



D-10776

T
621.63
V473
C.2.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Departamento de Ingeniería Mecánica



“OPTIMIZACION EN EL DISEÑO DE VENTILADOR
CENTRIFUGO DE ALTO CAUDAL Y BAJA PRESION.
CONSTRUCCION Y PRUEBAS”

PROYECTO DE GRADO


Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

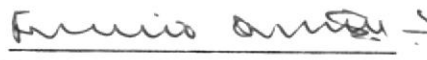
Presentado por:
Pilar Vera Soriano

Guayaquil - Ecuador


1.991




ING. NELSON CEVALLOS
Decano de la Facultad
de Ingeniería Mecánica



ING. FRANCISCO ANDRADE
Director de Proyecto



ING. MARIO PATIÑO A.
Miembro del Tribunal

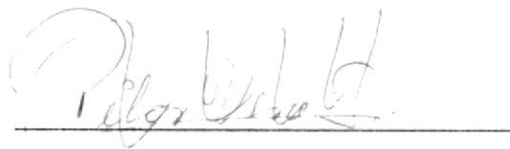


ING. MARCO PAZMIÑO B.
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in cursive script, appearing to read 'Pilar Vera Soriano', is written above a horizontal line.

PILAR VERA SORIANO

DEDICATORIA

A MI ABUELA

A MIS PADRES

A MI TIA MARIA

A MIS HERMANOS

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Francisco Andrade
Director de Tópico, por su ayuda
y colaboración para la
realización de este trabajo.

Al personal que labora en INCOMA,
por su colaboración directa en la
construcción del ventilador.

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo principal la optimización en el diseño de un ventilador centrífugo de alto caudal y baja presión, tomando como base un diseño anterior.

Esta optimización esta orientada a una disminución de tamaño para aplicaciones específicas.

Se usará las leyes de semejanza para disminuir el tamaño del impulsor, obtenidas estas dimensiones se procede con el método general para diseñar ventiladores.

Se calcula los ángulos de entrada, salida y número de álabes del impulsor. Para trazar los álabes se usara un método gráfico denominado trazado por un arco de circunferencia. Por medio de la ecuación de Euler, se obtiene la velocidad en la boca de salida del ventilador, con la cual se diseña la voluta de la carcaza.

Terminado el diseño hidráulico, se procede con el diseño mecánico que comprende: selección del motor, material y eje.

Una vez obtenido el diseño, se procede a la construcción del ventilador en cuyo proceso se usara planchas negras y uniones soldadas.

Finalmente se realizan las pruebas correspondientes para obtener las curvas de funcionamiento del ventilador, tratando en lo posible de que esten sujetas a las dictadas por las normas AMCA.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XII
NOMENCLATURA EMPLEADA	XIII
SUBINDICES	XV
LETRAS GRIEGAS	XVI
INTRODUCCION	XVII
 CAPITULO I	
TEORIA DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS	19
1.1 Definiciones y Terminología	19
1.2 Leyes de Semejanza	27
1.3 Teoría del impulsor	29
1.4 Consideraciones técnicas sobre el diseño de impulsores	41
1.5 Consideraciones técnicas sobre el diseño de la carcaza	53



CAPITULO II	
DISEÑO Y CALCULO DEL VENTILADOR	60
2.1 Diseño Hidráulico	60
2.2 Diseño Mecánico	79
CAPITULO III	
PRUEBAS EXPERIMENTALES	91
3.1 Características del Banco de Prueba	91
3.2 Procedimiento utilizado	94
CAPITULO IV	
ANALISIS DE RESULTADOS	98
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	105
APENDICES	110
BIBLIOGRAFIA	135



INDICE DE FIGURAS

No.	Descripción	Pág.
1.1	Curvas de ventiladores centrífugos	24
1.2	a) Flujo a través del impulsor de un ventilador centrífugo	31
	b) Triángulos de velocidades	31
1.3	Cambio de momentum angular en un impulsor centrífugo	35
1.4	Modificaciones del triángulo de velocidad de Euler a la entrada y a la salida	37
1.5	Entrada de un ventilador centrífugo	40
1.6	Ventilador con cámara espiral	55
1.7	Caja espiral logarítmica	58
2.1	Triángulo de entrada	68
2.2	Triángulo de salida	72
2.3	Trazado del álabe con un solo arco de círculo	75
2.4	Cámara Espiral para un ventilador de l predeterminado	78
2.5	Valores de K para diferentes tipos de impulsores	83
2.6	Distribución de carga a lo largo del eje ...	85
2.7	Diagramas de fuerzas cortantes y momento	

	flector	86
3.1	Banco de pruebas de mediciones normalizadas, con tubo de Prandtl en la sección transversal del ducto	92
3.2	Medición en la sección transversal del ducto	93

INDICE DE TABLAS

No.	Descripción	Pág.
1	Valores de los radios de la voluta	77
2	Tabla de K_m y K_t para los diferentes tipos de carga	87
3	Recomendaciones máximas permitidas para ejes sometidos a varios tipos de carga	88

NOMENCLATURA EMPLEADA

b	ancho del álabe
c	velocidad absoluta
D	diámetro
e	espesor
g	gravedad
H	altura de presión
K	coeficiente
l	longitud
M	momento
mm H ₂ O	milímetros de columna de agua
n	revoluciones
P	potencia
p	presión
Q	caudal
q	caudal de pérdidas
r	radio
s	espesor del álabe
t	temperatura, paso entre álabes
u	velocidad tangencial
v	velocidad
w	velocidad relativa
Y	salto energético, Y_u , salto energético en el

rodete con número finito de álabes; Y_{∞} idem con
número infinito de álabes

z número de álabes



SUBINDICES

a	absorbida (potencia), boca de aspiración
e	entrada
h	hidráulico
m	meridional, mecánico
q	referido al número específico del caudal
s	salida
t	total
u	tangencial, relacionado con la Ecuación de Euler
u _∞	referido a presión teórica de Euler
z	referido al coeficiente de disminución del trabajo
1	entrada
2	salida

LETRAS GRIEGAS

Δ	diferencia
β	ángulo de entrada y/o salida del álabe
ρ	densidad
τ	coeficiente de obstrucción
θ	ángulo usado en el diseño de la carcasa
γ	peso específico
ψ	coeficiente de presión
η	rendimiento

INTRODUCCION

Existen dos tipos de ventiladores: axiales y centrífugos. Los ventiladores centrífugos son para trabajos que requieren una carga más alta al mover aire cuando hay una alta resistencia de fricción. Los ventiladores axiales se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrífugos tienen una amplia gama de aplicación desde extraer o introducir aire u otros gases en procesos industriales, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios, ayudar a la combustión en los hornos, para la transportación neumática o, simplemente ventilar para seguridad y comodidad, se pueden considerar como equipos básicos.

Siempre que se diseñan ventiladores centrífugos de alto caudal y baja presión se llega a un ventilador de dimensiones relativamente grande y estos requerimientos de caudal y presión podrían ser satisfechos por ventiladores axiales que sean pequeños y por consecuencia más baratos. Pero el problema radica en que hay ciertas aplicaciones donde es necesario utilizar ventiladores centrífugos

porque el motor no debe estar en contacto con flujo abrasivo.

Por la creciente demanda de ventiladores más pequeños y confiables con las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta más atención a su diseño.

CAPITULO I

TEORIA DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

1.1 DEFINICIONES Y TERMINOLOGIA

Debiendo nosotros en lo posterior tratar con una serie de tópicos, de cuya eficaz interpretación dependerá la consecución de un diseño apropiado para un ventilador centrífugo se hace menester tener en mente algunos conceptos básicos así como también familiarizarse con la terminología comunmente utilizada en estos casos.

Clasificación de los ventiladores.

Los ventiladores normalmente se clasifican como axiales, en los que el fluido se mueve paralelo al eje de rotación o centrífugos, en los que el fluido se mueve perpendicular al eje.

Los ventiladores axiales se clasifican en tuboaxiales y con aletas de guía.

Los ventiladores flujo axial se utilizan en aplicación con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrífugos son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción. De acuerdo con la configuración de las aspas se clasifican como: radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinadas y aerodinámicas.

TIPO DE ASPAS RADIALES.- Tienen buen rendimiento en muchas aplicaciones, que pueden ser desde transportación neumática hasta extracción de fluido de proceso en sistemas de alta resistencias. Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja.

Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades. Las aspas tienden a ser de autolimpieza y pueden ser de alta resistencia estructural.

TIPO DE CURVATURA AL FRENTE.- Este ventilador imprime al aire que sale de las aspas una velocidad mayor que el de aspas con inclinación inversa, que posean la misma velocidad en la punta. Aunque descarga aire a

alta velocidad, funciona a menor velocidad que otros tipos, con lo cual es adecuado para un equipo de proceso en donde se requieren árboles largos. Es bastante silencioso y requiere poco espacio.

TIPO DE CURVATURA INVERSA O INCLINADAS HACIA ATRAS.-

Tienen aspas inclinadas o con curvatura hacia atrás el ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía directamente a presión, por ello, son muy eficiente para ventilación.

Estos ventiladores funcionan a velocidades media, tienen amplia capacidad de presión y volumen y producen menos cargas de velocidad que los del mismo tamaño con curvatura al frente. Otra ventaja es que las pequeñas variaciones en el volumen del sistema suelen ocasionar pequeñas variaciones en la presión del aire, lo cual facilita su control.

VENTILADORES CON ASPAS AERODINAMICAS.- Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia.

Estos ventiladores suelen ser más silencioso y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación, porque el fluido puede pasar por los álabes con menos

turbulencias.

Ventiladores Centrifugos y sus Partes Constitutivas .

Sin lugar a dudas la máquina de mayor utilización para extraer o introducir fluido en procesos industriales, sobre una amplia gama de volúmenes y presiones es el ventilador centrífugo.

Dos son las partes principales que lo componen: el impulsor, el cual al tiempo que imparte al fluido un movimiento rotatorio, le transfiere una cierta cantidad de energía y la carcasa debe cumplir tres funciones: conducir el fluido hacia la entrada del rodete, transformar la energía cinética que posee el fluido a la salida en energía de presión y luego conducirlo hasta la salida.

Características Operacionales de los Ventiladores Centrifugos.

Cuando se construye un ventilador, se lo somete a varios tipos de pruebas para determinar sus características de operación. Estas características vienen dadas en una serie de curvas (fig 1.1) de las cuales se pueden estimar los parámetros de operación del ventilador. Estas curvas son por lo general

para operación a una cierta velocidad.

En el ventilador centrífugo de aletas radiales la presión de descarga aumenta al principio con la capacidad, llega a un máximo y luego disminuye. La potencia aumenta siempre con la capacidad pero no mucho.

En los ventiladores centrífugos curvado hacia atrás la capacidad disminuye a medida que se aumenta la presión de descarga. Esta variación es muy notable a altas presiones de descarga. Además, si se restringiera el flujo cuando el ventilador está funcionando a capacidades mayores del 50% esto causaría un rápido aumento en la presión de descarga para contrarrestar la restricción.

Este tipo de ventiladores tiene también la característica de que la potencia tiene un máximo, es decir no aumenta indefinidamente a medida que se aumenta la capacidad, es decir, no se puede sobrecargar el motor. El punto de máxima eficiencia ocurre en el punto de máxima potencia.

En los ventiladores centrífugos curvados hacia adelante la presión de descarga aumenta con una disminución de la capacidad.

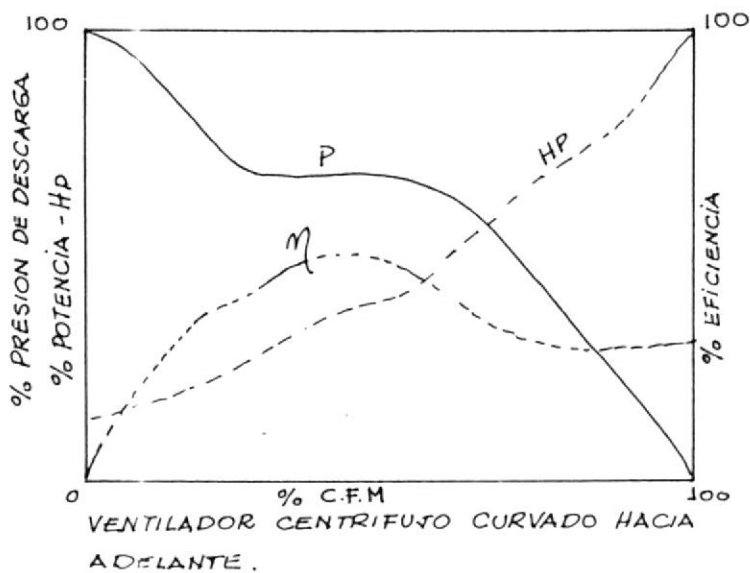
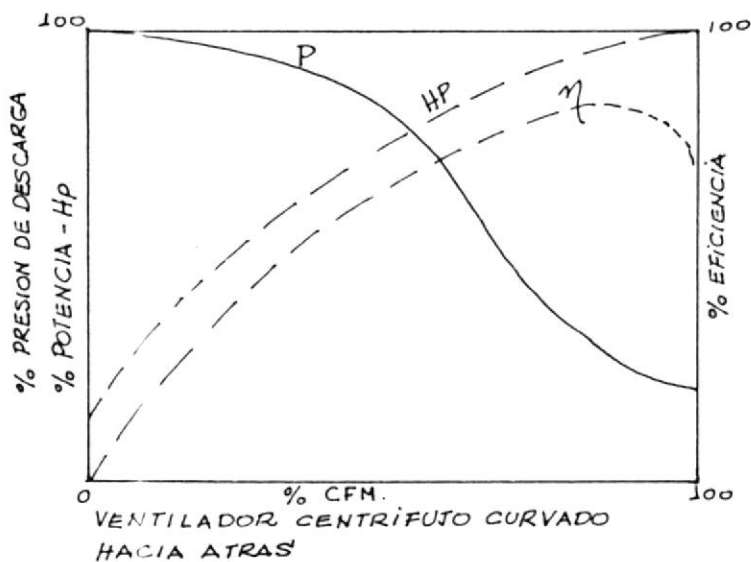
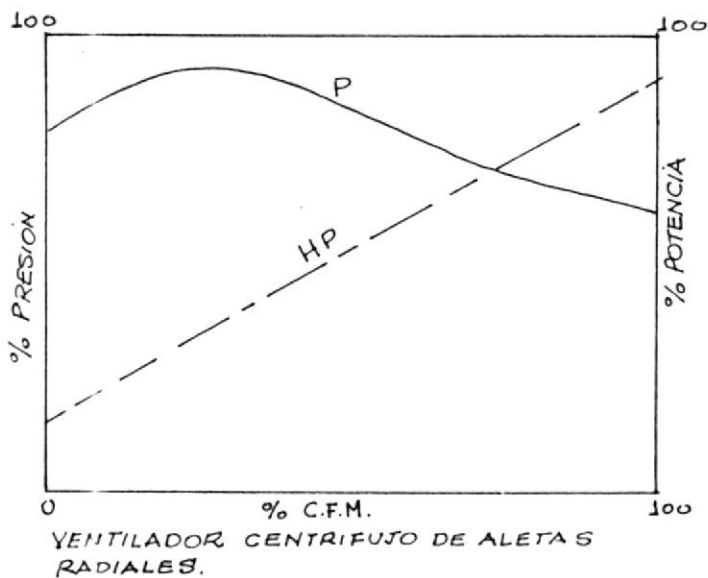


FIG. 1.1 CURVAS DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

Se debe tener mucho cuidado cuando se opera o se selecciona este tipo de ventilador pues la potencia aumenta siempre con el aumento de la capacidad, es decir, se puede sobrecargar el motor. El punto de máxima eficiencia ocurre cerca del punto de máxima presión.

Número Específico de Revoluciones.

