 = (1/\pi N) \left(2gH/\psi\right)^{1/2} \quad (2.8)$$

- **DIÁMETRO DE ENTRADA DE LOS ÁLABES, D_1**

La elección de la relación R_2/R_1 , dada la Tabla 2, depende del valor

de ΔP . Según Weismann:

TABLA 2

Relación de los radios con la presión

ΔP (mm c.ag.)	R_2/R_1
100	1,4
100-300	1,6

Conocida la relación de los radios y D_2 , se calcula D_1 para el ΔP deseado. Es frecuente en diseño de ventiladores hacer que $D_1 \approx D_a$ o ligeramente mayor.

- **DIÁMETRO DE LA BOCA DE ASPIRACIÓN, D_a**

Se selecciona la velocidad en la boca de aspiración, según Mataix (8), se usan formulas empíricas como la ecuación (2.9)

$$C_a = (0,1 - 0,3)(2gH)^{1/2} \quad (2.9)$$

L, Bommers propone una formula empírica (ecuación 2.10) que ha dado en el banco de pruebas buenos resultados.

$$C_a = K_{Ca}(2gH)^{1/2} \quad (2.10)$$

$$K_{Ca} = 0,55 \left(\frac{Nq}{100} \right)^{1/3}$$

Según Hutte

$$C_a = (0,25 - 0,5)(2gH)^{1/2}$$

El diámetro de la boca de aspiración será:

$$D_a = \left(\frac{4Q}{\eta_v \pi C_a} \right)^{1/2}$$

Donde:

η_v = eficiencia volumétrica

Q = caudal

C_a = velocidad en la boca de aspiración

- **ANCHO DEL RODETE A LA SALIDA Y ENTRADA DE LOS ÁLABES, b_2 Y b_1**

Según Mataix (7): Con entrada en el rodete sin circulación la velocidad absoluta del aire antes de los álabes se expresa mediante la ecuación (2.11)

$$C_o = C_{om} = m C_a \quad (2.11)$$

m es un coeficiente que depende de N_q , a base de investigación realizada por Bommès.

$$m = 0,5 \left(\frac{100}{N_q} \right)^{1/6}$$

El ancho del rodete a la entrada será:

$$b_1 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_1 C_{om}}$$

Según Masana (6):

$$b_1 = \frac{Q}{C_1 (\pi D_1 - n e_1)}$$

Donde :

e_1 = Espesor del álabe a la entrada

n = Número de álabes

C_1 = Velocidad a la entrada del rotor (radial)

Q = Caudal

D_1 = Diámetro de entrada

Según Mataix (7), el ancho del rodete a la salida está dada por la ecuación (2.12)

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_2 C_{2m}} \quad (2.12)$$

Donde

$$C_{2m} = (U_2 - C_{2u}) \tan \beta_2$$

$$C_{2u} = g \left(H_{u\infty} / U_2 \right)$$

$$H_{u\infty} = H / \eta h e_z$$

Según Masana (6):

$$b_2 = Q / C_{2r} (\pi D_2 - n e_2)$$

C_{2r} = Componente radial de la velocidad de salida del rotor

e_2 = Espesor del álabe a la salida

n = Número de álabes

Q = Caudal

D_2 = Diámetro de salida

2.6 DISEÑO DE LA CARCASA

La carcasa comprende la tobera de entrada, la caja espiral, etc. La carcasa o estator de los ventiladores desempeña una triple misión: Conducir el fluido desde la entrada del ventilador hasta la entrada del rodete, transformar la energía de presión, y conducir el fluido hasta la salida del ventilador. En la carcasa no se adiciona energía al fluido, solo se transforma la energía, la conducción del fluido hasta el rodete

mediante una tobera de aspiración (o conducto convergente) es ventajosa para hacer que el fluido entre en el rodete en buenas condiciones, eliminando desprendimientos y choques, que disminuirán el rendimiento hidráulico.

- **DISEÑO DE LA VOLUTA O CAJA ESPIRAL**

El papel de la voluta es doble: Transforma parte de la energía cinética, que tiene el fluido a la salida del rodete, en energía de presión, y recoge el fluido que sale por los 360° de la circunferencia del rodete para conducirlo hasta la tubería de salida. La ecuación general, o sea aplicable a toda voluta de forma meridional cualquiera, se reduce, en la doble hipótesis de fluido ideal y flujo irrotacional. El fluido que sale del rodete y entra en la voluta mostrada en la figura 2.5, en cada punto cumplirá la ecuación (2.13).

$$r C_u = C \quad (2.13)$$

Donde la constante C se conoce, ya que a la salida del rodete.

$$C = r_2 C_{3u}$$

Y

$$C_{3u} = C_{2u}$$

Suponiendo que el fluido que sale del rodete se difunde por igual en toda la periferia, en cualquier sección meridional de la voluta el caudal se calcula mediante la ecuación (2.14)

$$Q_{\theta} = \frac{\theta}{360^{\circ}} \quad (2.14)$$

Donde:

θ : Ángulo en grados medido desde la lengua teórica de la voluta (figura 2.5).

Algunos constructores consideran para el cálculo de la voluta, el caudal que circula por el rodete, dado por la ecuación (2.15)

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} \quad (2.15)$$

A continuación se presenta la ecuación general de la voluta (2.16)

$$\theta^{\circ} = 360 \frac{C}{Q} \int_{r_2}^{r_{\theta}} \frac{b}{r} dr \quad (2.16)$$

Donde:

r_θ es el radio exterior de una sección situada a θ° de la lengua teórica. La ecuación (2.16) se puede resolver por integración tabular, si se conoce la función $b = f(r)$, es decir, una vez elegida la forma de la sección transversal.

Se diseña una voluta limitada por dos placas paralelas, mostradas en la figura 2.6. Reemplazando en la ecuación general de la voluta $b = b_3 = \text{cte}$. El ancho b_3 de la caja espiral se la hace mayor que el ancho del rodete b_2 por la relación según la ecuación (2.17)

$$b_3 = (3 - 6)b_2 \quad (2.17)$$

$$\theta^\circ = 360 C b/Q \int_{r_2}^{r_\theta} dr/r = 360 C b/Q \ln r_\theta/r_2$$

Pasando a logaritmos decimales se obtiene la ecuación (2.18)

$$\log r_\theta/r_2 = 1,21 * 10^{-3} \left(Q/Cb \right) \theta^\circ \quad (2.18)$$

A través de la ecuación (2.18) se puede calcular fácilmente punto a punto en forma tabular la caja espiral logarítmica, indicada en la figura 2.7

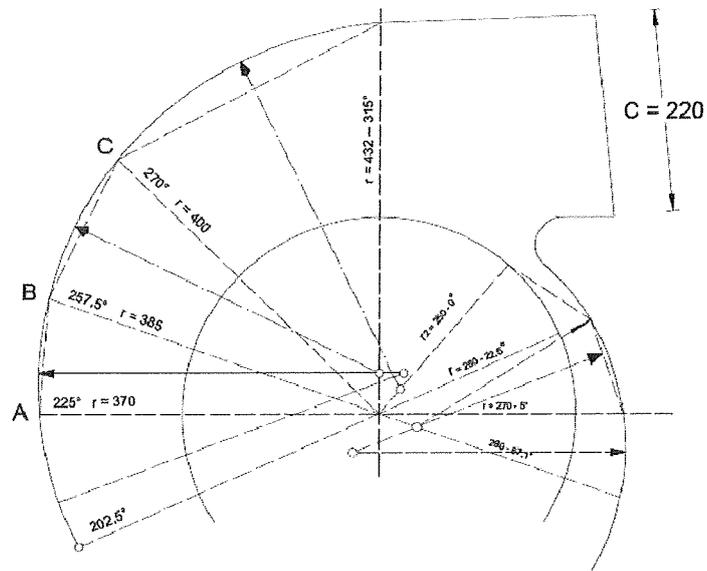


Figura 2.7 Cálculo de una caja espiral logarítmica.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE UN VENTILADOR

3.1 DISEÑO HIDRÁULICO

El diseño de un ventilador de aire para condiciones atmosféricas ($T_0 = 28^\circ \text{C}$, $\delta = 1,14 \text{ Kg/m}^3$), deberá proporcionar una presión estática de 750 mm c.ag. a un caudal de $52 \text{ m}^3/\text{min}$, girando a 3500 RPM, sin tomar en cuenta la compresibilidad del aire.

Los datos iniciales son:

Q= Caudal

$$Q = 52 \text{ m}^3/\text{min} = 0,866 \text{ m}^3/\text{seg}$$

ΔP_{tot} = Presión total

$$\Delta P_{tot} = P_e + P_d$$

Donde:

P_e = Presión Estática

P_d = Presión Dinámica

$$P_d = 0,1(P_e)$$

$$P_e = 0,1 (750) = 75 \text{ mm c. ag.}$$

$$\Delta P_{tot} = 750 + 75 = 825 \text{ mm c. ag.} = 825 \text{ K}_p/\text{m}^2$$

$$\Delta P_{tot} = 8093,25 \text{ N}/\text{m}^2$$

La altura es:

$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\delta} = \frac{825}{1,14} = 723,684 \text{ m de columna de aire}$$

Donde:

$$\Delta P_{tot} = \text{Presión total}$$

CÁLCULOS INICIALES

Se trata de un ventilador de alta presión, cuyo número específico de revoluciones en función del caudal es:

$$N_q = N Q^{1/2} H^{-3/4} = 3500 \left(0,866^{1/2}\right) \left(723,684^{-3/4}\right) = 23,343$$

$$N_q = 23,343$$

Donde:

N = Número de revoluciones

Q = Caudal

H = Altura

Con ángulos β_2 de 25° a 90° . El coeficiente de presión $\psi = \frac{H}{U^2/2g}$ varía

entre 0,9 y 1,2 siendo por tanto su valor medio muy próximo a la unidad;

pudiéndose tomar de 0,9 a 1,0 si sólo tiene caja espiral, por tanto la

Velocidad absoluta del rodete a la salida es:

$$U_2 = \left(\frac{2gH}{\psi} \right)^{1/2} = (2 * 9,8 * 723,684 / 0,95)^{1/2}$$

$$U_2 = 122,253 \text{ m/s}$$

Donde:

g = Gravedad

H = Altura

ψ = Coeficiente de presión

El diámetro de salida es:

$$D_2 = U_2(60)/\pi N = 122,253(60)/\pi 3500$$

$$D_2 = 0,67 \text{ m}$$

Donde:

U_2 = Velocidad absoluta del rodete a la salida

N = Número de revoluciones

Según Mataix (8), la Velocidad del fluido en la boca de aspiración está dada por:

$$C_a = (0,1 - 0,3)(2gH)^{1/2}$$

Según el autor Masana (6), la velocidad está dada por:

$$C_a = (0,25 - 0,5)(2gH)^{1/2}$$

L, Bommés indica que para ventiladores de rendimiento elevado, la velocidad está expresado como:

$$C_a = K_{ca}(2gH)^{1/2}$$

Donde:

g = Gravedad

H = Altura

$$K_{ca} = 0,55 \left(N_q / 100 \right)^{1/3}$$

N_q = Número específico de revoluciones

$$K_{ca} = 0,55 \left(23,343 / 100 \right)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0,338$$