El número específico de revoluciones en función del caudal se define como

$$n_s = nQ^{1/2}H^{-3/4} \quad (1.1)$$

n , Q , H , son características nominales cuyas unidades son rpm, m³/s, y m respectivamente. EL número específico de revoluciones, definido según la ecuación (1.1), es usado como un número referencial cuyo valor se mantiene constante para ventiladores semejantes.

Como podrá verificarse más tarde, el número específico de revoluciones es el parámetro más importante a ser considerado en el diseño de ventiladores centrífugos, él define el tipo general de diseño de un ventilador.

Por último, de la ecuación se desprende que para iguales requerimientos de cabezal y caudal,

ventiladores de mayor número específico de revolución rotara a más velocidad y serán además menores en tamaño. Adicionalmente, para caudales y velocidades iguales, los ventiladores con número específico de revoluciones alto opera con cabezal menores o, para cabezales y velocidades iguales, los ventiladores con alto número específico de revoluciones maneja mayor caudales.

Coefficiente de Presion.

El coeficiente de presión de los ventiladores se define así:

$$\psi = \frac{Y}{u_2^2/2} \quad (1.2)$$

o bien, puesto que la energía específica $Y=gH$

$$\psi = \frac{H}{u_2^2/2g} \quad (1.3)$$

Donde H es altura efectiva.

Los ventiladores semejantes tienen igual coeficiente de presión.

1.2 LEYES DE SEMEJANZA

El estudio de un prototipo de una estructura o máquina se hace frecuentemente en hidráulica y aeronáutica más que en otras ramas de la técnica, mediante modelos a escalas reducidos, o excepcionalmente ampliadas.

La teoría de modelos enseña las condiciones en que se ha de realizar el ensayo del modelo que cuando es estático se llama maqueta, para poder predecir de este ensayo el comportamiento del prototipo.

Estas condiciones se reducen a tres:

- El modelo y el prototipo han de ser geoméricamente semejante.
- El modelo y el prototipo han de ser cinemáticamente semejante.

De esta manera la configuración de corriente en torno (o en el interior) del modelo será geoméricamente semejante a la del prototipo, o equivalentemente, la velocidades en los puntos homólogos de la corriente guardan relación de proporcionalidad y tendrán la misma dirección.

- El modelo y el prototipo han de ser dinamicamente semejante.

Esto implica igualdad de ciertos números adimensionales entre el modelo y el prototipo como el número de Reynolds, etc..

El cumplimiento de estas tres condiciones a la vez es imposible por lo que los expertos recomienda que se ignore la semejanza dinámica y cinemática y solo se aplique la semejanza geométrica.

Las leyes de semejanza aproximadas basadas en la hipótesis de la mera semejanza geométrica e igualdad de rendimiento, se plantean a continuación:

$$\frac{p'_{tot}}{p''_{tot}} = \frac{n'^2 \cdot D'^2}{n''^2 \cdot D''^2} \quad (1.4)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n' \cdot D'^3}{n'' \cdot D''^3} \quad (1.5)$$

$$\frac{P'}{P''} = \frac{n'^2 \cdot D'^5}{n''^2 \cdot D''^5} \quad (1.6)$$

$$\frac{M'}{M''} = \frac{n'^2 \cdot D'^5}{n''^2 \cdot D''^5} \quad (1.7)$$

1.3 TEORIA DEL IMPULSOR

Triángulo de Velocidades

Cuando se considera el flujo a través de los espacios comprendidos entre los álabes de un impulsor que rota con velocidad angular w debe hacerse una diferenciación entre el flujo absoluto, referidos a las paredes estacionarias de la carcaza, y el flujo relativo, considerado con respecto al impulsor en movimiento, esto a su vez nos lleva a introducir los conceptos de velocidades absoluta y relativa de las partículas de fluido fluyendo a través del impulsor.

El fluido que circula a través de dichos canales, tiene la misma forma que el perfil de los álabes.

A este punto, y haciendo uso de la teoría unidimensional de las máquinas rotodinámicas, consideremos que el flujo de partículas de fluido a lo largo de la línea central de uno de los canales del impulsor, es representativo del flujo a través del mismo.

En cada uno de los puntos que componen una línea de flujo es posible definir, por medio de vectores, las velocidades, esto es, la velocidad absoluta, velocidad

relativa de la que habíamos hablado anteriormente y la velocidad periférica, quedando esta última definida por el producto de la velocidad angular a lo que rota el impulsor y la distancia radial medida desde cualquier punto sobre aquel hasta el eje de simetría del mismo.

La definición de estas tres velocidades en cualquiera de los puntos que conforman una línea de flujo dará origen a una serie de diagrama vectoriales cuya forma es triangular, razón por la cual se ha convenido en denominarlo "triángulo de velocidad".

Por otro lado, para identificar cada uno de las velocidades y ángulos que conforman dicho triángulo de velocidad, usaremos la siguiente notación.

c : velocidad absoluta α : ángulo formado por c y u

w : velocidad relativa β : ángulo formado por w y u

u : velocidad periférica dirección negativa de u

c_u : Componente tangencial de la velocidad absoluta.

w_u : Componente tangencial de la velocidad relativa.

Todo lo que hemos venido hablando hasta aquí está gráficamente expresado en la figura 1.2. En general, cuando se analiza el flujo a través de impulsores, se

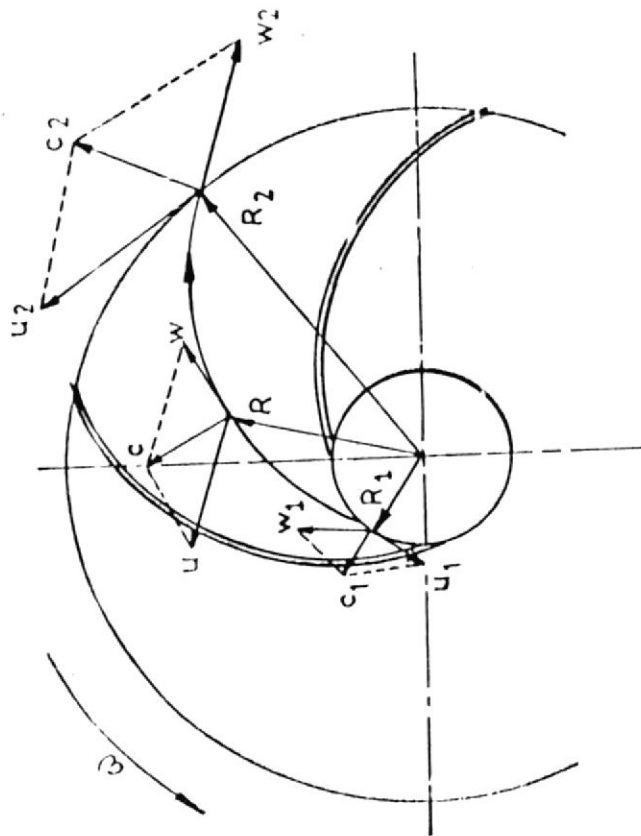


FIG. 1.2a. FLUJO A TRAVES DEL IMPULSOR DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO

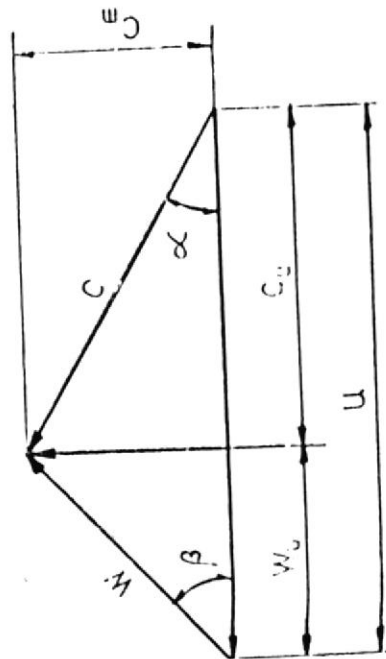


FIG. 1.2b TRIANGULOS DE VELOCIDAD.



presta esencial atención a los triángulos de velocidades de entrada y salida (en la figura 1.2 triángulos de velocidad definidos en los puntos 1 y 2 respectivamente). En lo futuro, cuando nos referámos a ellos, asignaremos a cada uno de las letras que definen las velocidades, componentes y ángulos involucrados, los subíndices 1 ó 2, según sea

Ecuación de Euler para los Ventiladores

La ecuación de Euler para los ventiladores se deduce al aplicar el principio de momentum angular a la masa del fluido que fluye a través del impulsor.

Dicho principio establece que la razón de cambio de momentum angular con respecto al tiempo, de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al torque producido por la fuerza resultante sobre dicho cuerpo, con respecto al mismo eje.

Consideremos el flujo a través del espacio comprendido entre dos álabes adyacentes AB y CD, de un impulsor (ver figura 1.3) entonces, si un diferencial de masa dm_1 entra al canal, con radio r_1 , con una componente tangencial de velocidad c_{u1} , durante un intervalo de tiempo dt y si durante el mismo intervalo de tiempo, un diferencial de masa dm_2 sale del canal a un

radio r_2 con una componente tangencial de velocidad c_{u2} , se deduce, en base al principio del momentum angular antes descrito, que:

$$T = \frac{dm_2}{dt} r_2 c_{u2} - \frac{dm_1}{dt} r_1 c_{u1} \quad (1.8)$$

Donde T no es otra cosa que el torque producido por todas las fuerzas externas aplicadas al flujo contenido entre los álabes.

Asumiendo que el flujo a través del impulsor es estable se puede establecer que: $dm_1 = dm_2 = dm$ en consecuencia.

$$T = \frac{dm}{dt} (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (1.9)$$

Al hacer extensivo el análisis a todo el impulsor, el término dm/dt será representativo del flujo de masa constante a través del mismo, el cual a su vez, está dado por $\rho Q = Q\gamma/g$. Por otro lado si tenemos en cuenta que la razón de transferencia de energía por unidad de tiempo, comunicado al fluido por los álabes del impulsor es igual al producto del torque por la velocidad angular w a la que gira el impulsor. Se puede establecer sin dificultad que :

$$E = Tw = Q\gamma w (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) / g \quad (1.10)$$

Donde E lógicamente representa la energía transferida al fluido de trabajo por unidad de tiempo, en otras palabras E no es otra cosa que la potencia P transferida al fluido por el impulsor.

Recordando la definición de velocidad periférica la cual puede expresarse como:

$$\Delta p = Q \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) / g \quad (1.11)$$

$$H_t = \Delta p / Q \quad (1.12)$$

nos queda:

$$\Delta p = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (1.13)$$

Esta última ecuación se conoce como la ecuación de Euler para los ventiladores.

De la última ecuación se deduce que el máximo incremento de presión para un cierto tamaño del rodete determinado por n y u_1 , cuando la velocidad absoluta del aire a la salida del rodete solo tiene componente meridional (radial o radio-axial, según los casos), es decir cuando la componente periférica $c_{u1} = 0$. En este caso la ecuación de Euler se reduce a :

$$\Delta p_{u\infty} = \rho u c_{u2} \quad (1.14)$$

(forma simplificada de la ecuación de Euler)

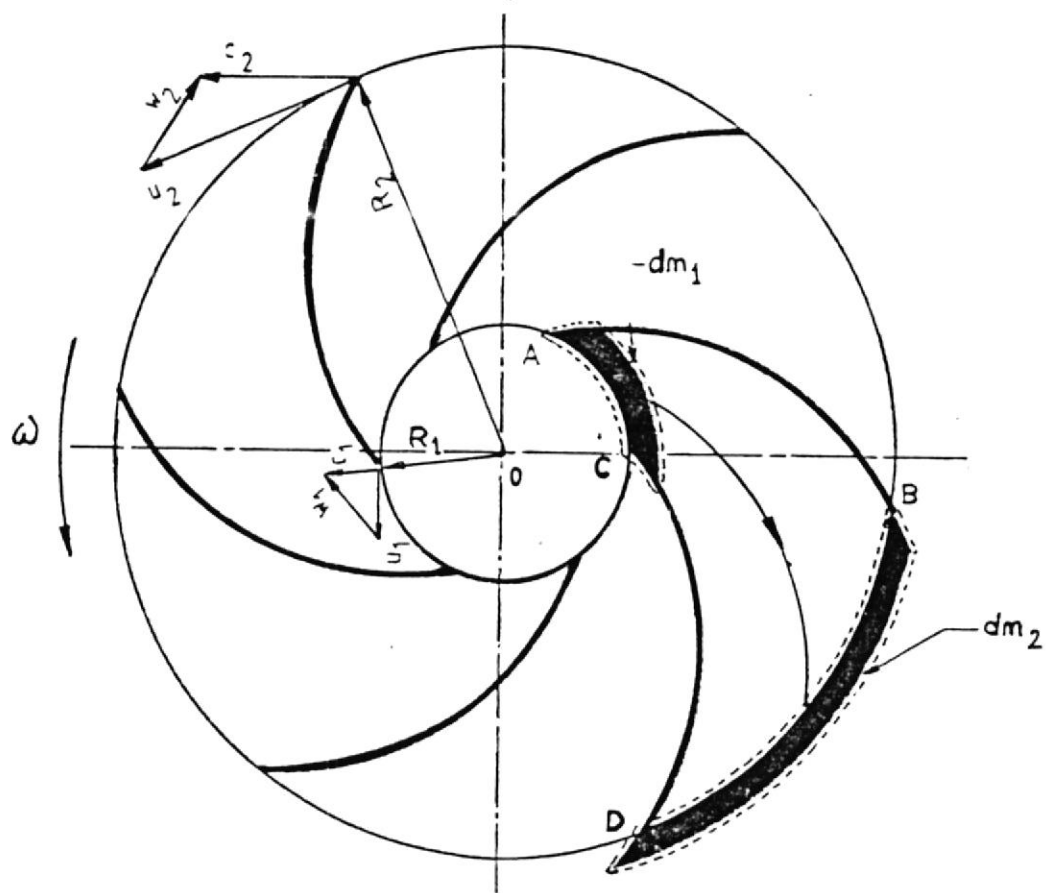


FIG. 13 CAMBIO DE MOMENTUM ANGULAR EN UN IMPULSOR CENTRIFUGO.

Modificación a la Teoría de Euler

La teoría unidimensional de Euler, calcula el incremento de presión de los ventiladores, como si éstos tuvieran un flujo idealmente guiado a través de ellos, lo que se llamará presión de Euler Δp_{u0} .

Esta teoría simplifica demasiado el problema, ya que un fluido para ser idealmente guiado, necesita un impulsor de infinito número de álabes. Como en la práctica esto no es posible, el fluido experimenta entonces un comportamiento diferente al que predice la teoría de Euler.

Se crea entonces un coeficiente que permite ajustar dicha teoría para obtener un nuevo valor de presión que se llamará presión teórica Δp_u .

La ecuación que relaciona éstas dos cantidades es la siguiente:

$$\Delta p_u = \Delta p_{u0} e_z \quad (1.15)$$

Donde e_z es el coeficiente de disminución de trabajo, conocido también como coeficiente de velocidad.