Se selecciona un valor menor a K_{ca} , que se encuentre en el rango antes mencionado, debido a que el valor de K_{ca} es un valor límite máximo para rendimiento elevado en el diseño del ventilador.

$$K_{ca} = 0,25$$

$$C_a = 0,25(2 * 9,81 * 723,684)^{1/2}$$

$$C_a = 29,789 \text{ m/s}$$

Las pérdidas volumétricas son calculadas por medio de:

$$\eta_v = Q / (Q + q)$$

$$q = q_e + q_i$$

Donde:

q_e Parte del caudal que se pierde al exterior

q_i Parte del caudal que se pierde al interior

Calculo de las pérdidas volumétricas a un caudal q

La velocidad con que el flujo recircula se calcula mediante la expresión siguiente:

$$v = \eta \sqrt{2 P / \delta}$$

Donde P es la diferencia de presión a la entrada y salida de la junta.

$$v^2 / 2g = \eta^2 P / \delta g$$

Considerando a esta como un transformador de energía de presión en energía cinética su rendimiento puede expresarse en función de la pérdida de carga h:

$$\eta^2 = \frac{(P / \delta g - h)}{(P / \delta g)}$$

El diámetro hidráulico de la sección es d_h

$$d_h = 4A / \delta h = D_1 - D_a$$

h_f según la ecuación de Darcy Weisbach se expresa como

$$h_f = f L v^2 / 2 g d_h$$

$$\text{Donde } h_f = \frac{f L \eta^2 P}{d_h \delta g} \quad \text{y} \quad \eta = \sqrt{\left[1 + \left(1 + \frac{f L}{d_h}\right)\right]}$$

Se sabe que

$$f = \frac{0,314}{Re^{1/4}} \quad \text{y} \quad Re = \frac{c d_h}{\nu}$$

L es la longitud de la junta (huelgo del intersticio) $\approx 0,000017 \text{ m}^2/\text{s}$, (ver

figura 3.1)

Asumiendo que $L = 0,01 \text{ m}$ por construcción, debido a que tolerancias menores es más difícil de conseguir en procesos no tan sofisticados.

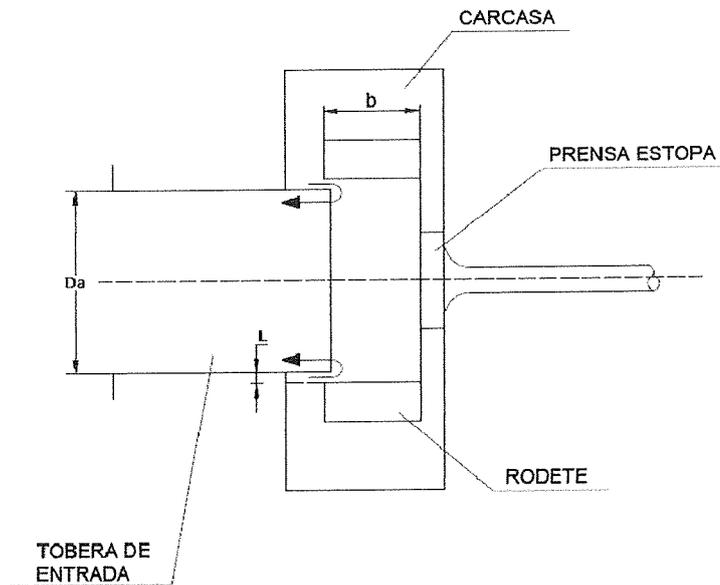


Figura 3.1 Intersticios entre la carcasa y el rodeteador

Se asume $\eta_v = 0,80$ (provisional)

$$D_a = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\eta_v \pi C_a} \right)}$$

$D_a = 0,22$ provisional

$D_1 = 0,23$ provisional

$$Re = c d_h / \nu = 122,25 * 0,01 / 1,7 * 10^{-5}$$

$$R_e = 71911,764$$

$$f = 0,314 / (71911,764)^{1/4}$$

$$f = 0,01917$$

$$d_h = D_1 - D_a = 0,01$$

$$\eta = 0,9905$$

$$v = 0,9905 \sqrt{2 * 9,81 * 723,684}$$

$$v = 118,031 \text{ (m/s)}$$

Recalculando hasta ajustar la velocidad v

$$R_e = 69430,571$$

$$\eta = 0,9904$$

$$v = 118,022 \text{ (m/s)}$$

$$q = A_i v$$

$$A_i = \pi/4 (D_1^2 - D_a^2)$$

$$A_i = 3,455 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

La pérdida de caudal total se expresa como:

$$q = A_i v = 3,455 \times 10^{-3} * 118,022$$

$$q = 0,407 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = Q / (Q + q) = 0,866 / (0,866 + 0,407)$$

$$\eta_v = 0,70$$

Cálculo del diámetro de la carcasa de aspiración, D_a

$$D_a = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\eta_v \pi C_a} \right)} = \sqrt{\left(\frac{4(0,866)}{0,70 * \pi * 29,789} \right)}$$

$$D_a = 0,23 \text{ m}$$

Triángulo de entrada

Cálculo del diámetro de entrada del rodete, D_1 es frecuente hacer que el

$D_1 \approx D_a$, o $D_1 > D_a$ en uno o dos centímetros.

Por lo tanto $D_1 = 0,24 \text{ m}$

La relación de diámetro es:

$$D_2 / D_1 = 0,67 / 0,24 = 2,7916$$

La velocidad de entrada al rodete es:

$$U_1 = U_2 / \left(D_2 / D_1 \right) = 122,253 / 2,7916$$

$$U_1 = 43,793 \text{ m/s}$$

Con entrada en el rodete sin circulación, la velocidad absoluta del aire antes de los álabes es:

$$C_1 = C_{om} = m C_a$$

Donde m es un coeficiente que depende de N_q , a base de múltiples investigaciones realizadas por Bommes (8) para alto rendimiento, se obtiene:

$$m = 0,5 \left(\frac{100}{N_q} \right)^{1/6}$$

$$m = 0,5 \left(\frac{100}{23,343} \right)^{1/6}$$

$$m = 0,637$$

Se selecciona un valor menor a m

$$m = 0,6$$

$$C_1' = 0,60 (29,789)$$

$$C_1' = 17,8704 \text{ m/s}$$

El ancho del rodete a la entrada es:

$$b_1 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_1 C_1} = 0,866 / (0,7 * \pi * 0,23 * 17,8704)$$

$$b_1 = 0,0881 \text{ m}$$

Estimado el coeficiente de obstrucción a la entrada

$$\tau_1 = 1,05; \text{ Se tiene}$$

$$C_1 = C_1 \tau_1 = 17,8704 * 1,05$$

$$C_1 = 18,763 \text{ m/s}$$

El ángulo de entrada a los álabes es:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{C_1}{U_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{18,763}{43,792} \right)$$

$$\beta_1 = 23,19^\circ$$

Cuando $\beta_1 < 25^\circ$ se toma $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$

El ángulo de salida es:

$$\beta_2 = 33,19^\circ$$

El número de álabes Z se estima según la siguiente ecuación

$$Z = K \left[\frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} \right] \sin \left[\frac{(\beta_2 + \beta_1)}{2} \right]$$

K varia de 3-10, se toma $K = 8$

$$Z = 8 \left[\frac{(0,67 + 0,24)}{(0,67 - 0,24)} \right] \sin \left[\frac{(33,19 + 23,19)}{2} \right]$$

$$Z = 8$$

Espesor de los álabes $S_1 = 4 \text{ mm}$

Paso a la entrada es:

$$t_1 = \pi D_1 / Z = \pi * 240 / 8 = 94,2477 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} = \frac{4}{\sin 23,19^\circ} = 10,157 \text{ mm}$$

Y el verdadero coeficiente de obstrucción a la entrada es:

$$\tau_1 = \frac{t_1 \sin \beta_1}{t_1 \sin \beta_1 - S_1}$$

$$\tau_1 = \frac{94,25 \sin 23,19}{94,25 \sin 23,19 - 4}$$

$$\tau_1 = 1,12$$

Se ajusta el valor de τ con el nuevo $\tau_1 = 1,12$, se inicia la interacción

$$C_1 = 20,015 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 25^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$

$$Z = 8$$

$$S_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_1 = 94,24 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = 9.465 \text{ mm}$$

$$\tau_1 = 1,11$$

El verdadero coeficiente de obstrucción a la entrada es:

$$\tau_1 = 1,11$$

Este valor que difiere del anterior en 0,897%

Triángulo de Salida

Determinación de la altura de Euler $H_{u\infty}$

$$H_{u\infty} = \frac{H}{\eta h} e_z$$

El rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \eta_i / \eta_v \eta_r$$

$$\eta_v = 0,70$$

$$\eta_i = 0,62$$

En los ventiladores η_r suele estar comprendido entre 0,98-0,99

$$\eta_r = 0,98$$

$$\eta_h = 0,62 / 0,70 * 0,98$$

$$\eta_h = 0,90$$

El valor del coeficiente de disminución de trabajo e_z se calcula por medio de:

$$D_1 / D_2 = 0,358$$

Según ECK (3)

El coeficiente de disminución de trabajo es:

$$e_z = 1 - \pi \frac{\sin \beta_2}{Z}$$

Donde:

β_2 = Ángulo de salida

Z = Número de álabes

$$e_{z=8} = 1 - \pi \frac{\sin 25^\circ}{8}$$

$$e_z = 0,834$$

La altura de Euler es:

$$H_{u\infty} = \frac{H}{\eta h e_z}$$

Donde:

H = Altura

η_h = Rendimiento Hidráulico

e_z = Coeficiente de disminución de trabajo

$$H_{u\infty} = 723,684 / (0,90 * 0,834)$$

$$H_{u\infty} = 960,937 \text{ m}$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2u} = g \left(\frac{H_{u\infty}}{U_2} \right)$$

Donde:

g = Gravedad

$H_{u\infty}$ = La altura de Euler

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

$$C_{2u} = 9,81 \left(\frac{960,937}{122,253} \right)$$

$$C_{2u} = 77,03 \text{ m/s}$$

Por tanto, el valor de la componente meridional de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2m} = (U_2 - C_{2u}) \tan \beta_2$$

Donde:

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

C_{2u} = Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida

β_2 = Ángulo de salida

$$C_{2m} = (122,253 - 77,03) \tan 25^\circ$$

$$C_{2m} = 21,08 \text{ m/s}$$

Además la altura teórica está dada por:

$$H_u = H_{u\infty} e_z$$

Donde:

$H_{u\infty}$ = La altura de Euler

e_z = Coeficiente de disminución de trabajo

$$H_u = 960,937 * 0,834$$

$$H_u = 801,42 \text{ m}$$

La entrada sin circulación está dada por la ecuación (3.1):

$$C_{3u} = \frac{gH_u}{U_2} \quad (3.1)$$

Donde:

g = Gravedad

H_u = La altura teórica

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

$$C_{3u} = \frac{9,81 * 801,42}{122,253}$$

$$C_{3u} = 64,308 \text{ m/s}$$

A la salida se supone álabes afilados, de manera que $\tau_2 = 1$ y $C_{3m} = C_{2m}$, el ángulo de salida de la corriente absoluta del rodete es:

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{3m}}{C_{3u}} \right)$$

Donde:

C_{3m} = Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida

C_{3u} = La entrada sin circulación

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(21,08 / 64,308 \right)$$

$$\alpha_3 = 18,15^\circ$$

Los triángulos de velocidades con número infinito (subíndice 2) y finito (subíndice 3) de álabes puede verse en la figura 3.2

El ancho a la salida del rodete es:

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_2 C_{2m}}$$

Donde:

Q = Caudal

η_v = Eficiencia volumétrica

D_2 = Diámetro de salida

C_{2m} = Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida

$$b_2 = 0,866 / (0,7 * \pi * 0,67 * 21,08)$$

$$b_2 = 0,0278 \text{ m}$$

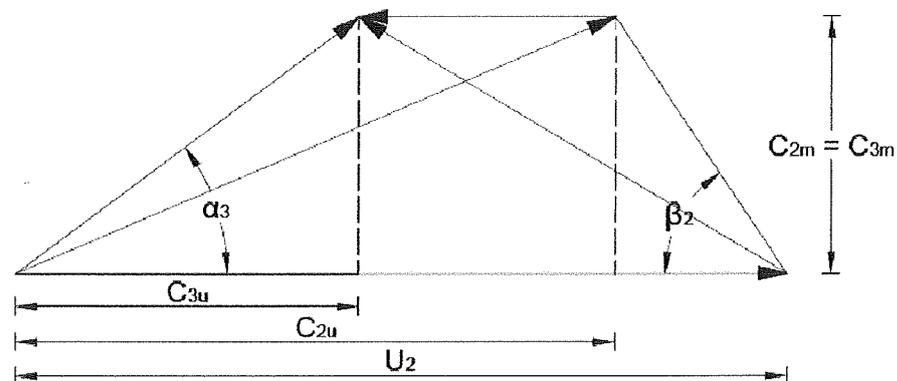


Figura 3.2 Triángulo de salida con número infinito (subíndice 2) y finito (subíndice 3) de álabes, para álabes afilados a la salida

Cálculo de la eficiencia del ventilador

$$\varphi = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} \right) \right]}$$

α_2 = Ángulo que forma la velocidad tangencial en el borde de la salida del álabe

$\beta_2 = \text{Ángulo de salida}$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(C_{2m} / C_{2u} \right)$$

$C_{2m} = \text{Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida}$

$C_{2u} = \text{Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida}$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(21,08 / 77,03 \right)$$

$$\alpha_2 = 15,31^\circ$$

$$\varphi = \frac{1}{\left[1 + \left(\tan 15,31^\circ / \tan 25^\circ \right) \right]}$$

$$\varphi = 0,63$$

$$\eta = \psi / 2\varphi$$

Donde:

ψ = Coeficiente de presión

φ = Eficiencia del ventilador

$$\eta = \frac{0,95}{2} * 0,63$$

$$\eta = 0,75$$

η = 75% eficiencia

Comprobación de la presión dinámica

$$Q_e = Q_s$$

Donde:

Q_e = Caudal de entrada

Q_s = Caudal de salida

$$v_e A_e = v_s A_s$$

Donde:

v_e = velocidad a la entrada

A_e = Área de la entrada

v_s = Velocidad de la salida

A_s = Área de la salida

$$v_e \pi \left(\frac{D_a^2}{4} \right) = b L v_s$$

$$v_s = v_e \pi \left(\frac{D_a^2}{4b L} \right)$$

Donde:

v_e = velocidad a la entrada

D_a = Diámetro de la boca de aspiración

b = ancho de la Caja espiral logarítmica

L = Longitud de la salida

$$v_s = 29,789 \pi \left(\frac{0,23^2}{4 * 0,15 * 0,23} \right)$$

$$v_s = 35,87 \text{ m/s}$$

$$P_d = \delta \left(\frac{v_s^2}{2} \right)$$

Donde:

δ = Densidad del aire

v_s = Velocidad de salida

$$P_d = 1,14 \left(\frac{35,87^2}{2} \right)$$

$$P_d = 733,39 \text{ N/m}^2 = 74,76 \text{ mm c.ag.}$$

DISEÑO HIDRÁULICO TOMANDO EN CUENTA LA COMPRESIBILIDAD DEL AIRE

Introduciendo el coeficiente de compresibilidad en el diseño hidráulico del ventilador se tiene:

$$K_p = \frac{\frac{1,14 \eta_T}{1,14-1} \left[\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)^{(1,14-1)/1,14\eta_T - 1} \right]}{\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) - 1}$$

Donde:

η_T = Eficiencia total

P_{T1} = Presión total a la entrada

P_{T2} = Presión total a la salida

Dado que la eficiencia sin considerar la compresibilidad del aire es del 75%, se toma $\eta = 0,70$ como una estimación razonable.

$$\phi = 1,4$$

$$T_o = 28^\circ \text{C}$$

$$P_{T_1} = 101729,7 \text{ N/m}^2$$

$$P_{T_2} = P_{T_1} + P = 101729,7 + 8829 = 110558,7 \text{ N/m}^2$$

$$K_p = 0,978$$

Cálculo de los nuevos valores de caudal para un fluido compresible

$$Q = Q_1 / K_p$$

Donde:

Q_1 = Caudal de entrada

K_p = Coeficiente de compresibilidad

$$Q = 0,866 / 0,975$$

$$Q = 0,888 \text{ m}^2/\text{s}$$

La altura de presión de un fluido compresible es:

$$H = H_I / K_p$$

Donde:

H_I = Altura sin compresibilidad

K_p = Coeficiente de compresibilidad

$$H = 723,684 / 0,975$$

$$H = 742,24 \text{ m}$$

El número específico de revoluciones en función del caudal es:

$$N_q = N Q^{1/2} H^{-3/4} = 3500 \left(0,866^{1/2}\right) \left(742,24^{-3/4}\right) = 23,193$$

Donde:

N = Número de revoluciones

Q = Caudal

H = Altura de presión de un fluido compresible

$N_q = 23,193$

El coeficiente de presión para un fluido compresible está dado por:

$$\psi = \psi_I K_p$$

Donde:

ψ_I = coeficiente de presión sin compresibilidad

K_p = Coeficiente de compresibilidad

$$\psi = 0.95 * 0,975$$

$$\psi = 0,9262$$

$$U_2 = \left(\frac{2gH}{\psi} \right)^{1/2} = (2 * 9,8 * 742,24 / 0,9262)^{1/2}$$

$$U_2 = 125,3918 \text{ m/s}$$

Donde:

g = Gravedad

H = Altura de presión de un fluido compresible

ψ = Coeficiente de presión para un fluido compresible

El diámetro de salida del rodete es:

$$D_2 = U_2(60) / \pi N = 125,3918(60) / \pi 3500$$

$$D_2 = 0,69 \text{ m}$$

Donde:

U_2 = Velocidad absoluta del rodete a la salida

N = Número de revoluciones

Velocidad del fluido en la boca de aspiración

Según Mataix (8) la velocidad del fluido al ingreso es:

$$C_a = (0,1 - 0,3)(2gH)^{1/2}$$

Masana (6), propone:

$$C_a = (0,25 - 0,5)(2gH)^{1/2}$$

L, Bommés para ventiladores de rendimiento elevado propone:

$$C_a = K_{Ca}(2gH)^{1/2}$$

Donde:

g = Gravedad

H = Altura de presión de un fluido compresible

$$K_{ca} = 0,55 \left(N_q / 100 \right)^{1/3}$$

N_q = Número específico de revoluciones

$$K_{ca} = 0,55 \left(23,193 / 100 \right)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0,338$$

Se selecciona un valor menor a K_{ca} , que se encuentre en el rango antes mencionado, debido a que el valor de K_{ca} es un valor límite máximo para rendimiento elevado en el diseño.

$$K_{ca} = 0,25$$

$$C_a = 0,25(2 * 9,81 * 742,24)^{1/2}$$

$$C_a = 30,169 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de las pérdidas volumétricas se asume $\eta_v = 0,80$
(provisional)

$$D_a = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\eta_v \pi C_a}\right)}$$

Q = Caudal

C_a = Velocidad del fluido en la boca de aspiración

η_v = Eficiencia volumétrica

$$D_a = 0,216$$

$$D_a = 0,22\text{m provisional}$$

$$D_1 = 0,23\text{ m provisional}$$

$$v = 125,39\text{ m/s}$$

$$Re = 73759,94$$

$$f = 0,019$$

$$\eta = 0,9906$$

$$v = 119,54 \text{ m/s}$$

Ajustando la velocidad v

$$v = 119,52 \text{ m/s}$$

$$R_e = 70318,74$$

$$f = 0,0193$$

$$\eta = 0,9905$$

La pérdida de caudal total

$$q = A_i v$$

Donde:

A_i = Área del intersticio

v = Velocidad

$$q = 0,4219 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = Q / (Q + q)$$

Donde:

q = Pérdida de caudal total

Q = Caudal

$$\eta_v = 0,70$$

Cálculo el diámetro de la carcasa de aspiración, D_a

$$D_a = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\eta_v \pi C_a} \right)} = \sqrt{\left(\frac{4(0,888)}{0,70 * \pi * 30,169} \right)}$$

$$D_a = 0,23 \text{ m}$$

Donde:

C_a = Velocidad del fluido en la boca de aspiración

η_v = Eficiencia volumétrica

Q = Caudal

Triángulo de entrada

Cálculo del diámetro de entrada del rodete, D_1 es frecuente hacer que el

$D_1 \approx D_a$, o $D_1 > D_a$ en uno o dos centímetros.