La figura 1.4 muestra la variación que sufren los

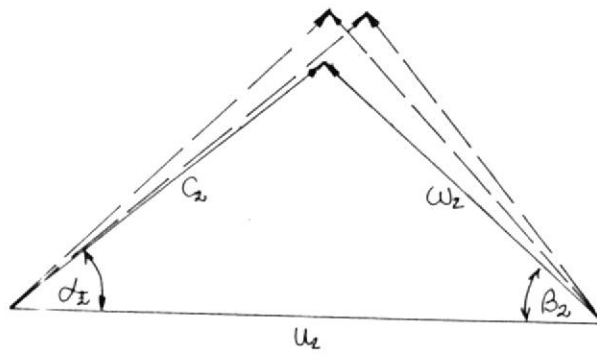
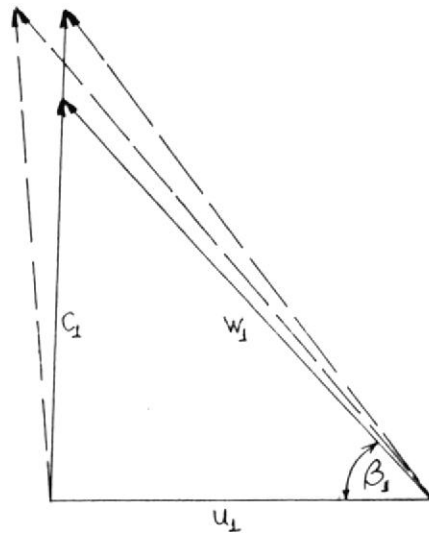


FIG. 1.4 MODIFICACIONES DEL TRIANGULO DE VELOCIDAD DE EULER A LA ENTRADA Y A LA SALIDA.

triángulos de velocidades para los tres tipos de ventiladores tanto a la entrada como a la salida, debido a la diferencia entre la presión teórica y la presión de Euler.

El valor de e_z es calculado por varios autores

Para Pfleiderer el valor de e_z esta dado por:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\psi^2}{z} * \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}} \quad (1.16)$$

$$\text{Donde } \psi = (0.55 \text{ a } 0.68) + 0.6 \text{ sen } \beta_2 \quad (1.17)$$

$$\delta = (0.68 \text{ a } 0.85)(1 + \beta_2/60) \quad (1.18)$$

Eficiencia

Como en toda máquina real, la operación de un ventilador, se vera afectada por una serie de fenómenos cuya presencia sera la causa de las discrepancias existentes entre los comportamientos ideales y real del ventilador. Estas discrepancias pueden ser cuantificadas al introducir los conceptos de eficiencias hidráulicas, volúmetricas, mecánica y total. Así pues, pasemos a definir cada una de las mencionadas eficiencias.

Eficiencias Hidráulicas. Las pérdidas hidráulicas h_r son las más importantes en las turbomáquinas hidráulicas y las más desconocidas.

A estas pérdidas contribuyen factores muy diversos, que pueden reducirse en dos grupos:

1) pérdidas por rozamiento de superficie y 2) pérdidas por rozamiento de forma, debido estos últimos a cambio de dirección y magnitud de la velocidad de flujo.

El conducto que sigue el flujo en la máquina es tortuoso y cambia continuamente de dirección y forma en particular en el rodete la distribución de velocidades se perturba, por estar este conducto en movimiento de rotación. Resulta por lo tanto prácticamente imposible llegar a ecuaciones que sirvan para predecir estas pérdidas.

Por todo lo dicho solo nos queda la posibilidad de englobar todas estas pérdidas en un rendimiento hidráulico η_h , que se define de la siguiente manera:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} \quad (1.19)$$

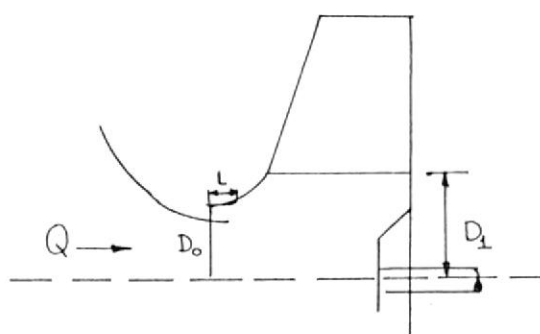


Fig. 1.5 Entrada de un ventilador centrífugo

Eficiencia Volumétrica. Del caudal total que fluye a través del impulsor, una parte se fuga a través de los claros o huelgos existentes entre las partes estacionarias y rotatorias del ventilador fig. 1.5. Bajo estas consideraciones se definirá la eficiencia volumétrica η_v , como la relación entre el caudal que se dispondría en condiciones ideales al caudal disponible en la descarga en el ventilador, esto es, al no existir fugas matemáticamente:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_1} \quad (1.20)$$

Donde: q_1 representa las fugas

Eficiencia Mecánica. La potencia de que se dispone en el impulsor, resulta siempre menor que aquella que se suministra en el eje del motor, a consecuencia, como es lógico suponer, de las pérdidas mecánicas.

Dichas pérdidas mecánicas, incluyen, la disipación de potencia en los rodamientos y estoperos, como también los efectos de la fricción existente entre las paredes laterales del impulsor y el fluido que lo rodea.

Vale anotar que aunque las pérdidas producidas por este último hecho son hidráulicas por naturaleza se las cataloga como mecánicas debido a que son externas al flujo y su presencia no conllevará a una disminución de presión. Así pues, la eficiencia mecánica η_m , se define como el cociente entre la potencia absorbida por el impulsor y convertida en cabezal y la potencia aplicada al eje del ventilador, en otras palabras.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_e} \quad (1.21)$$

Eficiencia Total. La relación entre las eficiencias parciales definidas anteriormente y la eficiencia global o total η_t , puede ser obtenida de la siguiente manera:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (1.22)$$

1.4 CONSIDERACIONES TECNICAS SOBRE EL DISEÑO DE IMPULSORES

Como habíamos visto anteriormente, la forma de un impulsor puede ser determinada en base al conocimiento

previo de sus características operacionales en condiciones de diseño, esto es, caudal, presión y velocidad de rotación, variables éstas, que ligadas a través de velocidad específica, nos dejarán en capacidad de establecer si el impulsor en mención será uno de flujo radial, flujo mixto, o bien, de flujo axial. No obstante, cuando se trata de diseñar un impulsor para alguna aplicación específica, el estar conciente de su forma constituye tan sólo el punto de partida en un proceso de diseño que deberá contemplar otros muchos factores importantes, relacionados con la construcción y dimensionamiento apropiado de impulsores.

Materiales de Construcción

En la selección de materiales para la construcción de impulsores deberán tenerse presente los siguientes factores:

- a). Resistencia a la Corrosión
- b) Resistencia al desgaste por Abrasión
- c) Propiedades de Fundición y Maquinabilidad
- d) Costo

Entre los materiales tradicionalmente utilizados en la fabricación de impulsores tenemos : el hierro fundido,

el acero. aleaciones ligeras, por otra parte en los últimos tiempos se ha dado también en utilizar materiales plásticos.

Las aleaciones ligeras empleadas en la fabricación de los ventiladores son aleaciones con 80% o más de aluminio. y se denominan así por su peso específico reducido.

Las aleaciones fundidas se emplean moderadamente en los ventiladores más que las aleaciones forzadas de aluminio. porque el proceso de fundición es más barato y los modernos métodos de fundición permiten la obtención de los mismos con características uniforme en toda la masa. Los impulsores de fundición de hierro se usan hasta cierto límite en ventiladores pequeños de bajo costo. Como la fundición de hierro tiene baja resistencia a la corrosión, a la erosión y a la cavitación, la única justificación para el uso de un impulsor de hierro fundido sería el bajo costo inicial, en base a una evaluación.

A este punto no está por demás mencionar una recomendación adicional que podemos muy bien, convertirla en un criterio más para la selección apropiada del material con el cual se construíra el impulsor. Dicha recomendación establece que las velocidades

presente que las mejores características de resistencia a la corrosión las poseen los aceros inoxidable de la serie 300, les siguen los aceros inoxidable de la serie 400 y en último término, los aceros al carbono.

Indudablemente que uno de las mayores inconvenientes al utilizar impulsores de aceros inoxidable es su costo elevado.

El plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF, sigla en inglés FRP) únicamente como plástico reforzado y resina termoendurecible reforzadas, hecho con resinas de poliéster o de éster de vinilo de grado químico, resiste a la corrosión igual o mejor que los materiales de precio alto como el acero inoxidable.

En general los ventiladores de FRP pueden ser una opción económica en comparación con los de acero inoxidable u otras aleaciones, en donde hay corrosión y la temperatura es menor de 250°F

Dimensionamiento del Impulsor

De acuerdo con lo expuesto en el punto anterior, cuando hablamos sobre la teoría del impulsor y teniendo muy presente la Ecuación de Euler para los

periféricas máximas admisibles para impulsor de hierro fundido ordinario son del orden de los 30 m/s.

Cuando las velocidades periféricas excede los 45 m/s se recomienda la utilización de impulsores de acero al carbono ó, para las condiciones de servicio más severos, tales como aquellos en los que el fluido bombeado resulta ser altamente corrosivo, o presente un alto contenido de materiales abrasivos en suspensión, o bien que las presiones y temperaturas de operación sean muy elevadas, entonces, las recomendaciones bienen dadas en el sentido de que los impulsores sean construídos de acero inoxidable.

En todo caso, la ecuación del tipo apropiado de acero para la construcción del impulsor, deberá siempre hacerse en base de las propiedades de cada uno de ellos; así por ejemplo, un acero inoxidable martensítico de la serie 400 tendrá una mayor resistencia al desgaste por abrasión que un acero austenítico inoxidable de la serie 300 y este a su vez, revestirá mejor los efectos de la abrasión que un acero simple al carbono.

Cuando el principal problema a resolver consiste en evitar el deterioro acelerado del impulsor debido a la naturaleza corrosiva del fluido, deberá tenerse

ventiladores, se puede afirmar que la presión total generada por el ventilador dependerá de algunas variables, tales como, la velocidad periférica u_2 , la velocidad meridional de descarga c_{m2} , el ángulo de descarga β_2 , el número de álabes Z , la relación de diámetros D_1/D_2 .

Habiendo sido establecido los requerimientos en cuanto a presión y caudal que un impulsor debe estar en capacidad de satisfacer, se podría en base a la ecuación de Euler y asumiendo valores para algunas de las variables antes mencionadas solucionar el problema del dimensionamiento del impulsor, no obstante, en más de una forma. Esto último lo decimos en virtud de la libertad existente para asignar valores a variables tales como β_2 , D_1 , D_2 , Z , etc.

A continuación describiremos, un procedimiento que nos permitirá dimensionar, de manera satisfactoria, un impulsor para un ventilador centrífugo.

a) Cálculos Preliminares: Como en éste diseño se utilizará las leyes de semejanzas, por medio de estas leyes calcularemos los diámetros de entrada y salida del rodete.

Teniendo los diámetros de entrada y salida del

rodete cálculo la velocidad absoluta del rodete a la entrada y a la salida.

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (1.23)$$

Las leyes de semejanza establecen que los ventiladores semejantes tienen igual ciertos números adimensionales importantísimos en el diseño del ventilador.

Estos números adimensionales son:

$$\psi = \frac{gH}{u_2^2} \quad \text{Coeficiente de Presión} \quad (1.7)$$

$$n_q = nQ^{1/3}H^{-3/4} \quad \text{Número específico de revolución} \quad (1.1)$$

$$K_{ca} = .55 \left[\frac{n_q}{100} \right]^{1/3} \quad \text{Coeficiente de de velocidad absoluta a la entrada} \quad (1.24)$$

- b) **Diámetro a la entrada de la carcasa.** Para poder calcular el diámetro a la entrada de la carcasa es necesario, en primer lugar, calcular el coeficiente de velocidad absoluta a la entrada con esto calculamos la velocidad absoluta del fluido a la

entrada.

$$c_a = K_{ca} (2gH)^{1/2} \quad (1.25)$$

Aplicando la ecuación de caudal

$$Q = \frac{\pi}{4} D_a^2 \eta_v c_a \quad (1.26)$$

podemos obtener el diámetro a la entrada de la carcasa pero tendremos que calcular la eficiencia volumétrica siguiendo el siguiente método.

Sea D_h diámetro hidráulico Δp , diferencia de presión a la entrada y salida de la junta.

La velocidad de flujo en la sección estrecha será

$$c = \delta \sqrt{2\Delta p/\rho} \quad (1.27)$$

y

$$\frac{c^2}{2g} = \delta^2 \Delta p/\rho g \quad (1.28)$$

Considerando esta junta como un transformador de energía de presión en energía cinética su rendimiento puede expresarse en función de la presión de carga h_r así:

$$\delta^2 = \frac{\Delta P / \rho g - h_r}{\Delta P / \rho g} \quad (1.29)$$

El diámetro hidráulico de la sección será:

$$D_h = D_1 - D_a \quad (1.30)$$

y h_r según la ecuación de Darcy - Weisbarch será

$$h_r = \frac{l c^2}{2g} * \frac{1}{D_h} \quad (1.31)$$

donde l longitud de la junta (ver figura 1.5)

Introduciendo este valor h_r en la fórmula 1.29

obtenemos finalmente el valor de δ

$$\delta = \left[\frac{1}{1 + \frac{\lambda l}{2D_h}} \right]^{1/2} \quad (1.32)$$

Conocido este valor encontramos la velocidad con la fórmula 1.28. Teniendo la velocidad y el área total calculamos el caudal que se escapa por la junta.

$$q_1 = \alpha A_t c \quad (1.33)$$

donde α es un coeficiente de construcción, su valor se encuentra entre 0 a 1 este valor es debido a que el flujo no se comporta idealmente en la región

anular por donde escapa. Si nosotros le asignamos a un valor 1 estamos sobredimensionando el caudal de fuga

- c) **Velocidad absoluta del aire ante de los álabes.**
 Asumiendo que la entrada en el rodete es sin circulación la velocidad absoluta del aire antes de los álabes se hará

$$c_o = m c_a \quad (1.34)$$

m es un coeficiente que depende de n_a según múltiples investigaciones

$$m = 0.5 \left[\frac{100}{n_a} \right]^{1/6} \quad (1.35)$$

- d) **Ancho del rodete a la salida y entrada de los álabes b_2 y b_1** Para calcular el ancho del rodete b_1 hay diversos criterios pero usaremos la ecuación de continuidad

$$Q = \pi D_1 b_1 c_o \quad (1.36)$$

y para calcular b_2

$$Q = \pi D_1 b_1 c_o = \pi D_2 b_2 \tilde{c}_2 c_{2m}$$

donde ζ_2 se lo considera = 1 cuando los álabes son afilados.

- e) **Angulo de entrada β_1 y ángulo de descarga del álabe β_2** Atendiendo a la figura 1.2 resulta obvio que la velocidad periférica u_1 será diferente en cada punto sobre el borde de entrada y por lo tanto, para conseguir una velocidad meridional uniforme en la entrada a los canales del impulsor, el ángulo β_1 deberá ser variable a lo largo del borde de la entrada (ver figura 1.2), o en otras palabras, el álabes deberá estar constituido por una superficie de doble curvatura.

Entonces, asumiendo entrada meridional por parte del aire a los canales del impulsor ($\alpha_1 = 90^\circ$) el ángulo β_1 , puede calcularse como:

$$\text{tang } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (1.37)$$

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.

Para la determinación misma del ángulo β_2 a veces se hace en lo ventiladores $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$ cuando $\beta_1 < 25^\circ$ o si bien $\beta_1 > 25^\circ$ se construye el álabe de

manera que $\beta_2 = \beta_1$, según una espiral logarítmica.

f) **Selección del 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. Puesto que al aumentar el número de álabes disminuye el deslizamiento o toberllino relativo (recuérdese que el deslizamiento no implica mayores pérdidas, pero sí mayores diámetros del rodete; de donde la conveniencia de conseguir un factor de disminución de trabajo e_z elevado) podría parecer a primera vista que el número de álabes debería ser cuanto más grande mejor. Sin embargo, al aumentar excesivamente el número de álabes aumentan las pérdidas de superficie más rápidamente que disminuyen las pérdidas de forma, al paso que disminuye el área útil para el flujo. Es preferible tender a que la sección transversal del conducto sea aproximadamente cuadrada, puesto que así se reducen las pérdidas por fricción a un mínimo.

Existen fórmulas empíricas que constituyen una guía en la selección del número óptimo de álabes.

Una fórmula muy utilizada, y más exacta al tener

mayor número de variables es la debida a Pfleiderer:

$$Z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \text{ Sen } \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (1.38)$$

El coeficiente K tiene un valor medio aproximado de 6.5 y suele oscilar entre 3 y 10 o valores más elevados.

1.5 CONSIDERACIONES TECNICAS SOBRE EL DISEÑO DE LA CARCAZA

La carcasa comprende la tobera de entrada y la caja espiral. La carcasa o estator de un ventilador desempeña una triple misión: conducir el fluido desde la entrada del ventilador hasta la salida del rodete transformar la energía cinética del flujo a la salida del rodete en energía de presión y conducir el fluido hasta la salida del ventilador. En la carcasa no se adiciona energía al fluido, sólo se transforma la energía.

Deducción de la Ecuación General

La ecuación general, o sea aplicable a toda voluta de forma meridional cualquiera, así como las ecuaciones particulares, que se deducirán de la hipótesis de

fluido ideal y flujo irrotacional.

El fluido que sale del rodete y entra en la voluta de la figura 1.6 en la cual no hay álabes que puedan modificar su circulación, en cada punto cumplirá la ecuación

$$rc_u = C \quad (1.39)$$

donde la constante C se conoce, ya que a la salida de rodete $C = r_2 c_{3u}$ y el segundo miembro es conocido: c_{3u} se lee en el triángulo de velocidades. Suponiendo que el fluido que sale del rodete se defiende por igual en toda su periferia, en cualquier sección meridional de la voluta el caudal será $Q_0 = \theta^\circ/360$ veces del total, donde θ° ángulo en grado medido desde la lengua teórica de la voluta (ver figura 1.6). Algunos constructores consideran en el cálculo de la voluta, en vez del caudal Q , el caudal que circula por el rodete $Q' = Q/n_v$. Así las dimensiones de la voluta son mayores, como conviene si se tiene en cuenta las pérdidas.

Otras veces se calcula con el caudal Q , aumentando las secciones calculadas, por ejemplo, en un 10% para tener en cuenta estas pérdidas.

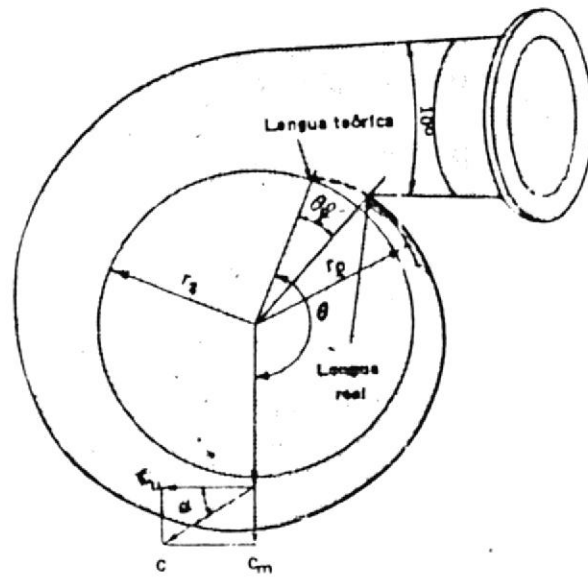


FIG. 1.6 VENTILADOR CON CAMARA ESPIRAL

A través de la sección transversal diferencial el flujo será.

$$dQ_o = dA \cdot c_u = bdr c_u \quad (1.40)$$

$$\text{pero } c_u = C/r \quad (1.39)$$

$$dQ_o = bdr \frac{C}{r} \quad (1.41)$$

y siendo, como hemos dicho, $Q_o = \frac{\theta^\circ}{360} Q$ se tendrá

$$Q_o = \frac{\theta^\circ}{360} Q = \int_{r_2}^{r_e} dQ_\theta = C \int_{r_2}^{r_e} \frac{b}{r} dr$$

y

$$\theta^\circ = \frac{360C}{Q} \int_{r_2}^{r_e} \frac{b}{r} dr \quad (1.42)$$

(Ecuación general de la voluta)

Donde r_e radio exterior de una sección situada a θ° de la lengua teórica.

La ecuación (1.43) 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. Hay

diferentes tipos de forma de sección transversal, la que usaremos en este diseño es la caja espiral logarítmica.

Hacemos en la ecuación anterior $b = b_3$ es decir, diseñemos una voluta limitada por dos placa paralelas, como se representa en la figura 1.7. El ancho de la caja espiral b_3 es un dato empirico difiere de un autor a otro por ejemplo Mataix recomienda de $(3-6)b_2$, Osborne de $(1.25-2.5)b_2$

Se tendrá pues:

$$\theta^\circ = \frac{360Cb}{Q} \int_{r_2}^{r_e} \frac{dr}{r} = \frac{360Cb}{Q} \ln \frac{r_e}{r_2}$$

$$\ln \frac{r_e}{r_2} = \frac{Q}{Cb} \frac{1}{360} \theta_o \quad (1.43)$$

Pasando a logaritmos decimales tendremos.

$$\log \frac{r_e}{r_2} = \frac{Q}{Cb} \frac{1}{360 \cdot 2.3} \theta_o$$

$$\log \frac{r_e}{r_2} = 1.21 \times 10^{-3} \frac{Q}{Cb} \theta_o \quad (1.44)$$

Con lo que la caja espiral logarítmica puede calcularse fácilmente punto a punto en forma tabular.

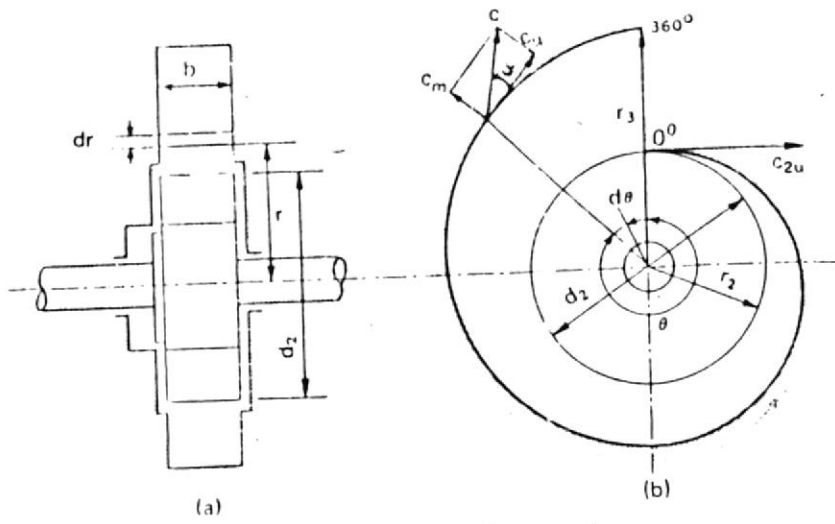


FIG. 1.7 CAJA ESPIRAL LOGARITMICA

Despejando r_e en la ecuación 1.43 se tiene

$$r_e = r_{2e} (Q/360Cb) \quad (1.45)$$

Materiales de Construcción

La selección del material para la construcción de las carcasas de ventiladoreses centrífugos debe realizarse en base a las siguientes cosideraciones:

- a) Resistencia Mecánica
- b) Resistencia a la Corrosión
- c) Resistencia al desgaste y a la abrasión
- d) Propiedades de fundición y maquinado
- e) Costo

Los materiales de construcción dependen de la composición del fluido que se maneje. Los mateiales estándar incluyen, hierro fundido y acer al carbono. En algunos casos se pueden requerir otros materiales. Por ejemplo, si el ventilador tiene que mover una mezcla húmeda de amoniaco, dióxido de carbono y aire, puede ser necesario el acero inoxidable para todas las piezas que hacen contacto con el fluido.

CAPITULO II

DISEÑO Y CALCULO DEL VENTILADOR

2.1 DISEÑO HIDRAULICO

El lector advertirá que en este lugar lo mismo que en otros lugares del diseño es preciso estimar primero un valor provisional y comprobarlo después, de manera que al final se debe conseguir que todas las dimensiones y parámetros escogidos estén lo más de acuerdo con los resultados experimentales. La verificación final de la calidad de un nuevo proceso es siempre el banco de prueba.

Diseño y Cálculo del Impulsor

Los parámetros de diseño utilizadas por el Ing. Araujo en el diseño anterior son:

$$Q = 0.50 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$p_t = 17.45 \text{ mm c.a.}$$

$$n = 800 \text{ rpm}$$

Luego de construido el ventilador al realizar las

pruebas, los datos que más se aproximan a los parámetros de diseño del Ing. Araujo con una eficiencia del 63% son:

$$p_t = 14.73 \text{ mm c.a.}$$

$$Q = 0.4516 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 940 \text{ rpm}$$

Debido a que la variación de la presión y caudal con respecto a la revolución y diámetro no es lineal no se puede utilizar la misma presión y caudal, por lo cual se tendrá que mantener constante el caudal o la presión.

Se mantendrá el caudal ya que así se estará dentro de los límites de baja presión y alto caudal.

Este nuevo ventilador va a trabajar a 1.800 rpm ya que como el diseño está orientada a una disminución de costo, el acoplamiento del motor va a ser directo.

La caída de presión para el nuevo diseño será:

$$P'_{\text{total}} = P''_{\text{total}} \left[\frac{Q'}{Q''} \right]^{2/3} \left[\frac{n'}{n''} \right]^{4/3} \quad (2.1)$$

$$p'_{total} = 14.73 \left[\frac{0.4516}{0.4516} \right]^{2/3} \left[\frac{1800}{940} \right]^{4/3}$$

$$p'_{total} = 35.03 \text{ mmca} = 35.03 \text{ Kg/m}^2$$

La densidad del aire a 28°C es 1.1412 kg/m³

$$H = \frac{p_t}{\rho} \quad (2.2)$$

$$H = \frac{35.03}{1.1412} = 30.69 \text{ m}$$

Por medio de las leyes de semejanza calculamos los diámetros de entrada y salida del rodete

$$D' = D'' \left[\frac{Q'}{Q''} \right]^{1/3} \left[\frac{n'}{n''} \right]^{-1/3} \quad (2.3)$$

$$D' = 0.413 \left[\frac{0.4516}{0.4516} \right]^{1/3} \left[\frac{1800}{940} \right]^{-1/3}$$

$$D' = 0.332 = D_2$$

$$D' = 0.291 \left[\frac{0.4516}{0.4516} \right]^{1/3} \left[\frac{1800}{940} \right]^{-1/3}$$

$$D' = 0.234 \text{ m} = D_1$$

Velocidad absoluta del rodete a la entrada y a la salida.

$$u_1 = \frac{D_1 \pi n}{60} \quad (1.24)$$

$$u_1 = \frac{0.234 * \pi * 1800}{60}$$

$$u_1 = 22.05 \text{ m/seg}$$

$$u_2 = \frac{d_2 \pi n}{60} \quad (1.24)$$

$$u_2 = \frac{0.332 * \pi * 1800}{60}$$

$$u_2 = 31.29 \text{ m/seg}$$

Los ventiladores semejantes tienen iguales coeficientes de presión, número específico de revoluciones, coeficientes de velocidades, etc..

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad \text{Coeficiente de Presión} \quad (1.7)$$

$$\psi = 0.61$$

$$n_q = nQ^{1/3} H^{-3/4} \quad \text{Número específico de revoluciones} \quad (1.1)$$

$$n_q = 105.91$$

Diámetro a la entrada de la carcasa

$$k_{ca} = 0.55 \left[\frac{n_q}{100} \right]^{1/3} \quad \text{Coeficientes de velocidades absoluta en la boca de entrada.} \quad (1.25)$$

$$k_{ca} = 0.56$$

$$ca = k_{ca} \sqrt{2gH} \quad (1.26)$$

$$ca = 0.56 \sqrt{2 * 9.8 * 30.69}$$

$$ca = 13.73 \text{ m/seg}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} d_s^2 \eta_v ca \quad (1.27)$$

Tendremos que calcular esta eficiencia volumétrica. Pero para poder calcular tendremos que asumir un diámetro que después lo corregiremos. Podemos hacer que la diferencia entre el D_a y D_1 sea de 0.005 m pero esta diferencia de diámetro es difícil para la construcción del ventilador, por lo que haremos que la diferencia $D_1 - D_a$ sea igual a 0.01 m.

$$A_t = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_a^2}{4} \quad (2.4)$$

$$A_t = \frac{\pi (0.234)^2}{4} - \frac{\pi (0.224)^2}{4}$$

$$A_t = 0.00359 \text{ m}^2$$

$$D_h = D_1 - D_a \quad (1.31)$$

$$D_h = 0.234 - 0.224$$

$$D_h = 0.01 \text{ m}$$

$$\delta = \left[\frac{1}{1 + \frac{\lambda}{2D_h}} \right]^{1/2} \quad (1.33)$$

Para calcular el coeficiente de fricción primero tendremos que calcular Re, donde v asumiremos como u_2 luego lo corregimos.

$$Re = \frac{v d_p}{\nu} \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{31.29 * 0.01}{1.1 * 10^{-5}}$$

$$Re = 28.445$$

Para reynolds entre $10.000 \leq Re \leq 100.000$ el se calcula con la siguiente fórmula :

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (2.6)$$

$$\lambda = \frac{0.316}{28445^{0.25}}$$

$$= 2.43 * 10^{-2}$$

$$\delta = \left[\frac{1}{1 + \frac{2.43 * 10^{-2} * 0.005}{2 * 0.01}} \right]^{1/2}$$

$$\delta = 0.996$$

$$c = \delta \left[\frac{2 P g}{\rho} \right]^{1/2} \quad (1.28)$$

$$c = 0.996 \left[\frac{2 \cdot 35.03 \cdot 9.8}{1.1412} \right]^{1/2}$$

$$c = 24.45 \text{ m/s}$$

Como este valor difiere del valor asumido uz volvemos a calcular con $v = 24.45 \text{ m/s}$

$$Re = 22.231$$

$$= 2.58 \times 10^{-2}$$

$$\delta = 0.996$$

$$c = 24.45 \text{ m/s}$$

$$q_i = \alpha A + c \tag{1.34}$$

$$q_i = 0.00359 \cdot 24.45$$

$$q_i = 0.0879 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_i} \tag{1.21}$$

$$\eta_v = \frac{0.4516}{0.4516 + 0.0879}$$

$$\eta_v = 0.84$$

Teniendo la eficiencia volumétrica podemos calcular el diámetro de entrada a la carcasa.

$$D_a = \left[\frac{4 \cdot 0.4516}{\pi \cdot 0.84 \cdot 13.73} \right]^{1/2}$$

$$D_a = 0.224 \text{ m}$$

Como no hay diferencia, este será nuestro diámetro de entrada a la carcasa

Triángulo de Entrada

Suponiendo el triángulo de entrada rectángulo y conocida ya u_1 , basta determinar c_1 para determinar β_1

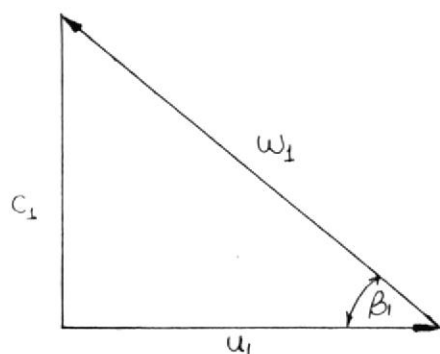


Fig. 2.1 Triángulo de entrada

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

$$c_0 = c_{0m} = m c_a \quad (1.35)$$

m es un coeficiente que depende de n_a tal como se muestra en la ecuación 1.36.

$$m = 0.5 \left[\frac{100}{n_q} \right]^{1/6} \quad (1.36)$$

$$m = 0.5 \left[\frac{100}{105.91} \right]^{1/6}$$

$$m = 0.495$$

$$c_o = 0.495 * 13.73$$

$$c_o = 6.79 \text{ m/s}$$

Ancho del rodete a la entrada

$$b_1 = \frac{Q}{\eta_v \cdot \pi \cdot D_1 \cdot c_{om}} \quad (1.37)$$

$$b_1 = \frac{0.4516}{0.84 * \pi * 0.234 * 6.79}$$

$$b_1 = 0.107 \text{ m}$$

Velocidad absoluta del fluido a la entrada de los álabes

$$c_1 = \zeta_{1com} \quad (2.7)$$

Coefficiente de obstrucción a la entrada $1 \leq \zeta \leq 1.2$

$$\zeta_1 = \frac{t_1 \text{ Sen} \beta_1}{t_1 \text{ Sen} \beta_1 - s_1} \quad (2.8)$$

Como no conocemos estos parámetros tendremos que asumir un valor de \mathcal{T}_1 y comprobarlo después.

$$\mathcal{T}_1 = 1.04$$

$$c_1 = 1.04 * 6.79$$

$$c_1 = 7.06 \text{ m/seg}$$

El ángulo de entrada β_1

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u_1} \quad (1.38)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{7.06}{22.05}$$

$$\beta_1 = 17.75^\circ$$

El ángulo de salida β_2 se aconseja hacerlo 10° mayor que β_1

$$\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$$

$$\beta_2 = 17.75^\circ + 10^\circ$$

$$\beta_2 = 27.75^\circ$$

Número de álabes

$$z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \text{ Sen } \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (1.39)$$

$$z = 3 \frac{0.332 + 0.234}{0.332 - 0.234} \operatorname{Sen} \frac{17.75 + 27.75}{2}$$

$$z = 6.7$$

$$z = 6$$

Paso entre álabes a la entrada del impulsor

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} \quad (2.10)$$

$$t_1 = \frac{\pi * 0.234}{6}$$

$$t_1 = 0.122 \text{ m}$$

Calculamos ζ_1

s = espesor del álabe

$$\zeta = \frac{0.122 \operatorname{Sen} 17.75}{0.122 \operatorname{Sen} 17.75 - 0.02}$$

$$\zeta = 1.05$$

Valor que sólo difiere del previamente supuesto en menos del 1%, por lo que no será preciso rectificar los cálculos.