Por lo tanto:

$$D_1 = 0,24 \text{ m}$$

La relación de diámetro es:

$$D_2 / D_1 = 0,69 / 0,24 = 2,875$$

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

D_2 = Diámetro de salida del rodete

La velocidad de entrada al rodete es:

$$U_1 = \frac{U_2}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} = 125,3918/2,875$$

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

D_2 = Diámetro de salida del rodete

U_2 = Velocidad absoluta del rodete a la salida

$$U_1 = 43,614 \text{ m/s}$$

Con entrada en el rodete sin circulación, la velocidad absoluta del aire antes de los álabes se hará:

$$C_1 = C_{om} = m C_a$$

Donde:

m es un coeficiente que depende de N_q , a base de múltiples investigaciones realizadas por Bommers (8) para alto rendimiento

$$m = 0,5 \left(\frac{100}{N_q} \right)^{1/6}$$

N_q = Número específico de revoluciones

$$m = 0,5 \left(\frac{100}{23,193} \right)^{1/6}$$

$$m = 0,637$$

Se selecciona un valor menor a m

$$m = 0,6$$

C_a = Velocidad del fluido en la boca de aspiración

$$C_1' = 0,60 \text{ (30,169)}$$

$$C_1' = 18,1014 \text{ m/s}$$

El ancho del rodete a la entrada es:

$$b_1 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_1 C_1} = 0,888 / (0,7 * \pi * 0,24 * 18,1014)$$

$$b_1 = 0,0881 \text{ m}$$

Donde:

C_1 = Velocidad absoluta del aire antes de los álabes

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

η_v = Eficiencia volumétrica

Q = Caudal

Estimado el coeficiente de obstrucción a la entrada

$$\tau_1 = 1,05 ; \text{ Se tiene}$$

$$\tau_1 = \tau_1 K_p$$

Donde:

K_p = Coeficiente de compresibilidad

$$\tau_1 = 1,05 * 0,978$$

$$\tau_1 = 1,0269$$

$$C_1 = C_1 \tau_1 = 18,10 * 1,0269$$

$$C_1 = 18,586 \text{ m/s}$$

Donde:

C_1 = Velocidad absoluta del aire antes de los álabes

El ángulo de entrada a los álabes es:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(C_1 / U_1 \right) = \tan^{-1} \left(18,586 / 43,614 \right)$$

$$\beta_1 = 23,08^\circ$$

Donde:

C_1 = Velocidad absoluta del aire antes de los álabes

U_1 = Velocidad de entrada al rodete

Cuando $\beta_1 < 25^\circ$ se toma $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$

Donde:

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

El ángulo de salida es:

$$\beta_2 = 33,08^\circ$$

El número de álabes Z se estima según la siguiente ecuación

$$Z = K \left[\frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} \right] \sin \left[\frac{(\beta_2 + \beta_1)}{2} \right]$$

K varia de 3-10, se toma K = 8

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

D_2 = Diámetro de salida del rodete

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

β_2 = Ángulo de salida de los álabes

$$Z = 8 \left[\frac{(0,69 + 0,24)}{(0,69 - 0,24)} \right] \sin \left[\frac{(33,08 + 23,08)}{2} \right]$$

$$Z = 8$$

Espesor de los álabes $S_1 = 4$ mm

Paso a la entrada es:

$$t_1 = \pi D_1 / Z = \pi * 240 / 8 = 94,2477 \text{ mm}$$

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

Z = Número de álabes

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} = \frac{4}{\sin 23,08^\circ} = 10,20 \text{ mm}$$

Donde:

S_1 = Espesor de los álabes

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

Y el verdadero coeficiente de obstrucción a la entrada es:

$$\tau_1 = \frac{t_1 \sin \beta_1}{t_1 \sin \beta_1 - S_1}$$

Donde:

t_1 = Paso a la entrada

S_1 = Espesor de los álabes

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

$$\tau_1 = \frac{94,247 \sin 23,08}{94,247 \sin 23,08 - 4}$$

$$\tau_1 = 1,12$$

se ajusta el valor de τ con el nuevo $\tau_1 = 1,12$, se inicia la interacción

$$C_1 = 21,501 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 26,24^\circ$$

$$\beta_2 = 26,24^\circ$$

$$Z = 8$$

$$S_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_1 = 94,24 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = 9.047 \text{ mm}$$

$$\tau_1 = 1,11$$

El verdadero coeficiente de obstrucción a la entrada es:

$$\tau_1 = 1,11$$

Este valor que difiere del anterior en 0,89%

Triángulo de Salida

Determinación de la altura de Euler $H_{u\infty}$

$$H_{u\infty} = \frac{H}{\eta h e_z}$$

El rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \eta_i / \eta_v \eta_r$$

Donde:

η_i = Eficiencia interna

η_r = Eficiencia de la turbina

η_v = Eficiencia Volumétrica

$$\eta_v = 0,70$$

$$\eta_i = 0,62$$

En los ventiladores η_r suele estar comprendido entre 0,98-0,99

$$\eta_r = 0,98$$

$$\eta_h = 0,62 / 0,70 * 0,98$$

$$\eta_h = 0,903$$

El valor del coeficiente de disminución de trabajo e_z se calcula por medio de:

$$D_1/D_2 = 0,3478$$

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

D_2 = Diámetro de salida del rodete

Según ECK (3)

El coeficiente de disminución de trabajo es:

$$e_z = 1 - \pi \frac{\sin \beta_2}{Z}$$

Donde:

β_2 = Ángulo de salida

Z = Número de álabes

$$e_z = 1 - \pi \frac{\sin 26,24^\circ}{8}$$

$$e_z = 0,8263$$

La altura de Euler es:

$$H_{u\infty} = \frac{H}{\eta_h e_z}$$

Donde:

H = Altura

η_h = Rendimiento Hidráulico

e_z = Coeficiente de disminución de trabajo

$$H_{u\infty} = 724,24 / 0,90 * 0,8263$$

$$H_{u\infty} = 997,986 \text{ m}$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2u} = g \left(H_{u\infty} / U_2 \right)$$

Donde:

$H_{u\infty}$ = La altura de Euler

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

$$C_{2u} = 9,81 \left(997,986 / 125,3918 \right)$$

$$C_{2u} = 78,077 \text{ m/s}$$

Por tanto, el valor de la componente meridional de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2m} = (U_2 - C_{2u}) \tan \beta_2$$

Donde:

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

C_{2u} = Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida

$$C_{2m} = (125,3918 - 78,077) \tan 26,24^\circ$$

$$C_{2m} = 23,32 \text{ m/s}$$

Además la altura teórica está dado por:

$$H_u = H_{u\infty} e_z$$

Donde:

$H_{u\infty}$ = La altura de Euler

e_z = Coeficiente de disminución de trabajo

$$H_u = 997,986 * 0,826$$

$$H_u = 824,63 \text{ m}$$

La entrada sin circulación está dado por:

$$C_{3u} = \frac{gH_u}{U_2}$$

Donde:

g = Gravedad

H_u = La altura teórica

U_2 = La velocidad absoluta del rodete a la salida

$$C_{3u} = \frac{9,81 * 824,63}{125,39}$$

$$C_{3u} = 64,515 \text{ m/s}$$

A la salida se supone álabes afilados, de manera que $\tau_2 = 1$ y $C_{3m} = C_{2m}$, el ángulo de salida de la corriente absoluta del rodete es:

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{3m}}{C_{3u}} \right)$$

Donde:

C_{3m} = Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida

C_{3u} = La entrada sin circulación

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{23,322}{64,515} \right)$$

$$\alpha_3 = 19,87^\circ$$

Los triángulos de velocidades con número infinito (subíndice 2) y finito (subíndice 3) de álabes puede verse en la figura 3.2

El ancho a la salida del rodete es:

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_v \pi D_2 C_{2m}}$$

Donde:

Q = Caudal

η_v = Eficiencia volumétrica

D_2 = Diámetro de salida

C_{2m} = Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida

$$b_2 = \frac{0,888}{0,7 * \pi * 0,69 * 23,322}$$

$$b_2 = 0,0250 \text{ m}$$

Cálculo de la eficiencia del ventilador

$$\varphi = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} \right) \right]}$$

Donde:

α_2 = Ángulo que forma la velocidad tangencial en el borde de la salida del álabe

β_2 = Ángulo de salida

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(C_{2m} / C_{2u} \right)$$

C_{2m} = Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida

C_{2u} = Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(23,322 / 78,07 \right)$$

$$\alpha_2 = 16,63^\circ$$

$$\varphi = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\tan 16,63^\circ}{\tan 26,24^\circ}\right)\right]}$$

$$\varphi = 0,6226$$

$$\eta = \frac{\psi}{2\varphi}$$

Donde:

ψ = Coeficiente de presión

φ = Eficiencia del ventilador

$$\eta = \frac{0,9262}{2 * 0,6455}$$

$$\eta = 0,762$$

η = 76,20% eficiencia

Comprobación de la presión dinámica

$$Q_e = Q_s$$

Donde:

Q_e = Caudal de entrada

Q_s = Caudal de salida

$$v_e A_e = v_s A_s$$

Donde:

v_e = velocidad a la entrada

A_e = Área de la entrada

v_s = Velocidad de la salida

A_s = Área de la salida

$$v_e \pi (D_a^2 / 4) = b L v_s$$

$$v_s = v_e \pi (D_a^2 / 4 b L)$$

Donde:

v_e = velocidad a la entrada

D_a = Diámetro de la boca de aspiración

b = ancho de la Caja espiral logarítmica

L = Longitud de la salida

$$v_s = 30,169 \pi (0,23^2 / 4 * 0,15 * 0,23)$$

$$v_s = 39,79 \text{ m/s}$$

$$P_d = \delta (v_s^2 / 2)$$

Donde:

δ = Densidad del aire

v_s = Velocidad de salida

$$P_d = 1,14 \left(\frac{39,79^2}{2} \right)$$

$$P_d = 752,4 \frac{N}{m^2} = 76,6 \text{ mm c.ag.}$$

DISEÑO DE LA CARCASA

El diseño de la caja espiral logarítmica, sin tomar en cuenta la compresibilidad del aire.

El ancho de la Caja espiral logarítmica b_3 , se calcula mediante la expresión siguiente:

$$b_3 = (3 - 6) b_2$$

Donde:

b_2 = Ancho del rodete a la salida

Se selecciona un valor de 5, que se encuentra en el rango antes mencionado.

$$b_3 = 5 b_2$$

Donde:

b_2 = Ancho del rodete a la salida

$$b_2 = 0,03$$

$$b_3 = 5 (0,03)$$

$$b_3 = 0,15$$

$$\log^{r_0/r_2} = 1,21 * 10^{-3} \left(\frac{Q}{C b_3} \right)^{\theta^\circ}$$

Donde:

$Q = Q'$, es el caudal que circula por la voluta, está dada por la ecuación

(3.2):

$$Q' = Q/\eta_v \quad (3.2)$$

Donde:

$Q =$ Caudal

$\eta_v =$ Eficiencia volumétrica

$$Q' = 0,866/0,70$$

$$Q' = 1,237 \text{ m}^3/\text{s}$$

C es una constante dada por:

$$C = r_2 C_{3u}$$

Donde:

r_2 = Radio de la salida

C_{3u} = La entrada sin circulación

$$r_2 = D_2/2$$

Donde:

D_2 = Diámetro de salida

$$r_2 = 0,67/2$$

$$r_2 = 0,335 \text{ m}$$

$$C_{3u} = 64,308 \text{ m/s}$$

$$C = 0,335 * 64,308$$

$$C = 21,54 \text{ m}^2/\text{s}$$

Por lo tanto

$$Q/C b_3 = 1,237 / 21,54 * 0,15$$

Donde:

Q = Caudal que circula por la voluta

C = Constante

b_3 = Ancho de la Caja espiral logarítmica

$$Q/C b_3 = 0,383$$

Se asume que el área de entrada es mayor que el área de salida, para calcular la longitud L de la salida

AE= área de entrada

AS = área de salida

AE = AS

$$\pi(D_a^2/4) = b_3 L$$

Donde:

D_a = Diámetro de la boca de aspiración

b_3 = ancho de la Caja espiral logarítmica

L = Longitud de la salida

$$\pi(0,23^2/4) = 0,15 L$$

$$L = 0,276 \text{ m}$$

Para que se cumpla que $AE > AS$, se toma $L = 0,23 \text{ m}$

$$L/r_2 = 0,23 / 0,335$$

Donde:

L = Longitud de la salida

r_2 = Radio de la salida

$$L/r_2 = 0,68$$

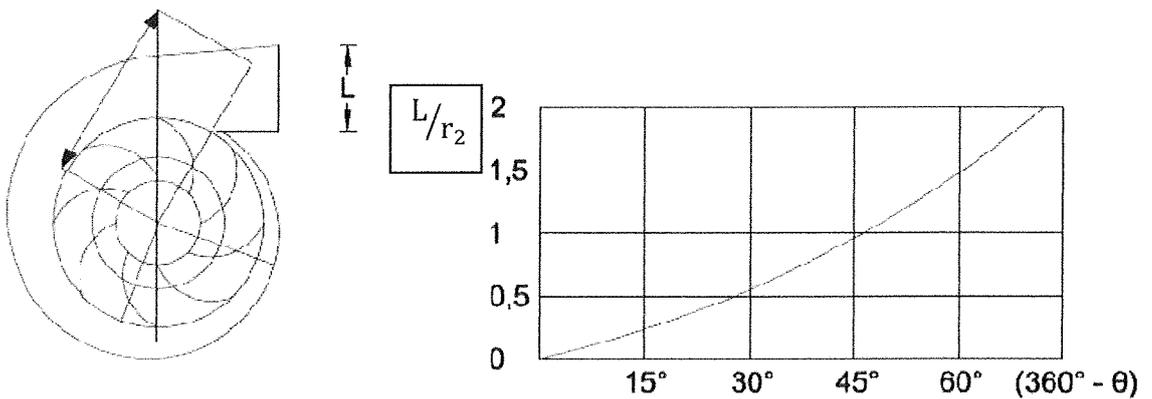


Figura 3.3 Cámara espiral para un valor de L predeterminado.

Con la ayuda de la figura 3.3 se determinó que la carcasa empieza en $(360 - \theta) = 30^\circ$, se toma $\theta = 30^\circ$

Para $\theta = 0^\circ$, r_θ se toma un 5% mayor que r_2

$$r_\theta = 0,35$$

Donde:

r_θ = Radio inicial

$$\log \frac{r_\theta}{r_2} = 1,21 * 10^{-3} (0,383)^{\theta^\circ}$$

$$\log \frac{r_\theta}{r_2} = 4,634 * 10^{-4} \theta^\circ$$

Donde:

r_θ = Radio inicial (Radios de la voluta)

r_2 = Radio de la salida

La tabla 3 contiene los valores de radio de la voluta

TABLA 3
Valores de radio de la voluta (sin compresibilidad)

θ (GRADOS)	r_{θ} (M)
0	0,35
30	0,36
90	0,38
135	0,40
180	0,42
225	0,44
270	0,47
315	0,49
360	0,51

El diseño de la caja espiral logarítmica, tomando en cuenta la compresibilidad del aire.

El ancho de la Caja espiral logarítmica b_3 , se calcula mediante la expresión siguiente:

$$b_3 = (3 - 6) b_2$$

Donde:

b_2 = Ancho del rodete a la salida

Se selecciona un valor de 5, que se encuentra en el rango antes mencionado.

$$b_2 = 0,03$$

$$b_3 = 5 b_2$$

Donde:

b_2 = Ancho del rodete a la salida

$$b_3 = 5 (0,03)$$

$$b_3 = 0,15$$

A través de la ecuación, se puede calcular fácilmente punto a punto en forma tabular la caja espiral logarítmica

$$\log r_{\theta}/r_2 = 1,21 * 10^{-3} \left(\frac{Q}{C b_3} \right)^{\theta^{\circ}}$$

Donde:

$Q = Q'$ = Caudal que circula por la voluta, está dada por:

$$Q' = Q/\eta_v$$

Donde:

Q = Caudal

η_v = Eficiencia volumétrica

$$Q' = 0,888/0,70$$

$$Q' = 1,26 \text{ m}^3/\text{s}$$

C es una constante dada por:

$$C = r_2 C_{3u}$$

Donde:

r_2 = Radio de la salida

C_{3u} = La entrada sin circulación

$$r_2 = D_2/2$$

Donde:

D_2 = Diámetro de salida

$$r_2 = 0,69/2$$

$$r_2 = 0,345 \text{ m}$$

$$C_{3u} = 64,515 \text{ m/s}$$

$$C = 0,345 * 64,515$$

$$C = 22,25 \text{ m}^2/\text{s}$$

Por lo tanto

$$Q/C b_3 = 1,26/22,25 * 0,15$$

Donde:

Q = Caudal que circula por la voluta

C = Constante

b_3 = Ancho de la Caja espiral logarítmica

$$Q/C b_3 = 0,3799$$

Se asume que el área de entrada es mayor que el área de salida, para calcular la longitud L de la salida

AE= área de entrada

AS = área de salida

AE = AS

$$\pi D_a^2 / 4 = b_3 L$$

Donde:

D_a = Diámetro de la boca de aspiración

b_3 = ancho de la Caja espiral logarítmica

L = Longitud de la salida

$$\pi 0,23^2 / 4 = 0,15 L$$

$$L = 0,276 \text{ m}$$

Para que se cumpla que $AE > AS$, se toma $L = 0,23 \text{ m}$

$$L/r_2 = 0,23/0,345$$

Donde:

L = Longitud de la salida

r_2 = Radio de la salida

$$L/r_2 = 0,66$$

Con la ayuda de la figura 3.3 se determinó que la carcasa empiece en $(360 - \theta) = 30^\circ$, se toma $\theta = 30^\circ$

Para $\theta = 0^\circ$, r_θ se toma un 5% mayor que r_2

$$r_\theta = 0,36$$

Donde:

r_θ = Radio inicial

$$\log^{r_\theta/r_2} = 1,21 * 10^{-3} (0,3799)^{\theta^\circ}$$

$$\log^{r_\theta/r_2} = 4,596 * 10^{-4} \theta^\circ$$

Donde:

r_θ = Radio inicial (Radios de la voluta)

r_2 = Radio de la salida

La tabla 4 contiene los valores de radio de la voluta

TABLA 4
Valores de radio de la voluta (con compresibilidad)

θ (GRADOS)	r_θ (M)
0	0,36
30	0,37
90	0,40
135	0,42
180	0,44

225	0,46
270	0,48
315	0,50
360	0,52

DISEÑO DEL ÁLABE

Se reduce a resolver gráficamente el problema de buscar el centro de un arco de circunferencia, que corte a las circunferencias de entrada y salida de radios r_1 y r_2 bajo los ángulos β_1 y β_2 conocidos, presentada en la figura (3.4)

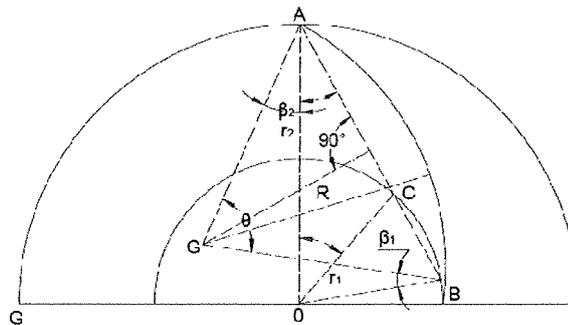


Figura 3.4 Trazado del álabe con un solo arco de círculo

El diseño del álabe, sin tomar en cuenta la compresibilidad del aire.

El procedimiento se simplifica al escoger un punto A en la circunferencia de salida de radio $r_2 = 0,335$ m; se construye en dicho punto el ángulo $\beta_2 = 25^\circ$, para obtener el punto G (o centro de la circunferencia del álabe de radio R), dada por la ecuación (3.3):

$$R = \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)} \quad (3.3)$$

Donde:

r_1 = Radio de entrada al rodete

r_2 = Radio de salida del rodete

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

β_2 = Ángulo de salida de los álabes

$$R = \frac{(0,335^2 - 0,12^2)}{2(0,335 \cos 25 - 0,12 \cos 25)}$$

$$R = 0,251 \text{ m}$$

El diseño del álabe, tomando en cuenta la compresibilidad del aire.

$$R = \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}$$

Donde:

r_1 = Radio de entrada del rodete

r_2 = Radio de salida del rodete

β_1 = Ángulo de entrada a los álaves

β_2 = Ángulo de salida de los álaves

$$R = \frac{(0,345^2 - 0,12^2)}{2(0,345 \cos 26,24 - 0,12 \cos 26,24)}$$

$$R = 0,259 \text{ m}$$

Para ambos casos, los álaves son curvados hacia adelante.

3.2 SELECCIÓN DEL MOTOR

La potencia requerida del ventilador viene dada por la ecuación (3.4):

$$\text{Pot} = \frac{Q P}{75 \eta} \quad (3.4)$$

Donde:

Q = Caudal

P = Presión total

η = Eficiencia

Usando los valores obtenidos, la potencia sin tomar la compresibilidad del aire es:

$$\text{Pot} = \frac{0,866 * 825}{75 * 0,75}$$

$$\text{Pot} = 12,7 \text{ CV}$$

Usando los valores obtenidos, la potencia tomando en cuenta la compresibilidad del aire es:

$$\text{Pot} = \frac{Q P}{75 \eta}$$

Donde:

Q = Caudal

P = Presión total

η = Eficiencia

$$\text{Pot} = \frac{0,888 * 846,15}{75 * 0,75}$$

$$\text{Pot} = 13,13 \text{ CV}$$

3.3 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico incluye la selección de los diferentes componentes, es así que se calcula el diámetro del eje, espesor de la plancha, selección de chumaceras, etc.

SELECCIÓN DEL MATERIAL

El espesor de la plancha lo calculamos de acuerdo a las condiciones que propone ECK (3), indica que el esfuerzo al que está sometido el material, depende únicamente de la velocidad de rotación del impulsor y no del espesor del material. Para calcular el esfuerzo que se produce en la placa posterior y el anillo anterior, usamos la ecuación (3.5):

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{k \gamma_t U^2}{g} \quad (3.5)$$

Donde:

k = Constante

γ_t = Peso específico

$U = U_2$ = Velocidad absoluta del rodete a la salida

g = Gravedad

Donde k es una constante que depende de la forma del disco o del anillo figura (3.5).