Triángulo de salida

El triángulo de salida por no ser rectángulo requiere tres datos para su determinación.

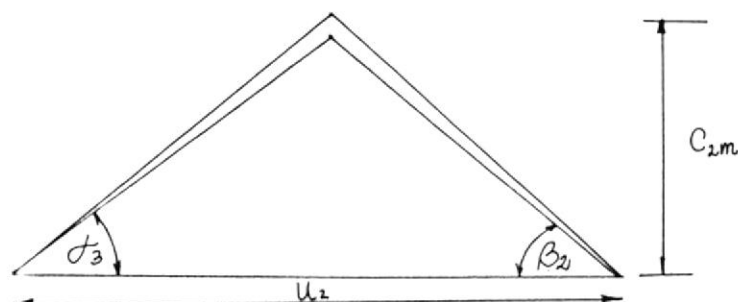


Fig 2.2 Triángulo de salida

Determinaremos C_{2u} en virtud de la ecuación de Euler

$$C_{2u} = g \frac{H_{u\infty}}{u_2} \quad (2.11)$$

$$H_{u\infty} = \frac{H}{\eta_{hez}} \quad (2.12)$$

e_z coeficiente de disminución del trabajo es un factor exponencial que depende de β_2

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z} * \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}} \quad (1.16)$$

Basándose en numerosos ensayos experimentales Pfleiderer recomienda el empleo de la siguiente fórmula.

$$\psi = 0.75(1 + \beta_2/60) \quad (1.18)$$

$$\psi = 0.75(1 + 27.75/60)$$

$$\psi = 1.1$$

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{2*1.1}{6} * \frac{1}{1 - (0.234/0.332)^2}}$$

$$e_z = 0.578$$

Mataix recomienda un n_h comprendido entre 0.65 - 0.95

$$H_{u\infty} = \frac{30.69}{0.80*0.578}$$

$$H_{u\infty} = 66.37$$

$$c_{2u} = \frac{9.8*66.37}{31.29}$$

$$c_{2u} = 20.78 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = (u_2 - c_{2u})\text{tang}\beta_2 \quad (2.13)$$

$$c_{2m} = (31.29 - 20.78)\text{tang}27.75$$

$$c_{2m} = 5.52 \text{ m/s}$$

$$H_u = H_{u\alpha} e_z \quad (2.14)$$

$$H_u = 66.37 * 0.578 = 38.36 \text{ m}$$

Para entrada sin circulación la velocidad tangencial del fluido a la salida de los álabes, c_{3u} es :

$$c_{3u} = c_{2u}$$

$$c_{3u} = 20.78 \text{ m/s}$$

Ancho del rodete a la salida

$$b_2 = \frac{D_1 b_1 c_{1m}}{D_2 c_{2m}} \quad (1.37)$$

$$b_2 = \frac{0.234 * 0.107 * 7.06}{0.332 * 5.52}$$

$$b_2 = 0.096 \text{ m}$$

Diseño del álabe

El trazado de los álabes se lleva a cabo en la práctica por algunos procedimientos pero en este caso lo haremos por un método gráfico llamado trazado trazado por un solo arco de circunferencia.

Este método se reduce a resolver gráficamente el problema de buscar el centro de un arco de

circunferencia, que corte a las circunferencias de entradas y salida de radios r_1 y r_2 bajo los ángulos β_1 y β_2 conocidos (ver figura 2.3).

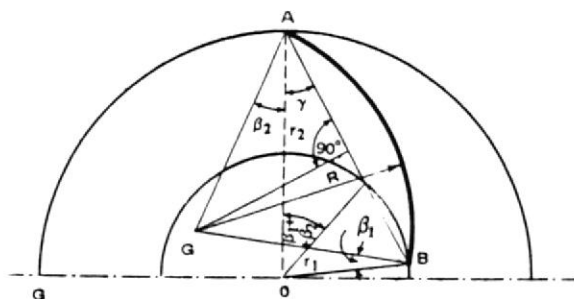


Fig. 2.3 Trazado del álabe con un arco de circunferencia

El procedimiento práctico para el trazado será el siguiente: escogido un punto A en la circunferencia de salida de radio r_2 y construyendo en dicho punto el ángulo β_2 conocido se obtiene el punto G o centro de la circunferencia del álabe de radio R por la siguiente ecuación.

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)} \quad (2.17)$$

$$R = \frac{0.166^2 - 0.117^2}{2(0.166 \cos 27.75 - 0.117 \cos 17.75)}$$

$$R = 0.195 \text{ m}$$

Diseño de la Carcaza .

Vamos a diseñar una voluta limitada por dos placas paralelas . Este tipo de voluta es muy fácil de fabricar (ver figura 1.7).

La ecuación de la caja logaritmica en coordenadas polares:

$$r_e = r_2 e^{(Q/360cb)\theta} \quad (1.46)$$

En donde Q es el caudal que circula por la voluta y que para éste caso se incluyen las pérdidas haciendo.

$$Q' = \frac{Q}{n_v} \quad (2.19)$$

$$Q' = \frac{0.4516}{0.84}$$

$$Q' = 0.537$$

$$c = r_2 c_3 u \quad (1.40)$$

$$c = 0.166 * 20.78$$

$$c = 3.45 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$b = 2b_2 \quad (2.20)$$

$$b = 2 * 0.096$$

$$b = 0.192 \text{ m}$$

$$r_e = 0.166e \left(0.537/360 * 3.45 * 0.192 \right) e^\theta$$

θ varia cada 30°

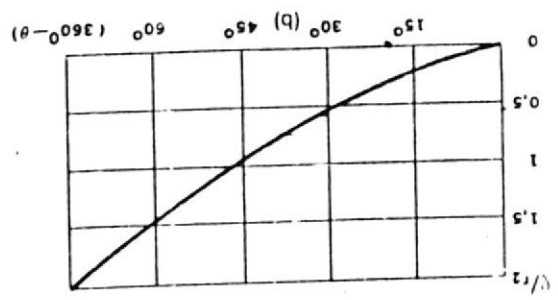
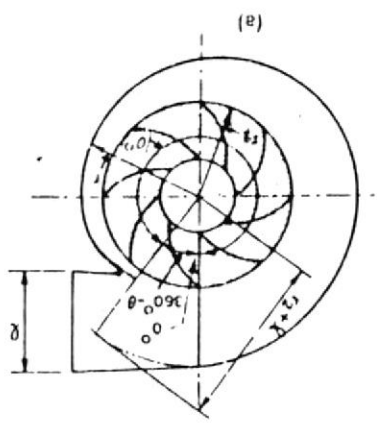
El desarrollo de la voluta se encuentra en el apéndice C . Usando el gráfico 2.4 se determino que la carcaza empieza en $\theta = 50^\circ$ formando parte de la lengüeta .



θ	r_e
50°	0.18
60°	0.19
90°	0.20
120°	0.21
150°	0.23
180°	0.24
210°	0.26
240°	0.28
270°	0.30
300°	0.32
330°	0.35
360°	0.37

TABLA I VALORES DE LOS RADIO DE LA VOLUTA

FIG. 2.4. CAMARA ESPIRAL PARA UN VENTILADOR DE δ PREDETERMINADA.



2.2 DISEÑO MECANICO

Selección del motor

Para calcular la potencia al freno del ventilador usaremos la siguiente fórmula :

$$P = \frac{\rho Q H}{102 \text{ m}} \quad (2.21)$$

$$P = \frac{1.1412 * 0.4516 * 30.69}{102 * 0.63}$$

$$P = 0.246 \text{ Kw}$$

$$P = 0.263 \text{ HP}$$

$$P = 1/2 \text{ HP}$$

Se calculará el torque

$$T = \frac{P}{\pi/30 * n} \quad (2.22)$$

$$T = \frac{246}{\pi/30 * 1800}$$

$$T = 1.30 \text{ N-m}$$

Selección del material

Para la fabricación del ventilador usaremos acero 1010 ya que su obtención es muy fácil en el mercado.

Eck demuestra que el esfuerzo al que se ve sometido el material, no depende del material, sino únicamente de la velocidad de rotación del impulsor.

El valor de este esfuerzo viene dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\max} = K \frac{\rho}{E} u_2^2 \quad (2.23)$$

En donde K es una constante que depende de la forma del disco y del anillo. En la figura 2.5 se presentan diferentes formas de discos con sus respectivos valores de K.

Los valores de K que más se aproximan son:

Para el disco posterior $K = 0.297$

Para el anillo anterior $K = 0.4$

La influencia de los álabes y el anillo anterior o tapa del ventilador, sobre la placa posterior es tomado en cuenta en el peso específico por la siguiente ecuación.

$$s_1 = s_2 = 0.002 \text{ m}$$

$$s_3 = 0.0005 \text{ m} \quad \gamma_T = \frac{\gamma \cdot V_{\text{disco}} + V_{\text{labes}} + V_{\text{anillo}}}{V_{\text{disco}}}$$

$$D_2 = 0.312 \text{ m}$$

$$b_2 = 0.096 \text{ m} \quad \gamma_T = \frac{\gamma \left[\frac{\pi}{4} D_2^2 s_1 + 6 \left(\frac{b_2 + b_1}{2} \right) h s_2 + \pi (R_2 - R_1) \sqrt{(R_2 - R_1)^2 + h^2} s_3 \right]}{\frac{\pi}{4} D_2^2 C_1}$$

$$b_1 = 0.107 \text{ m}$$

$$h = 0.110 \text{ m}$$

$$R_2 = 0.166 \text{ m}$$

$$R_1 = 0.117 \text{ m}$$

$$\gamma = 7806 \text{ Kg/m}^3$$

Calculando

$$\gamma_T = 16.197,45 \text{ Kg/m}^3$$

Para calcular el esfuerzo máximo

$$\sigma_{\text{max}} = 0.297 \frac{16.197,45}{9.8} (31.29)^2$$

$$\sigma_{\text{max}} = 480.604,45 \text{ Kg/m}^2$$

Para el anillo anterior

$$\sigma_{\text{max}} = 0.4 \frac{7.806}{9.8} (31.29)^2$$

$$\sigma_{\text{max}} = 311.941,81 \text{ Kg/m}^2$$

La plancha que usaremos sera una de 0.002m porque los esfuerzos máximos que se producen estan muy por debajo del límite de proporcionalidad del acero.

Para la carcaza se usara la misma plancha. Podemos comprobar que este espesor de plancha esta sobredimensionado para el esfuerzo de proporcionalidad del acero.

Esto lo podemos conseguir asemejando la carcaza a un cilindro y le calculamos el espesor por medio de la fórmula.

$$\sigma = \frac{p_e D}{2s} \quad (2.4)$$

$$s = \frac{p_e D}{2\sigma}$$

Como no conocemos la presión estatica usaremos la total con lo cual estamos sobredimensionando el espesor de la plancha.

$$s = \frac{35.03 * 0.61}{2 * 2.42 * 10^7}$$

$$s = 4.414 * 10^{-7}$$

Este es el valor mínimo de la plancha.

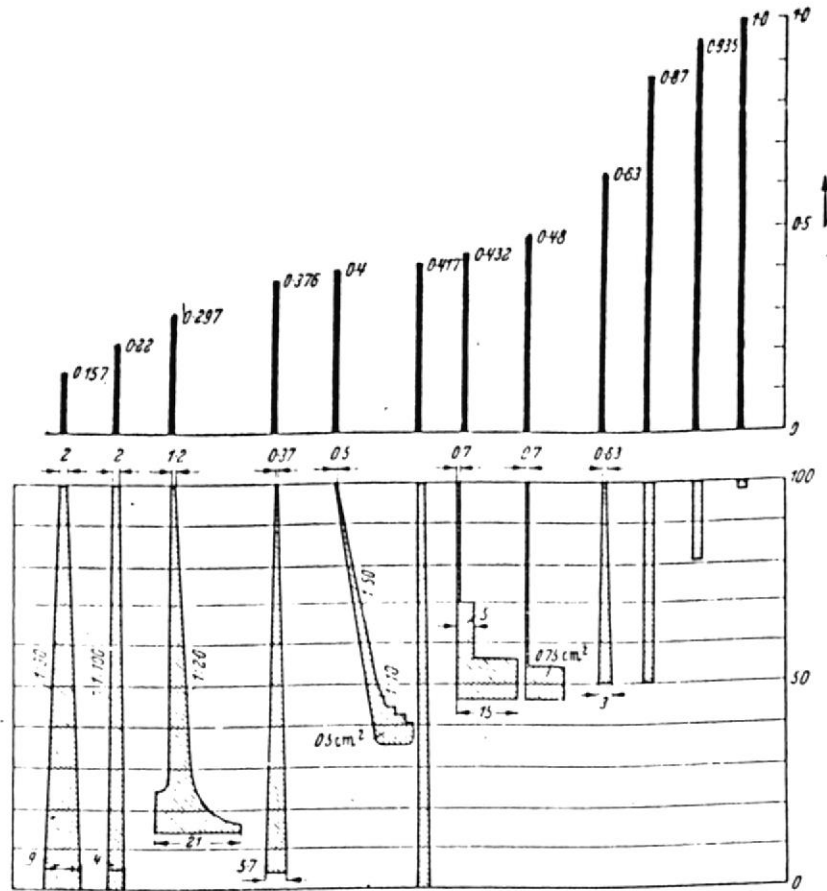


FIG. 2.5 VALORES DE K PARA DIFERENTES TIPOS DE IMPULSORES

Construcción

El ventilador centrífugo construido consta principalmente de tres partes fundamentales: impulsor, carcasa y mesa soporte.

El proceso de construcción puede ser dividido en dos partes principalmente:

Corte de las piezas. Las piezas fueron cortadas principalmente con cizalla manual y caladora eléctrica cuando se requería mayor precisión en los cortes.