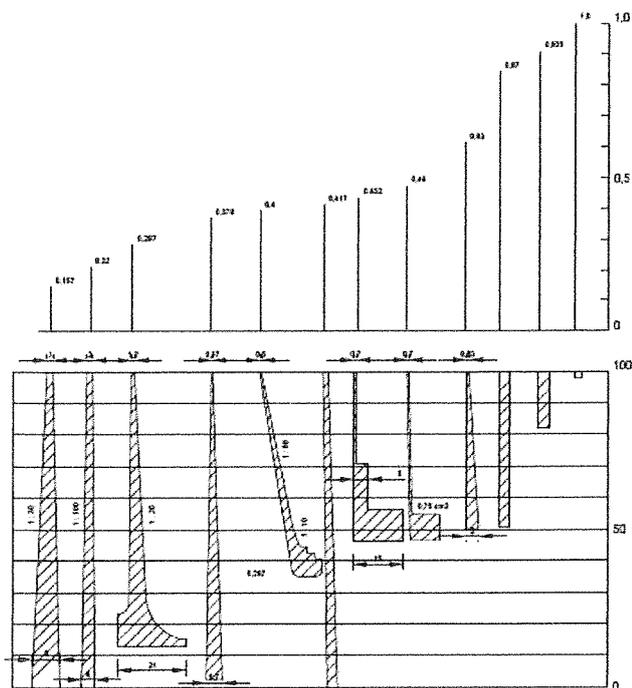


Figura 3.5 Valores de k para diferentes tipos de impulsores

La influencia de los álabes y el anillo anterior o tapa del ventilador, sobre la placa posterior, es tomada en cuenta en el peso específico por la siguiente ecuación (3.6):

$$\gamma_t = \gamma \left(\frac{V_{\text{disco}} + V_{\text{álabe}} + V_{\text{anillo}} + V_{\text{anillo rozante}}}{V_{\text{disco}}} \right) \quad (3.6)$$

Donde:

γ = Peso específico del acero

V_{disco} = Volumen del disco

$V_{\text{álabe}}$ = Volumen del álabe

V_{anillo} = Volumen del anillo

$V_{\text{anillo rozante}}$ = Volumen del anillo rozante

Se considera que los espesores $e_1 = e_2 = e_3 = e_4$

$$\gamma_t = \gamma \left(\frac{A_D + A_{ALB} + A_A + A_{AR}}{A_D} \right)$$

Donde:

γ = Peso específico del acero

A_D = Área del disco

A_{ALB} = Área del álabe

A_A = Área del anillo

A_{AR} = Área del anillo rozante

Área del disco es:

$$A_D = \frac{\pi}{4} D_2^2 = \frac{\pi}{4} 0,67^2$$

Donde:

D_2 = Diámetro de salida del rodete

$$A_D = 0,3525 \text{ m}^2$$

Área del álabe es:

$$A_{ALB} = Z \left[\frac{(b_1 + b_2)}{2} \right] L_A$$

Donde:

b_1 = Ancho del rodete a la entrada

b_2 = Ancho del rodete a la salida

L_A = Longitud del arco

Z = Número de álabes

La longitud del arco (de la figura 3.4)

$$L_A = R\theta$$

Donde:

R = Radio de la circunferencia del álabe

θ = Ángulo del recorrido del arco

$$\theta = 180 - 2(\beta_2 + \phi)$$

Donde:

Del triángulo AOC, en la figura (3.4)

$$\sin \emptyset = \frac{r_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)}{[r_2^2 + r_1^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)]^{1/2}}$$

Donde:

r_1 = Radio de entrada del rodete

r_2 = Radio de salida del rodete

β_1 = Ángulo de entrada a los álabes

β_2 = Ángulo de salida de los álabes

$$\sin \emptyset = \frac{0,11 \sin(25 + 25)}{[0,335^2 + 0,12^2 - 2 * 0,335 * 0,12 \cos(25 + 25)]^{1/2}}$$

$$\phi = 18,561^\circ$$

$$\theta = 180 - 2(25 + 18,561)$$

$$\theta = 92,87^\circ$$

$$L_A = R\theta$$

$$L_A = 0,259 * 92,87 * \frac{\pi}{180}$$

$$L_A = 0,4201 \text{ m}$$

$$A_{ALB} = Z \left[\frac{(b_1 + b_2)}{2} \right] L_A$$

Donde:

b_1 = Ancho del rodete a la entrada

b_2 = Ancho del rodete a la salida

L_A = Longitud del arco

Z = Número de álabes

$$A_{ALB} = 8 \left[\frac{(0,088 + 0,278)}{2} \right] 0,420$$

$$A_{ALB} = 0,1947 \text{ m}^2$$

Área del anillo es:

$$A_A = \pi [(R_1 + h)^2 - (R_1)^2]$$

Donde:

h (figura 3.6), se calcula por medio de:

$$h = [(R_2 - R_1)^2 + (b_1 - b_2)^2]^{1/2}$$

$R_1 = r_1$ = Radio de entrada al rodete

$R_2 = r_2$ = Radio de salida del rodete

b_1 = Ancho del rodete a la entrada

$b_2 =$ Ancho del rodete a la salida

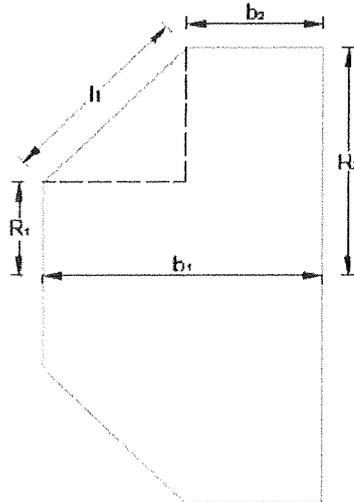


Figura 3.6 Cálculo de h

$$h = [(0,335 - 0,12)^2 + (0,088 - 0,0278)^2]^{1/2}$$

$$h = 0,223 \text{ m}$$

$$A_A = \pi[(R_1 + h)^2 - (R_1)^2]$$

$$A_A = \pi [(0,12 + 0,223)^2 - (0,12)^2]$$

$$A_A = 0,325 \text{ m}^2$$

Área del anillo rozante es:

$$A_{AR} = \pi D_1 L$$

Donde:

D_1 = Diámetro de entrada del rodete

L = 0,005 huelgo del intersticio

$$A_{AR} = \pi (0,24)(0,005)$$

$$A_{AR} = 3,769 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

$$\gamma_t = \gamma \left(\frac{A_D + A_{ALB} + A_A + A_{AR}}{A_D} \right)$$

Donde:

$$\gamma = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}, \text{ Peso específico del acero}$$

A_D = Área del disco

A_{ALB} = Área del álabe

A_A = Área del anillo

A_{AR} = Área del anillo rozante

$$\gamma_t = 19507,39 \text{ Kg/m}^3$$

El esfuerzo máximo para la placa posterior es:

$$\sigma_{Max} = \frac{k \gamma_t U^2}{g}$$

Donde:

$k = 0,4$ Constante, figura (3.5)

γ_t = Peso específico

$U = U_2$ = Velocidad absoluta del rodete a la salida

g = Gravedad

$$\sigma_{\text{Max}} = 0,4 \left(\frac{19507,39}{9,8} \right) 122,53^2 \frac{1}{10000}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = 1195,41 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo máximo para el anillo posterior es:

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{k \gamma_t U^2}{g}$$

Donde:

$k = 0,4$ Constante, figura (3.5)

$\gamma_t = \gamma = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$, Peso específico del acero

$U = U_2$ = Velocidad absoluta del rodete a la salida

g = Gravedad

$$\sigma_{\text{Max}} = 0,4 \left(\frac{7850}{9,8} \right) 122,53^2 \frac{1}{10000}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = 481,048 \text{ Kg/cm}^2$$

Ambos valores están por debajo del límite de proporcionalidad del acero.

El espesor de la plancha que se usa en la construcción de la carcasa, se lo calcula como si fuera un cilindro con las siguientes dimensiones, figura (3.7)

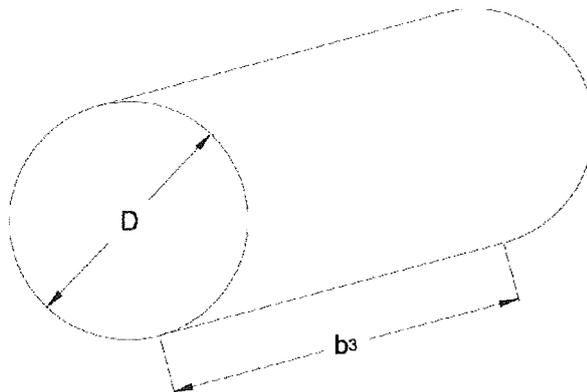


Figura 3.7 Dimensiones de un cilindro semejante a la carcasa del ventilador

Por resistencia de materiales, se sabe que el espesor es crítico, está dado por las paredes del cilindro, se lo calcula mediante la ecuación (3.7):

$$\sigma = P_s D / 2e \quad (3.7)$$

$$e = P_s D / 2\sigma$$

Donde:

$$P_s = \Delta P_{tot} = 825 \text{ mm c.ag , Presión total}$$

D = Diámetro de la carcasa

σ = Esfuerzo

$$e = \frac{825 * 0,93}{2 * 2450 * 1000}$$

$$e = 0,000157 \text{ m}$$

Valor que es imposible usar en la práctica, se usa una plancha de 0,003 mm.

CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE

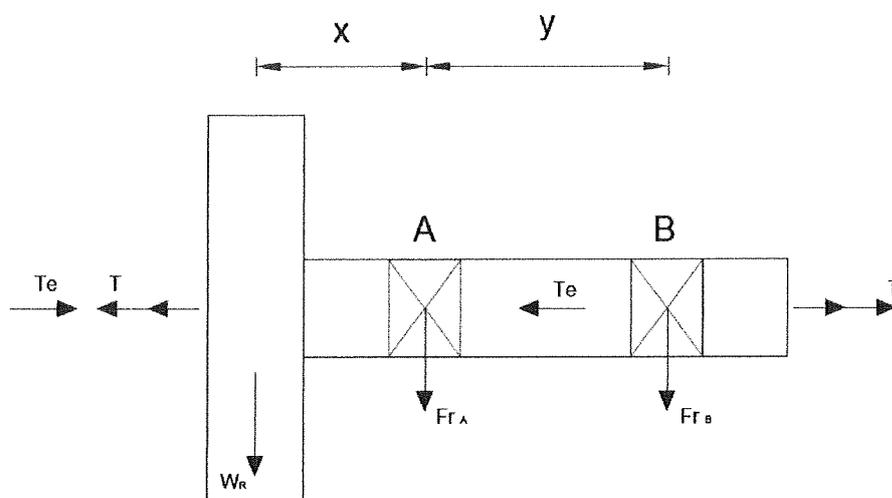


Figura 3.8 Fuerzas que actúan en el eje.

Las siguientes fuerzas actúan en el eje, indicadas en la figura (3.8)

T = Torque ejercido por el motor

T_e = Empuje debido a la presión del aire

F_{rA} = Reacción radial en A

F_{rB} = Reacción radial en B

W_R = Peso del rodet

De la figura (3.8), se tiene:

$$\downarrow + \sum F_y = 0$$

$$W_R + F_{rA} + F_{rB} = 0$$

$$\curvearrowright + \sum M_A = 0$$

$$-W_R(x) + F_{rB}(y) = 0$$

$$F_{rB} = W_R(x)/y$$

$$F_{rA} = -F_{rB} - W_R$$

$$W_R = W_{\text{disco}} + W_{\text{álabe}} + W_{\text{anillo}} + W_{\text{anillo rozante}}$$

$$W_R = \gamma [v_{\text{disco}} + v_{\text{álabe}} + v_{\text{anillo}} + v_{\text{anillo rozante}}]$$

Donde:

γ = Peso específico del acero

$V_{\text{disco}} = \text{Volumen del disco}$

$V_{\text{álabe}} = \text{Volumen del álabe}$

$V_{\text{anillo}} = \text{Volumen del anillo}$

$V_{\text{anillo rozante}} = \text{Volumen del anillo rozante}$

El peso del disco es:

$$W_{\text{disco}} = \gamma V_{\text{disco}} = \gamma e A_{\text{disco}}$$

$\gamma = \text{Peso específico}$

$e = \text{Espesor}$

$A_{\text{disco}} = \text{Área del disco}$

$$W_{\text{disco}} = (7,85)(0,003)(0,3525)(1000)$$

$$W_{\text{disco}} = 8,30 \text{ Kg}$$

El peso del álabe es:

$$W_{\text{álabe}} = \gamma v_{\text{álabe}} = \gamma e A_{\text{álabe}}$$

γ = Peso específico

e = Espesor

$A_{\text{álabe}}$ = Área del álabe

$$W_{\text{álabe}} = (7,85)(0,003)(0,1947)(1000)$$

$$W_{\text{álabe}} = 4,585 \text{ Kg}$$

El peso del anillo es:

$$W_{\text{anillo}} = \gamma v_{\text{anillo}} = \gamma e A_{\text{anillo}}$$

γ = Peso específico

e = Espesor

$$A_{\text{anillo}} = \text{Área del anillo}$$

$$W_{\text{anillo}} = (7,85)(0,003)(0,325)(1000)$$

$$W_{\text{anillo}} = 7,653 \text{ Kg}$$

El peso del anillo rozante es:

$$W_{\text{anillo rozante}} = \gamma V_{\text{anillo rozante}} = \gamma e A_{\text{anillo rozante}}$$

γ = Peso específico

e = Espesor

$A_{\text{anillo rozante}}$ = Área del anillo rozante

$$W_{\text{anillo rozante}} = (7,85)(0,003)(3,769 \times 10^{-3})(1000)$$

$$W_{\text{anillo rozante}} = 0,0887 \text{ Kg}$$

$$W_R = 20,626 \text{ Kg}$$

$$F_{rB} = W_R(x)/y$$

$$F_{rB} = 20,626 (0,05)/0,15$$

$$F_{rB} = 6,875 \text{ Kg}$$

$$F_{rA} = -F_{rB} - W_R$$

$$F_{rA} = -6,875 - 20,626$$

$$F_{rA} = -27,501 \text{ Kg}$$

$$T_e = PA = P \frac{\pi}{4} D_2^2$$

Donde:

P = Presión

D₂ = Diámetro de salida del rodete

$$T_e = PA = 750 \frac{\pi}{4} 0,67^2$$

$$T_e = 264,42 \text{ Kg}$$

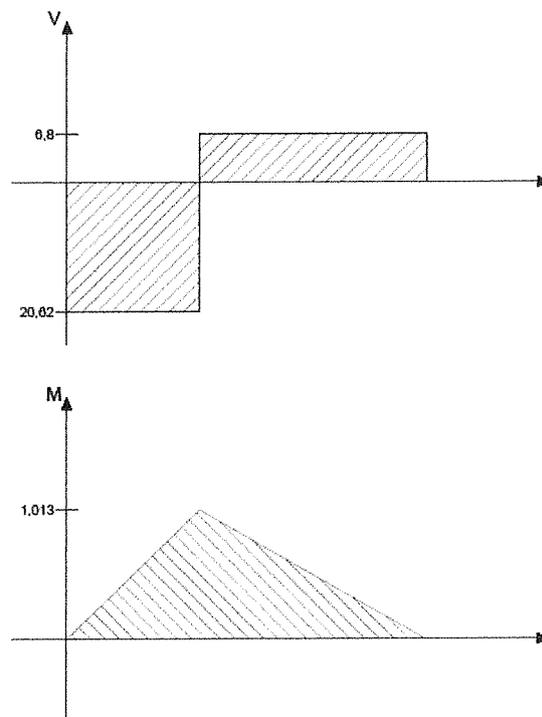


Figura 3.9 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.

El diseño para carga estática [figura (3.9)], se define mediante la ecuación (3.8):

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (3.8)$$

Donde:

n = factor de seguridad

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

S_y = Resistencia a la fluencia

La potencia se define mediante la ecuación (3.9):

$$P = T W \quad (3.9)$$

P = Potencia en vatios

T = Momento de torsión en N . m

W = Velocidad angular en rad/sg

$$W = 3500 \text{ RPM} = 366,519 \text{ rad}/\text{sg}$$

$$P = 12,7 \text{ CV} = 9338,23 \text{ w}$$

$$T = P/W$$

$$T = 9338,23/366,519$$

$$T = 25,47 \text{ N.m} = 2,59 \text{ Kg. m}$$

Se escoge un material que tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 60$ K_{psi} ; un factor de seguridad $n=3$ y un límite de fatiga completamente corregido $S_e = 20 K_{psi}$.

$$60 K_{psi} = 4,64 \times 10^7 \text{ Kg/m}^2$$

$$20 K_{psi} = 1,4 \times 10^7 \text{ Kg/m}^2$$

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde:

n = factor de seguridad

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

S_y = Resistencia a la fluencia

$$d = \left[\left(\frac{32(3)}{\pi(4,64 \times 10^7)} \right) (1,013^2 + 2,59^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,0122 \text{ m}$$

Pero si se considera el enfoque de Soderberg [Shigley (13)] utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene la ecuación (3.10):

$$d = \left[32 n / \pi \left[\left(T / S_y \right)^2 + \left(M / S_e \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (3.10)$$

Donde:

S_e = Limite de la resistencia a la fatiga del elemento mecánico

n = factor de seguridad

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

S_y = Resistencia a la fluencia

$d = 0,0141$ m

Si se considera la teoría de la energía de distorsión [Shigley (14)], se tiene la ecuación (3.11):

$$d = \left[48 n / \pi \left[\left(T / S_y \right)^2 + \left(M / S_e \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (3.11)$$

Donde:

S_e = Limite de la resistencia a la fatiga del elemento mecánico

n = factor de seguridad

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

S_y = Resistencia a la fluencia

$d = 0,1618$ m

Se selecciona un diámetro de eje de $\frac{3}{4}$ pulg

SELECCIÓN DE COJINETE DE RODILLOS CÓNICOS

Como en B solo soporta carga radial, en A está sometido a una carga de empuje y carga radial, se tiene la ecuación (3.12):

$$F_{eA} = 0,4 F_{rA} + K_A \left[\left(0,47 F_{rB} / K_B \right) + T_e \right] \quad (3.12)$$

Donde:

T_e = Empuje debido a la presión del aire

F_{rA} = Reacción radial en A

F_{rB} = Reacción radial en B

$K_A = K_B = \text{Constante}$

Se toma $K_A = K_B = 1,5$ como una aproximación para cojinetes radiales, que luego debe ser verificado en el catalogo al escoger el rodamiento.

$$F_{eA} = 0,4 (-27,501 + 1,5 \left[\left(0,47(6,87) / 1,5 \right) + 264,42 \right]$$

$$F_{eA} = 388,86 \text{ Kg}$$

En consecuencia como $F_{eA} > F_{rA}$, uso el valor de F_{eA} como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete A.

se emplea la ecuación (3.13):

$$C_r = F \left[\left(\frac{L_D}{L_R} \right) \left(\frac{N_D}{N_R} \right) \right]^{1/a} \quad (3.13)$$

Donde:

a = Constante

$F = F_{eA}$ = Fuerza que actúa

L_D = Tiempo limite

L_R = Tiempo referencial

N_D = Velocidad limite

N_R = Velocidad referencial

Para obtener la carga radial, en la publicación Timken Engineering Journal según Shigley (14), se tabulan las capacidades de carga a 3000 horas de vida L_{10} y a 500 RPM. Se utiliza el subíndice D para valores de diseño requeridos y el R para valores de catálogos o nominales, en donde $a = 10/3$ para cojinetes de rodillo.

La vida L_{10} deseada es de 90 Kilo horas y la velocidad es 3500 RPM.

$$C_r = 388,86 \left[\left(\frac{90}{3} \right) \left(\frac{3500}{500} \right) \right]^{3/10}$$

$$C_r = 1934,01 \text{ Kg} = 18972,67 \text{ N}$$

Con este valor y un diámetro interior de $\frac{3}{4}$ " se entra al apéndice A y se selecciona el rodamiento de rodillos cónicos de designación 30304-A.

Para el cojinete B se aplica la ecuación (3.14):

$$F_{eB} = 0,4 F_{rB} + K_B \left[\left(0,47 F_{rA} / K_A \right) + T_e \right] \quad (3.14)$$

Donde:

T_e = Empuje debido a la presión del aire

F_{rA} = Reacción radial en A

F_{rB} = Reacción radial en B

$$K_A = K_B = \text{Constante}$$

$$F_{eB} = 386,45 K_g$$

En consecuencia como $F_{eB} > F_{rB}$, uso el valor de F_{eB} como carga radial equivalente para seleccionar el cojinete B; en seguida se empleará la ecuación (3.13).

$$C_r = F \left[\left(L_D / L_R \right) \left(N_D / N_R \right) \right]^{1/a} \quad (3.13)$$

Donde:

$$a = \text{Constante}$$

$$F = F_{eB} = \text{Fuerza que actúa}$$

$$L_D = \text{Tiempo limite}$$

$$L_R = \text{Tiempo referencial}$$

$$N_D = \text{Velocidad limite}$$

N_R = Velocidad referencial

$$C_r = 386,45 \left[\left(\frac{90}{3} \right) \left(\frac{3500}{500} \right) \right]^{3/10}$$

$$C_r = 1922,02 \text{ Kg} = 18855,068 \text{ N}$$

Con C_r y el diámetro interior de $3/4$ " , se entra al apéndice A, selecciona el rodamiento de rodillos cónicos de designación 30304-A.