Armado. Una vez cortadas las piezas, se procedió al armado de cada una de las partes usando soldadura eléctrica con electrodos 6011 1/8".

Armado el impulsor se lo balanceo estáticamente luego al ventilador funcionando se lo balanceo dinámicamente.

Diseño del eje

El material a usar en el eje es el conocido comercialmente como acero de transmisión por su bajo costo y facilidad de obtención.

Para la determinación del diámetro del eje hay que tener en cuenta las fuerzas que actúan sobre el eje, pero en este caso la única fuerza que actúa sobre el eje sería el peso del impulsor.

Como el diseño está orientado a una disminución de costo el acoplamiento va a ser directo por lo que asumiremos que el eje está empotrado y la distribución de carga en el eje es la siguiente.

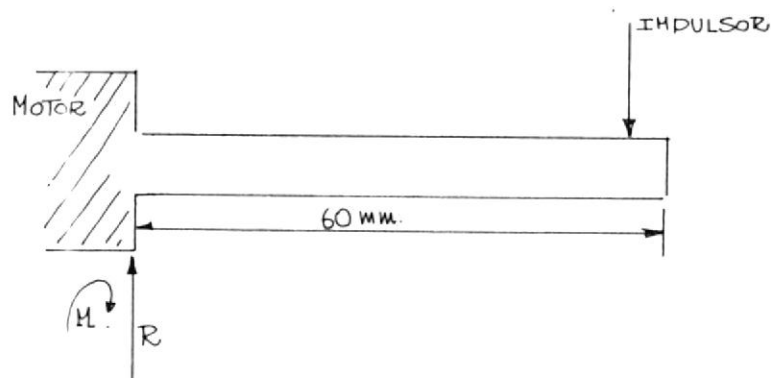


Fig. 2.6 Distribución de cargas a lo largo del eje

El impulsor pesa 56 N

$R = 56 \text{ N}$

$M = 3360 \text{ N-mm}$

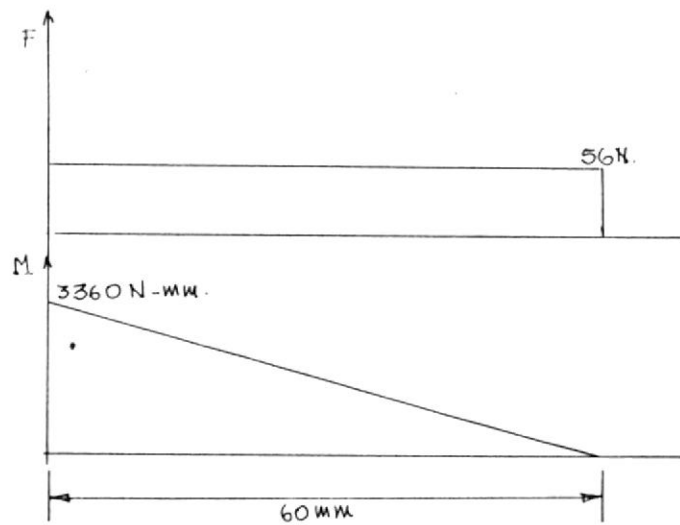


Fig. 2.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector

Ahora con el diagrama de fuerza cortante, momento flector y torque aplicado al eje que es: $T = 1300 \text{ N mm}$
 Calculamos el diámetro mínimo del eje, en el punto máximo, en que sucede el momento flector y viene dado por la siguiente fórmula:

$$D_e = \left[\frac{16}{\pi \sigma_o} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{1/3} \quad (2.22)$$

Cada valor de esta ecuación (K_m , K_t , σ_o), están dados en la tablas II y III.

Aplicando la ecuación 2.25 para determinar D_e reemplazando valores de las dos tablas vemos que:

TIPOS DE CARGAS	EJES ESTACIONARIOS		EJES ROTATORIOS	
	K_M	K_T	K_M	K_T
ESTABLE Y GRADUALMENTE APLICADA	1.0	1.0	1.5	1.0
REPENTINAMENTE APLICADA CHOQUE LEVES	1.5-2.0	1.5-2.0	1.5-2.0	1.5-2.0
REPENTINAMENTE APLICADA CHOQUE FUERTES	-	-	2.0-3.0	1.5-3.0

TABLA 11 DE K_M Y K_T PARA LOS DIFERENTES TIPOS DE CARGA

MATERIAL	TIPO DE CARGA		
	FLEXION SIMPLE $\sigma = \frac{N}{\text{mm}^2}$	TORSION PURA $\sigma_t = \frac{N}{\text{mm}^2}$	ESFUERZOS COMBINADOS $\sigma_c = \frac{N}{\text{mm}^2}$
ACEROS COMERCIAL PARA EJES SIN CHAVETAS	110,22	55,11	55,11
ACEROS COMERCIAL PARA EJES CON CHAVETAS	82,67	41,33	41,33

TABLA III RECOMENDACIONES MAXIMAS PERMITIDAS PARA EJES SOMETIDOS A VARIOS TIPOS DE CARGA

$$De = \left[\frac{16}{41.33\pi} \sqrt{(1.5*3360)^2 + (1*1300)^2} \right]^{1/3}$$

$$De = 8.6 \text{ mm}$$

El diámetro De , será el mínimo diámetro del eje del ventilador.

Balanceo

El balanceo es la técnica de corregir o eliminar fuerzas o momentos de inercia indeseables.

El procedimiento a seguir para balancear el impulsor es el siguiente:

- **Balanceo estático**

Peso del balanceo estático 35 gramos

- **Balanceo dinámico**

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- Se realizan 3 perforaciones equidistantes en la tapa del impulsor.
- Se opera el ventilador y se sintoniza el filtro del analizador en la velocidad de operación.
- Se toma medidas de la velocidad de vibración (db) colocando pesos (pernos) en cada agujero.

Impulsor solo sin peso	114 Vdb
1 agujero Peso 10.9 gramos	115 Vdb
2 agujero Peso 10.9 gramos	110 Vdb
3 agujero Peso 10.9 gramos	93 Vdb

Este es un método de tanteo y según la carta de severidad del analizador que se encuentra en el apéndice B, con 93 vdb estamos en el rango de de operación normal, por lo tanto el peso balanceador sera de 10.9 gramos colocado en el 3 agujero.

CAPITULO III

PRUEBAS EXPERIMENTALES

3.1 CARACTERISTICAS DEL BANCO DE PRUEBAS

Resulta evidente que una vez diseñado y construido el ventilador centrífugo, apreciaciones objetivas y veraces sobre su rendimiento, pueden ser obtenidas al experimentar la citada máquina en un banco de pruebas apropiadamente equipado. No está por demás citar, que la experimentación llevada a cabo en tales circunstancias proporcionaría los medios suficientes y necesarios para establecer si la concepción y ejecución posterior de un determinado diseño estuvieran bien o mal llevados a cabo y, de ser este último el caso, un análisis concienzudo de los resultados experimentales podría constituirse en la clave que permita determinar las medidas correctivas a tomarse.

Las pruebas en los ventiladores pueden clasificarse en dos grupos:

- 1) Pruebas de investigación y desarrollo de nuevos

tipos y

- 2) Pruebas rutinarias para la obtención de curvas o curvas características, comprobación de garantías, etc.

En lo que sigue nos referiremos a estas últimas para obtener las curvas de funcionamiento del ventilador las cuales estarán en lo posible sujetas a las normas AMCA (Air Moving and Conditioning Association).

El equipo utilizado fue el siguiente:

Un motor trifásico de 1/2 Hp

Un barómetro de mercurio

Un termómetro de mercurio

Un amperímetro de gancho

Tubo de Prandtl

Los métodos más corrientemente empleados para la medición del caudal y de la presión dinámica son las siguientes:

1-Diafragmas, toberas y venturis normalizados

2-Diafragmas y toberas no normalizadas; pero convenientemente trazadas.

3-Mediciones normalizadas con tubo de Prandtl en una sección transversal.

4-Anemómetros.

Como disponemos de un banco de pruebas de mediciones normalizadas, con tubo de Prandtl en la sección transversal del ducto (fig 3.1) . Este método será el usado para realizar las pruebas correspondientes.

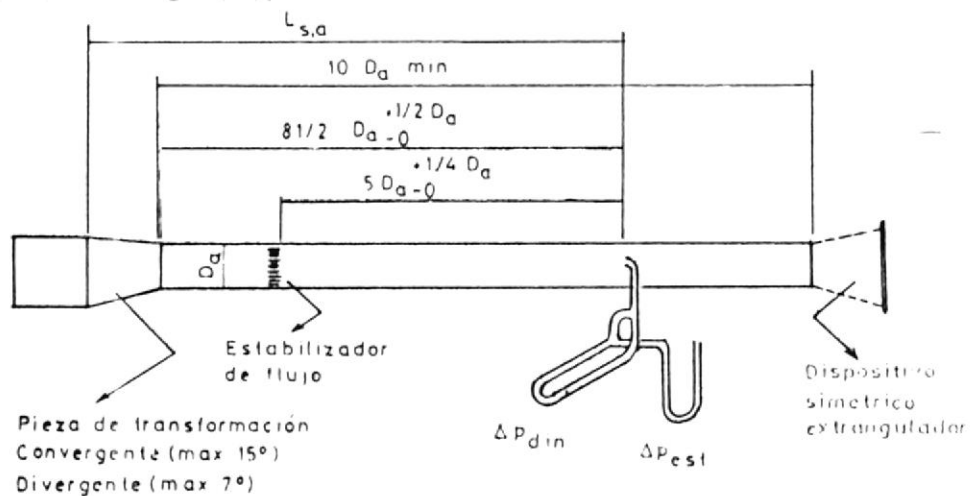


Fig. 3.1 Banco de Pruebas de mediciones normalizadas, con tubo de Prandtl en la sección transversal del ducto.

Las normas AMCA exigen que para cada punto experimental se realicen 20 lecturas de la presión estática y dinámica con el tubo de presión estática y con el tubo de pitot (tubo de Prandtl) en dos áreas transversales perpendiculares entre sí, en los lugares que se muestra en la fig. 3.2

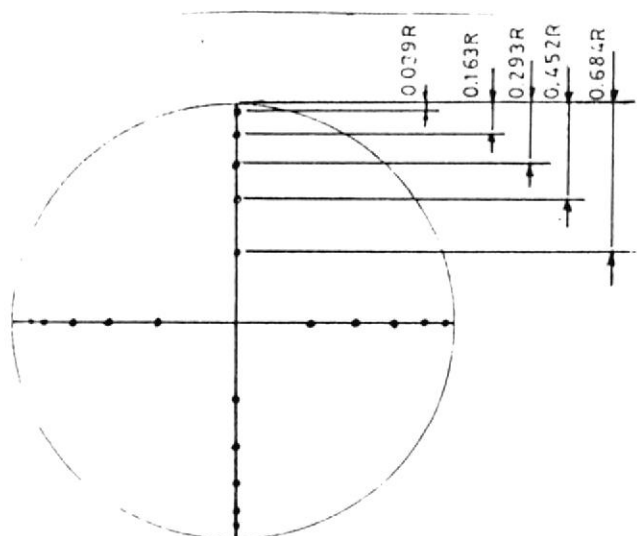


Fig. 3.2 Mediciones en la sección transversal del ducto

Como el trazado de una curva característica exige según las mismas normas un mínimo de ocho puntos (e incluso algunos más si existe puntos de inflexión) de ahí lo laborioso del método.

Los datos que se tomarán en cada punto son lo siguiente:

Lectura del barómetro

Lectura del termómetro

Lectura de presión estática

Lectura de presión dinámica

Lectura de la intensidad de corriente

3.2 PROCEDIMIENTO REALIZADO

A menudo surge la necesidad de determinar las curvas de rendimiento de un ventilador centrífugo instalado que funciona a velocidad constante.

Para la obtención de estas curvas realizamos las pruebas. Estas pruebas fueron realizadas bajo las condiciones de presión atmosférica y temperatura ambiente. Con estos valores calculamos la densidad del aire.

Observando el gráfico 3.1 tenemos que calcular la caída de presión desde el ventilador hasta el tubo de prandtl.

Esta caída de presión, para efectos de cálculos, se la puede subdividir en tres partes : caída de presión por tubería, caída de presión por laminador de flujo, caída de presión por la reducción. El desarrollo de estas fórmula es el siguiente:

Caída de presión por longitud de tubería

$$\Delta p_1 = 0.02 \left(\frac{L}{D} \right) p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.1)$$

Reemplazando valores conocidos, se tiene:

$$\Delta p_1 = 6.2636 p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.2)$$

Caída de presión por el laminador de flujo:

$$\Delta p_2 = 2.032 p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.3)$$

Caída de presión por la reducción:

$$\Delta p_3 = k p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.4)$$

donde $k = 0.2$ para una reducción de 150

$$\Delta p_3 = 5.08 p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O})$$

Luego la fórmula para la caída total de presión hasta el tubo de Prandtl es:

$$\Delta p = 13.376 p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.5)$$

Fórmula para el cálculo de la presión estática del ventilador

$$p_{e/\text{vent}} = 25.4 p_e + \Delta p \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.6)$$

Fórmula para el cálculo de la presión total del ventilador:

$$p_t = p_{e/\text{vent}} + p_v \quad (\text{mm.H}_2\text{O}) \quad (3.7)$$

Fórmula para el cálculo de la velocidad del aire en el ducto.

$$V = \sqrt{2 p_v / \rho} \quad (\text{m/s}) \quad (3.8)$$

Transformando todas las unidades al sistema

internacional se tiene la siguiente fórmula:

$$V = 20.05 \sqrt{p_v / \rho} \quad (\text{m/s}) \quad (3.8)$$

Para el cálculo del caudal:

$$A = \frac{\pi}{4} * 0.24^2 = 0.045 \text{ (m}^2\text{)} \quad (3.9)$$

Fórmula para el cálculo del caudal:

$$Q = V * A \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.10)$$

$$Q = 0.045V$$

Fórmula para el cálculo de la potencia del ventilador:

$$P_{\text{vent}} = 9.81 * p_t * Q \quad (\text{kw}) \quad (3.11)$$

Fórmula para el cálculo de la potencia del motor.

$$P_{\text{motor}} = \sqrt{3} * V * I * f.p. \quad (\text{kw}) \quad (3.12)$$

factor de potencia 0.8

Fórmula para el cálculo de la eficiencia mecánica del ventilador.

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (\text{kw}) \quad (3.13)$$

En el apéndice A se encuentran las tablas de datos y resultados de las diferentes restricciones de flujo utilizadas a la salida del ducto de prueba

(100,75,50,25,0 % abierta) con lo cual se gráfica p_t ,
P, η_m vs Q.

CAPITULO IV

ANALISIS DE RESULTADOS

Los parámetros de diseño del trabajo anterior fuerón:

$$p_t = 17.45 \text{ mm c.a.}$$

$$Q = 0.53 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 800 \text{ rpm}$$

Al realizar las pruebas del trabajo anterior los datos que más se apegaban a los parámetros de diseño fuerón:

$$p_t = 14.73 \text{ mm c.a.}$$

$$Q = 0.4516 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 940 \text{ rpm}$$

Aplicamos las leyes de semejanzas a estos datos para partir de valores de presión y caudal que proporcionaba el ventilador anterior.

Los parámetros de diseño del nuevo ventilador son:

$$p_t = 35.03 \text{ mm c.a}$$

$$Q = 0.4516 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 1800 \text{ rpm}$$

Realizadas las pruebas experimentales y obtenidas los datos procedemos a tabular y gráficar los resultados.

Una vez gráficado los datos (Apendice A) la elección del punto de funcionamiento óptimo, es cuando el ventilador proporciona un caudal de $0.444 \text{ m}^3/\text{s}$ y da una presión de $30.25 \text{ mm H}_2\text{O}$ con una eficiencia del 40% por ser el punto que más se aproxima a los parámetros de diseño.

Este resultado en lo referente a caudal es satisfactorio, teniendo todavía que sumarle pequeñas pérdidas de flujo a través del agujero de acople del motor, a través de la unión entre el cono de entrada y la brida de sujección del cono.

En lo referente a presión nos da una diferencia del 14%, esta diferencia entre el dato inicial y el obtenido se debe a algunos factores. Pero el más significativo es que en los datos iniciales se parte con una velocidad de 1800 rpm pero en la práctica se usa un motor de 1710 rpm. Tomando como prototipo los datos del punto óptimo aplicamos las leyes de semejanza para calcular el valor de presión que debe darnos con 1710 rpm, este valor es de $33.52 \text{ mm H}_2\text{O}$ que comparada con la del punto óptimo nos da una diferencia de 4.22%.

Como consecuencia de la disminución de las rpm, se produce una pequeña variación del ángulo β_1 , y por consecuencia de β_2 teórico lo que causa ligeros choques de flujo a la entrada y esto ocasiona perdidas de presión.

Otro factor de pérdida de presión es la distancia entre la carcasa y el plato del impulsor, esta distancia debe ser lo más pequeña posible pero en este caso fue imposible realizarlo debido a que se producían rozamientos, esto también ocasiona pérdida de flujo.

En lo que se refiere al gráfico de la potencia una ventaja de este tipo de ventilador con álabes inclinados hacia atrás es que la curva no presenta sobrecarga. Como puede observarse en ella el caballaje aumenta hasta un máximo a medida que aumenta el flujo y luego decae. Esto significa que el motor seleccionado para estos Hp máximos no se sobrecargará, a pesar de las variaciones en la resistencia o flujo del sistema, siempre y cuando la velocidad del ventilador permanezca constante. Esa flexibilidad resulta una ventaja cuando la resistencia o el flujo pueden variar por los cambios en la composición de la corriente de aire o cuando no se puede definir con exactitud, por ejemplo en una planta piloto.

La aplicación de las leyes de semejanza implica igualdad de eficiencia entre el modelo y el prototipo hipótesis que no se cumple en el diseño. Como mencionamos al principio el punto que más acerca al de diseño es cuando hay una restricción de flujo del 75% con una eficiencia del 40%.

En la construcción del ventilador el huelgo entre el D_1 y

D_2 se mantiene pero se produce una diferencia de 3mm horizontalmente entre estos diámetros lo que produce una disminución en 3 grados de la eficiencia volumétrica, lo que no causa ningun efecto significativo sobre los cálculos.

Uno de los objetivos, de partida del diseño aparte de satisfacer los datos iniciales de presión y caudal fue poder alcanzar, una disminución de tamaño del ventilador y por consecuencia disminuir costos con el mejor rendimiento posible.

A continuación se hará una comparación de tamaño con el diseño que nos sirvió de prototipo.

	Anterior	Nuevo
D_2	0.413	0.332
D_1	0.291	0.234
Ancho de la Carcaza	0.345	0.192
Alto de la Carcaza	0.790	0.621

Obteniendo un promedio se puede notar que la disminución de las dimensiones características es de 30% . Es importante ofrecer al mercado un ventilador que este en condiciones de competir con los ventiladores importados ya que las limitaciones en el espacio físico disponible para una instalación, pueden imponer limites en la selección y compra de un ventilador.

Análisis Económico.- Lo mismo que la selección de cualquier equipo, la de los ventiladores se basa en dos aspectos: 1) requerimientos de servicio y 2) aspecto económicos. Una vez que se ha determinado el tipo de ventilador que cumpla satisfactoriamente con los requerimientos de servicio, se debe buscar si este ventilador existe en el mercado o si es posible fabricarlo localmente (fabricante). El análisis debe incluir además del costo inicial, los de operación, mantenimiento y servicio. Pero en este caso se hará solamente una comparación de costo inicial entre los 2 ventiladores al precio actual.

	ANTERIOR	NUEVO
Anillos	10.000,00	6.000,00
Plato	7.000,00	7.000,00
Aletas	6.000,00	3.000,00
Remaches	1.000,00	1.000,00
Carcaza	35.000,00	25.000,00
Voluta	17.000,00	12.000,00
Tapa	10.000,00	7.000,00
Pernos	5.000,00	3.000,00
Platinas	10.000,00	7.000,00
Angulos	10.000,00	7.000,00
Banco	15.000,00	10.000,00
Corte	17.000,00	15.000,00
Soldadura	15.000,00	15.000,00
Pintura	15.000,00	15.000,00

Balanceo	20.000,00	20.000,00
Motor	60.000,00	60.000,00
	<hr/>	<hr/>
	253.000,00	213.000,00
Chumaceras	45.000,00	
Eje	5.000,00	
Polea	60.000,00	
Bandas	10.000,00	
	<hr/>	<hr/>
	373.000,00	213.000,00

Observando la diferencia de precio entre los dos ventiladores y asumiendo que los dos poseen transmisión directa se puede observar que la diferencia es del 16% . Esta diferencia resulta pequeña cuando se construye ventiladores en forma unitaria, pero cuando se construye en serie, esta diferencia de precio es significativa y lucrativa para el constructor.

El acoplamiento directo y la transmisión por bandas tienen sus ventajas y desventajas según el tipo de aplicación. Pero si el factor económico es primordial, el acoplamiento directo es una buena alternativa según los resultados económicos presentados anteriormente.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como conclusiones, se puede anotar las siguientes:

- 1) El uso de la semejanza geométrica parcial para disminuir el tamaño del impulsor del ventilador da excelentes resultados cuando el interés radica en disminuir el costo a través del tamaño.
- 2) Se selecciono una velocidad de trabajo de 1800 rpm para realizar un acoplamiento directo del motor con la finalidad de reducir costo, llegando en este caso a una reducción del 16%. Con esta velocidad de trabajo evitamos problemas de vibración.
- 3) La disminución del número de álabes no afecta en forma significativa a la eficiencia del ventilador pero si afecta al conducto por donde pasa el fluido ya que a menor número de álabes el paso entre álabes se torna mayor con lo cual se logra disminuir las pérdidas de forma.
- 4) El ancho de la carcaza es un valor empírico que tiene un amplio rango de valores que va desde $(1.25-6)b_2$ según varios autores. La elección de valores alto lleva

consigo una disminución de la eficiencia volumétrica que se contrarrestarían con elementos como: cono de entrada, laberintos, etc. Entonces lo recomendable sería usar valores intermedios.

- 5) El cono de entrada se puede considerar la entrada ideal para un ventilador porque no se produce remolino ni flujo excéntrico, ya que un ventilador sólo puede funcionar en forma correcta si el aire fluye en lo posible con un perfil uniforme de velocidad.
- 6) La tapa del impulsor con su forma cónica ayuda a que gran parte de la energía sea entregada directamente como presión.
- 7) Tanto el hecho de haberse podido realizar las operaciones de montaje en la forma prevista y con la facilidad, como también el no haberse detectado, durante el funcionamiento del ventilador, ningún comportamiento que puede decirse como anormal (roces entre partes móviles y estacionarias, grandes fugas entre piezas que poseen huelgos, etc..) nos llevan a concluir que el dimensionamiento de las diferentes partes constitutivas del ventilador fueron bien diseñadas.
- 8) La utilización de procesos de soldadura en la

fabricación del impulsor da lugar a que en el mismo se produzcan distorsiones que harán que las dimensiones de los canales del impulsor varíen en forma irregular de un punto a otro.

- 9) La presencia de soldadura en los bordes de los álabes provocará perturbaciones en el flujo, tendientes a incrementar las pérdidas hidráulicas.
- 10) El diseño del impulsor como el elemento principal de transformación de energía en presión cumplen a cabalidad con las exigencias de la construcción y el propósito para los que ha sido diseñado.
- 11) Una base fuerte para instalar el ventilador es esencial para un trabajo correcto, duradero y libre de problemas. Si hay que montar en una estructura elevada, por ejemplo en la parte superior de un horno se debe tener máximo cuidado con el balanceo para evitar sacudidas. En instalaciones críticas se necesita el análisis de vibraciones de todas las estructura.
- 12) El ventilador en general puede ser construido en cualquier taller metal-mecánico con un mínimo de herramientas y equipos adecuados, y con personal medianamente calificado.

- 13) Del apego a las normas de medición dictadas por la AMCA y la instrumentación utilizada depende la obtención correcta de las curvas de funcionamiento del ventilador.

Las experiencias conseguidas a lo largo del presente trabajo nos ponen en capacidad de hacer las siguientes recomendaciones:

- 1) Para la tapa del impulsor se debe usar planchas de 1.5 mm ya que nosotros utilizamos plancha de 0.5 mm (por la facilidad de rolado) y esta con el calor de la soldadura se distorsionó.
- 2) El acabado del ventilador en lo que respecta a la carcasa internamente, no debe tener muchas rugosidades en la soldadura para evitar los problemas de corrosión y erosión.
- 3) El impulsor debe tener un acabado aceptable después del proceso de manufactura para evitar los problemas de corrosión.
- 4) El huelgo entre el diámetro de entrada y d_1 debe ser lo más pequeño posible, que permita el proceso de construcción para evitar las pérdidas volumétricas.

- 5) Colocar prensaestopa en el agujero de acople del motor para evitar pérdidas de flujo.

- 6) Finalmente, que se continúe con la realización de trabajos como el presente, para que en base a nuevas experiencias optimizar tantos diseños como procesos de manufactura y como consecuencia, en futuro próximo se tenga la capacidad de producir ventiladores similares en calidad y rendimiento a aquellos que provienen del extranjero.

Un factor muy importante para la consecución de este último, radica en la capacidad de realizar pruebas experimentales completas que permitan evaluar objetivamente el rendimiento de un ventilador para lo cual, evidentemente, se hace necesario disponer de un banco de pruebas para ventiladores centrífugos convenientemente equipado.

APENDICES

APENDICE A

En este apéndice se presentan las tablas de datos y resultados con el gráfico de funcionamiento del ventilador centrífugo.

TABLA DE DATOS (100% ABIERTA)

		Ps pul H ₂ O	Pv pul H ₂ O	Po mm Hg	To C	I Amp
	11.39	0.49	0.30	760	27	1.10
V E R T I C A L	10.04	0.49	0.36			
	8.48	0.49	0.42			
	6.48	0.49	0.45			
	3.79	0.49	0.52			
	3.79	0.49	0.52			
	6.58	0.49	0.52			
	8.48	0.49	0.37			
	10.04	0.49	0.36			
	11.39	0.49	0.31			
	H O R I Z O N T A L	11.39	0.49			
10.04		0.49	0.36			
8.48		0.49	0.42			
6.58		0.49	0.43			
3.79		0.49	0.52			
3.79		0.49	0.52			
6.58		0.49	0.43			
8.48		0.49	0.42			
10.04		0.49	0.37			
11.39		0.49	0.30			

TABLA DE DATOS (75 % ABIERTA)

		P _s	P _v	P _o	To	I
		pul H ₂ O	pul H ₂ O	mm Hg	C	Amp
	11.39	0.65	0.22	760	27	1.10
V E R T I C A L	10.04	0.65	0.27			
	8.48	0.65	0.31			
	6.48	0.65	0.36			
	3.79	0.65	0.42			
	3.79	0.65	0.36			
	6.58	0.65	0.31			
	8.48	0.65	0.31			
	10.04	0.65	0.27			
	11.39	0.65	0.22			
	H O R I Z O N T A L	11.39	0.65			
10.04		0.65	0.27			
8.48		0.65	0.31			
6.58		0.65	0.36			
3.79		0.65	0.40			
3.79		0.65	0.40			
6.58		0.65	0.36			
8.48		0.65	0.32			
10.04		0.65	0.27			
11.39	0.65	0.23				

TABLA DE DATOS (50 % ABIERTA)

		Ps pul H ₂ O	Pv pul H ₂ O	Po mm Hg	To C	I Amp
	11.39	0.79	0.14	760	27	1.08
V R R T I C A L	10.04	0.79	0.17			
	8.48	0.79	0.24			
	6.48	0.79	0.28			
	3.79	0.79	0.34			
	3.79	0.79	0.34			
	6.58	0.79	0.28			
	8.48	0.79	0.24			
	10.04	0.79	0.17			
	11.39	0.79	0.14			
	H O P I Z O N T A L	11.39	0.79			
10.04		0.79	0.17			
8.48		0.79	0.24			
6.58		0.79	0.28			
3.79		0.79	0.34			
3.79		0.79	0.34			
6.58		0.79	0.28			
8.48		0.79	0.24			
10.04		0.79	0.17			
11.39		0.79	0.14			

TABLA DE DATOS (25% ABIERTA)

		Ps pul H ₂ O	Pv pul H ₂ O	Po mm Hg	To C	I Amp
	11.39	1.5	0.08	760	27	1.07
V E R T I C A L	10.04	1.5	0.09			
	8.48	1.5	0.10			
	6.48	1.5	0.11			
	3.79	1.5	0.12			
	3.79	1.5	0.12			
	6.58	1.5	0.11			
	8.48	1.5	0.10			
	10.04	1.5	0.09			
	11.39	1.5	0.08			
H O P I Z O N T A L	11.39	1.5	0.09			
	10.04	1.5	0.08			
	8.48	1.5	0.10			
	6.58	1.5	0.11			
	3.79	1.5	0.12			
	3.79	1.5	0.12			
	6.58	1.5	0.11			
	8.48	1.5	0.10			
	10.04	1.5	0.09			
11.39	1.5	0.08				

TABLA DE DATOS (CERRADA)

		Ps	Pv	Po	To	I
		pul H ₂ O	pul H ₂ O	mm Hg	C	Amp
	11.39	2.20	0.00	760	27	1.01
V E R T I C A L	10.04					
	8.48					
	6.48					
	3.79					
	3.79					
	6.58					
	8.48					
	10.04					
	11.39					
	11.39					
10.04						
8.48						
6.58						
3.79						
3.79						
6.58						
8.48						
10.04						
11.39						
H G R I Z O N T A I	11.39					
	10.04					
	8.48					
	6.58					
	3.79					
	3.79					
	6.58					
	8.48					
	10.04					
	11.39					

TABLA DE RESULTADOS (100 % ABIERTA)

		P	P _{oven}	P _t		V	Q	P _a	P _i	
		mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O	Kg/m ³	mts/s	m ³ /s	Kw	Kw	%
V E R T I C A L	11.39	4.01	16.46	24.08	1.165	11.12	0.534	0.147	0.336	0.44
	10.04	4.81	17.26	26.41						
	8.48	5.62	18.07	28.74						
	6.48	5.75	18.20	29.12						
	3.79	6.69	19.41	32.62						
	3.79	6.69	19.41	32.62						
	6.58	6.69	19.41	32.62						
	8.48	4.95	17.40	26.80						
	10.04	4.81	17.26	26.41						
	11.39	4.15	16.60	24.47						
H O R I Z O N T A L	11.39	3.75	16.20	23.31	1.165	11.12	0.534	0.147	0.336	0.44
	10.04	4.81	17.26	26.41						
	8.48	5.62	18.07	28.74						
	6.58	5.75	18.20	29.12						
	3.79	6.69	19.41	32.62						
	3.79	6.69	19.11	32.62						
	6.58	5.75	18.20	29.12						
	8.48	5.62	18.07	28.74						
	10.04	4.95	17.40	26.80						
	11.39	4.01	16.46	24.08						

TABLA DE RESULTADOS (75 % ABIERTA)