El diagrama esquemático de ventilador se lo representa el la figura (3.10)

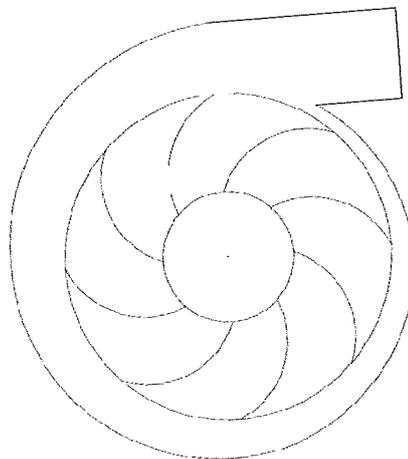


Figura 3.10 Diseño esquemático del ventilador

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El diseño de ventiladores centrífugos hasta 1000 mm de columna de agua se realiza de tal forma que se ajusten a los requerimientos de construcción, por lo tanto la experiencia es fundamental al diseñar ventiladores como una herramienta para estimar valores adecuados.

CONCLUSIONES

- En vista de la cantidad de variables que se tiene que considerar al inicio del diseño, es preferible tomar el número de revoluciones como un valor conocido. La misma se la puede estimar en base a la experiencia y aplicación.

Para conseguir presiones elevadas es necesario usar números de revoluciones altos, en este caso se considera un valor de 3500 RPM.
- En muchos diseños se comete el error de despreciar la presión dinámica, la misma que se hace más representativa a medida que aumenta la presión. Una estimación adecuada ayuda a conseguir el rendimiento esperado, se la debe estimar aplicando la ecuación de la continuidad entre la entrada y la salida del ventilador, de tal manera que se obtiene la velocidad de salida, para obtener la presión dinámica provisional. Que al final del diseño una vez obtenidas las dimensiones del ventilador se la comprueba y se ajusta en caso de no ser la correcta. Se determina la presión dinámica alrededor del 10% de la presión estática, por lo tanto su valor es de 75 mm columnas de agua.
- La selección del coeficiente de presión es un parámetro que depende del ángulo de salida β_2 , de la eficiencia y del número específico de revoluciones N_Q . Su estimación se la hace partiendo de que se conoce estos datos, se toma un valor de manera provisional que se ajuste a las

condiciones más favorables en el diseño, que al final se lo comprueba y se lo vuelve a calcular ajustándolo a un proceso interactivo hasta obtener la eficiencia esperada, para el presente trabajo este valor es de 0,95.

- La selección del coeficiente de velocidad del fluido en la boca de aspiración, es un valor que lo proponen en un rango tan amplio que produce una variación considerable en la velocidad de entrada del fluido. Por lo que se usa la ecuación propuesta por L. Bommers (8), que lo relaciona con el número específico de revoluciones N_Q . Por lo tanto su valor es igual a 0,25.
- La selección de la eficiencia volumétrica es un parámetro fundamental en el diseño, que depende de la tolerancia que se espera en la construcción del ventilador. El punto más crítico es en la entrada a la boca de aspiración, para reducir las pérdidas se debe considerar el uso de una tobera a la entrada y la precisión con la que está se ajusta al rodete. Cuál es el huelgo del intersticio máximo que se puede estimar al construirlo, para obtener las pérdidas de caudal de forma más exacta. Para el presente trabajo se obtiene un huelgo de intersticio igual a 0,01m, con una eficiencia volumétrica igual a 0,70.
- En la construcción de ventiladores centrífugos, el ancho de los álabes se los considera como ductos de sección variable. La velocidad del fluido a la entrada de la boca de aspiración tiene una dirección axial,

cuando entra al álabe la dirección del fluido cambia bruscamente a una dirección radial, esto provoca que exista una disminución de la velocidad absoluta del fluido a la entrada, debido a la resistencia ofrecida. Para calcular la disminución de la velocidad en el cambio de dirección, se usa la ecuación propuesta por L. Bommers (8), que define a la velocidad en función de un coeficiente de obstrucción m que depende del número de revoluciones específico N_Q , este coeficiente permite calcular la disminución de la velocidad al cambiar su dirección. Conocido este valor y la eficiencia volumétrica se determina el ancho del rodete a la entrada que va a provocar la menor cantidad de pérdidas posibles. Para el presente trabajo el coeficiente de obstrucción es igual a 0.6.

- La estimación del número de álabes depende de su forma y del rodete, no existe un medio real que defina su cantidad; se ajusta el número de álabes al tamaño del rodete que produzca el menor número de pérdidas por fricción. Al aumentar el número de álabes se reduce el área transversal a la forma ideal de un rectángulo que va a producir pérdidas elevada, si disminuye su número forma una sección transversal ideal en forma de un círculo, el cual las reduce. Se usa la ecuación propuesta por Pflaiderer (7), para calcular el número de álabes, en función del coeficiente K , para el presente trabajo su valor es de $K = 8$.

- El coeficiente de disminución de trabajo es un valor numérico que depende del número de álabes, se acerca a la unidad a medida que aumenta el número de álabes y lo contrario si disminuyen. Existen varias formas de calcularlo pero es mejor utilizar una forma que involucre más variables, como β_2 , Z ; no es recomendable asumirlo. Se usa la ecuación propuesta por ECK (3), Debido a que este valor corrige el triángulo en la salida, para el presente trabajo con $Z = 8$ y $\beta_2 = 25^\circ$ su valor es, $e_z = 0,834$.
- En el presente trabajo, al tener en cuenta la compresibilidad del aire en el diseño del ventilador (aún para presiones relativamente bajas), se observa una diferencia en los resultados de la eficiencia, potencia y dimensiones del ventilador, con respecto a los obtenidos sin tomar en cuenta la compresibilidad. El considerarla mejoran los resultados obtenidos y por lo tanto se acerca más a las condiciones estimadas en el diseño.
- Se comprueba que en el diseño de ventiladores centrífugos en los cuales el error de no considerar la compresibilidad es del orden del 10%, está no tiene ninguna validez en fines prácticos, en este caso se lo hizo como un medio de entendimiento teórico debido a que la idealización del método unidimensional es válida hasta un valor menor al 10%.

RECOMENDACIONES

- Todos los valores mencionados anteriormente no han sido comprobados experimentalmente, por lo que en este documento no constan resultados experimentales y deben ser analizados en el banco de pruebas, ajustados a las condiciones de eficiencia impuestas en el diseño.
- En caso de construcción se recomienda usar tobera a la entrada y minimizar los problemas que causen su construcción, con respecto a las tolerancias .
- Existen dos teorías con respecto a la velocidad de entrada al álabe, una que asume que el fluido debe acelerarse para evitar pérdidas por

choque y otra que el fluido sufre una desaceleración, ambas debido al cambio de dirección (de axial a radial).

Debería comprobarse en el banco de pruebas, la validez de estas teorías que proponen ciertos autores, para ver su incidencia en el diseño.

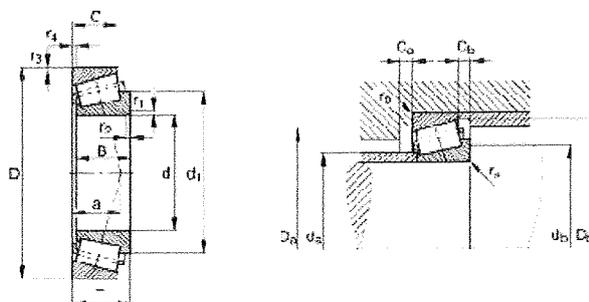
- Con respecto a la estimación de los coeficientes K_{Ca} y m , que se los obtiene por relaciones empíricas para rendimientos elevados, se debe hacer un estudio en el banco de pruebas, del comportamiento de estos coeficientes con respecto a su eficiencia (construcción).
- Realizar un estudio en el banco de pruebas, de la influencia del número de álabes con respecto a la eficiencia (construcción); con el fin de obtener el número óptimo para cada aplicación (altas o bajas presiones).

APÉNDICES

APÉNDICE A

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS 30304-A

Medidas principales según DIN ISO 355 / DIN 720, despiece, ajustado o dispuesto en parejas



d 20 mm

D 52 mm

T 16,25 mm

a 11 mm ≈

B 15 mm

C 13 mm

C_{a min} 2 mm

$C_{b \min}$	3 mm
$D_{a \max}$	45 mm
$D_{a \min}$	44 mm
$D_{b \min}$	47 mm
d_1	36,1 mm \approx
$d_{a \max}$	28 mm
$d_{b \min}$	27 mm
$r_{1,2 \min}$	1,5 mm
$r_{3,4 \min}$	1,5 mm
$r_{a \max}$	1,5 mm
$r_{b \max}$	1,5 mm
m	0,188 kg \approx Peso
C_r	34000 N Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	32500 N Capacidad de carga estática, radial
e	0,3
Y	2
Y_0	1,1

C_{ur}	3600 N	Carga límite de fatiga, radial
n_G	15600 1/min	Velocidad límite
n_B	9800 1/min	Velocidad de referencia
	T2FB020	Designación comparativa según DIN ISO 355

BIBLIOGRAFÍA

1. Araujo, F. (1985). Tesis de Grado. "Diseño, Construcción y Pruebas de un Ventilador Centrifugo de Alto Caudal-Baja Presión y Estudio del Efecto de Entrada". Guayaquil, Ecuador: ESPOL.
2. Donald, F. &. (1978). "Introduction to Fluid Mechanics". New York, USA: John Wiley & Sons.
3. ECK, B. (1973). Fans. Oxford, England: Pergamon Press Ltd.
4. Kaye, K. &. (1948). Gas Tables. New York, USA: John Wiley & Sons Inc.
5. Marks. (1978). "Manual del Ingeniero Mecánico". New York, USA: Mc Graw-Hill Inc. Book Company.
6. Masana, J. (1966). "Ventiladores y Turbocompresores". Barcelona, España: Marcombo, S.A.
7. Mataix, C. (1975). "Turbomáquinas Hidráulicas". Madrid, España: Icai.
8. Mataix, C. (1988). "Turbomáquinas Térmica". Madrid, España: Dossat S.A.
9. Matley, J. (1979). "Fluid Movers: Compressors, Fans and Blowers". New York, USA: Mc Graw-Hill Publications Co.
10. Osborne, C. &. (1970). "Guía Práctica de la Ventilación". Barcelona, España: Blume.
11. Osborne, W. (1977). Fans. Oxford, England: Pergamon Press Ltd.

12. Parr, R. (1970). "Principles of Mechanical Design". New York, USA: Mc Graw-Hill Inc. Book Company.
13. Shigley, J. &. (1980). "Theory of Machines and Mechanisms". New York, USA: Mc Graw-Hill Inc. Book Company.
14. Shigley, J. (1978). "Diseño en Ingeniería Mecánica". New York, USA: Mc Graw-Hill Inc. Book Company.
15. Stephenson, J. &. (1974). "Engineering Design". Sydney, Australia: John Wiley & Sons.