		P	P _{oven}	P _t		V	Q	P _a	P _i	
		mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O	Kg/m ³	mts/s	m ³ /s	Kw	Kw	%
V E R T I C A L	11.39	2.94	19.45	25.04	1.165	9.87	0.444	0.132	0.336	0.40
	10.04	3.61	20.12	26.98						
	8.48	4.15	20.66	28.53						
	6.48	4.81	21.32	30.46						
	3.79	5.62	22.13	32.90						
	3.79	5.62	22.13	32.90						
	6.58	4.81	21.32	30.46						
	8.48	4.15	20.66	28.53						
	10.04	3.61	20.12	26.98						
	11.39	2.94	19.45	25.04						
H O R I Z O N T A L	11.39	3.08	19.59	25.43	1.165	9.87	0.444	0.132	0.336	0.40
	10.04	3.61	20.12	26.98						
	8.48	4.15	20.66	28.53						
	6.58	4.81	21.32	30.46						
	3.79	5.35	21.86	32.02						
	3.79	5.35	21.86	32.02						
	6.58	4.81	21.32	30.46						
	8.48	4.28	20.79	38.92						
	10.04	3.61	20.12	26.98						
	11.39	3.08	19.59	25.45						

TABLA DE RESULTADOS (50% ABIERTA)

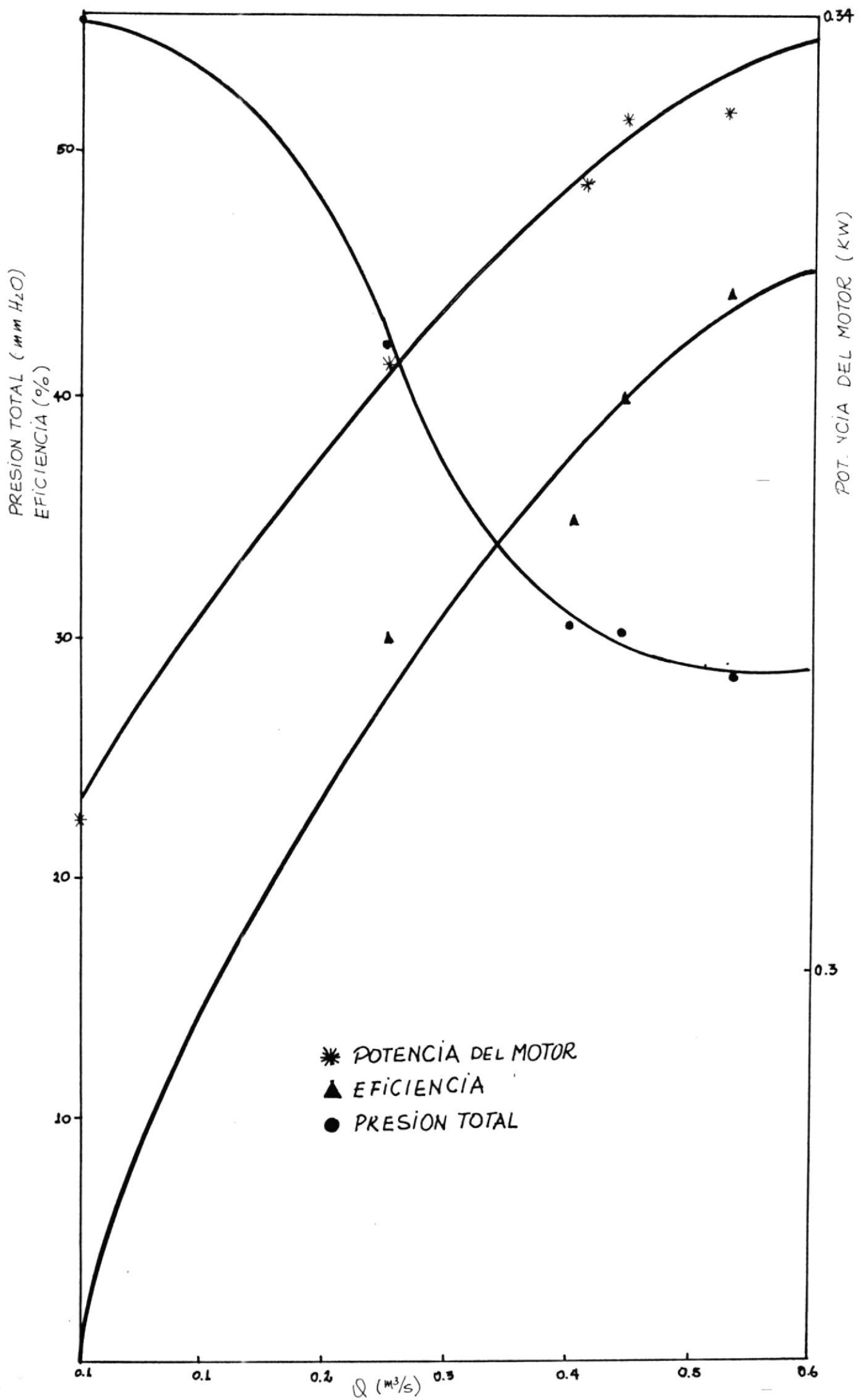
		P	P _{oven}	P _t		V	Q	P _a	P _i	
		mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O	Kg/m ³	mts/s	m ³ /s	Kw	Kw	%
V E R T I C A L	11.39	1.87	21.94	25.45	1.165	8.98	0.404	0115	0.329	0.35
	10.04	2.27	22.34	26.66						
	8.48	3.21	23.24	29.34						
	6.48	3.74	23.80	30.91						
	3.79	4.55	24.62	33.26						
	3.79	4.55	24.62	33.26						
	6.58	3.74	23.80	30.92						
	8.48	3.21	23.24	29.34						
	10.04	2.27	22.34	26.66						
	11.39	1.87	21.94	25.45						
H O R I Z O N T A L	11.39	1.87	21.94	25.45	1.165	8.98	0.404	0115	0.329	0.35
	10.04	2.27	22.34	26.66						
	8.48	3.21	23.24	29.34						
	6.58	3.74	23.80	30.92						
	3.79	4.55	24.62	33.26						
	3.79	4.55	24.62	33.26						
	6.58	3.74	23.80	30.92						
	8.48	3.21	23.24	29.34						
	10.04	2.27	22.34	26.66						
	11.39	1.87	21.94	25.45						

TABLA DE RESULTADOS (25% ABIERTA)

		P	P _{oven}	P _t		V	Q	P _a	P _i	
		mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O	Kg/m ³	mts/s	m ³ /s	Kw	Kw	%
V E R T I C A L	11.39	1.07	39.17	44.20	1.165	5.63	0.253	0.097	0.326	0.30
	10.04	1.20	39.3	41.50						
	8.48	1.34	39.44	41.98						
	6.48	1.47	39.57	42.36						
	3.79	1.61	39.71	42.75						
	3.79	1.61	39.71	42.75						
	6.58	1.47	39.57	42.36						
	8.48	1.34	39.44	41.98						
	10.04	1.20	39.3	41.58						
	11.39	1.07	39.17	41.20						
H O R I Z O N T A L	11.39	1.20	39.3	41.58	1.165	5.63	0.253	0.097	0.326	0.30
	10.04	1.20	39.37	41.58						
	8.48	1.34	39.44	41.98						
	6.58	1.47	39.57	42.36						
	3.79	1.61	39.71	42.75						
	3.79	1.61	39.71	42.75						
	6.58	1.47	39.57	42.36						
	8.48	1.34	39.44	41.98						
	10.04	1.20	39.37	41.58						
	11.39	1.073	39.17	41.20						

TABLA DE RESULTADOS (CERRADA)

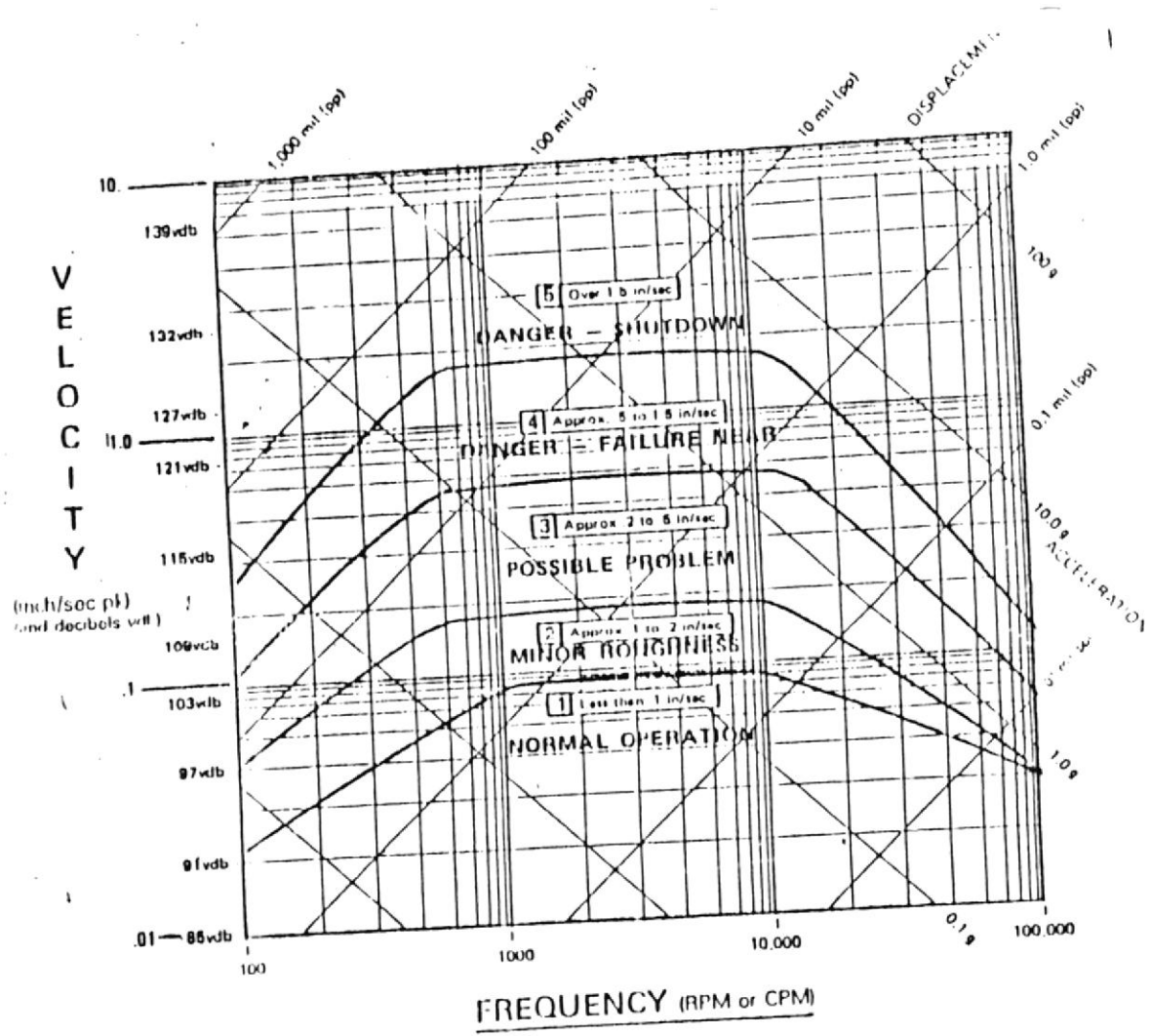
		P	P _{ven}	P _t		V	Q	P _{ven}	P _{mot}	
		mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O	Kg/m ³	mts/s	m ³ /s	Kw	Kw	%
V E R T I C A L	11.39	0	55.88	55.88	1.165	0	0	0	0.307	0
	10.04									
	8.48									
	6.48									
	3.79									
	3.79									
	6.58									
	8.48									
	10.04									
	11.39									
H O R I Z O N T A L	11.39	0	55.88	55.88	1.165	0	0	0	0.307	0
	10.04									
	8.48									
	6.58									
	3.79									
	3.79									
	6.58									
	8.48									
	10.04									
	11.39									



APENDICE B

En este apéndice se encuentra la carta de severidad



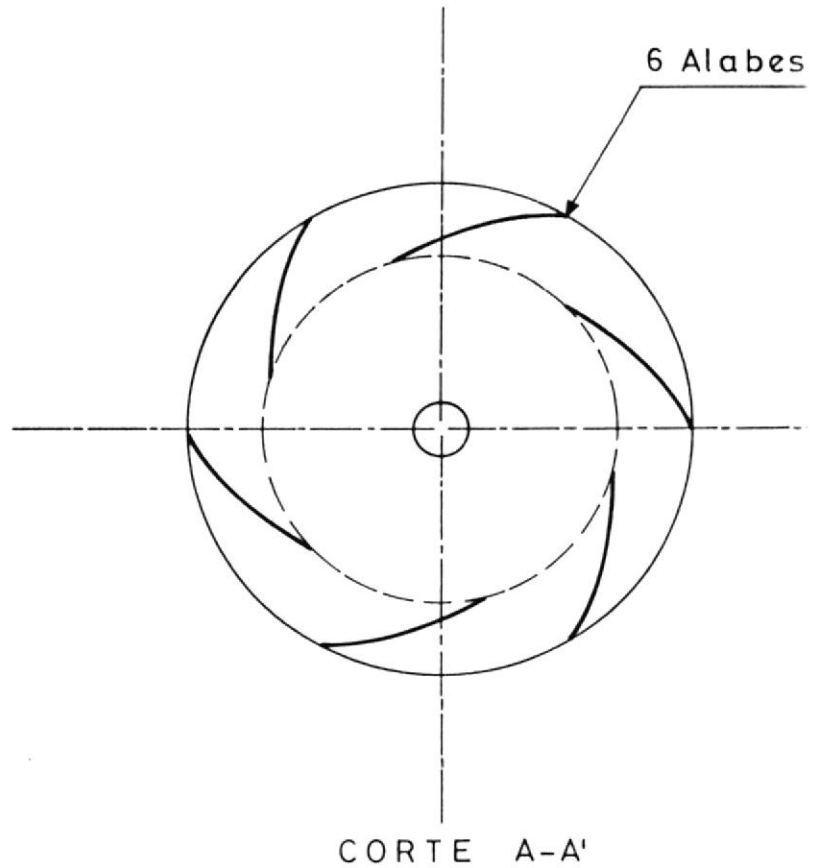
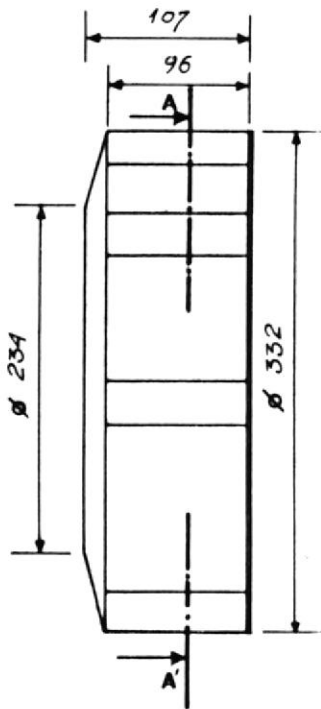


- INSTRUCTIONS:
- ① Locate machine reading in RPM on bottom Frequency scale (note: Hz x 60 = RPM).
 - ② Locate velocity reading in inches/sec or vdb on left Velocity scale.
 - ③ Intersection of ① and ② determines machine condition (adjust condition levels based on Service Factors below).
 - ④ See equivalent Displacement (mil x .001") and Acceleration (g) scales on diagonal right.
 - ⑤ See back Guide for more information on trouble shooting.

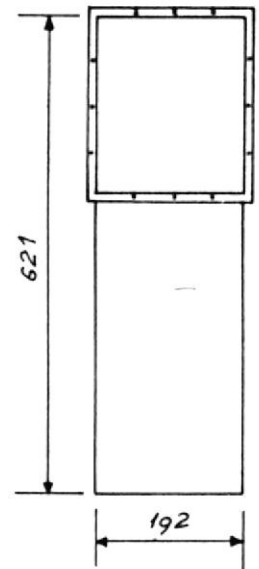
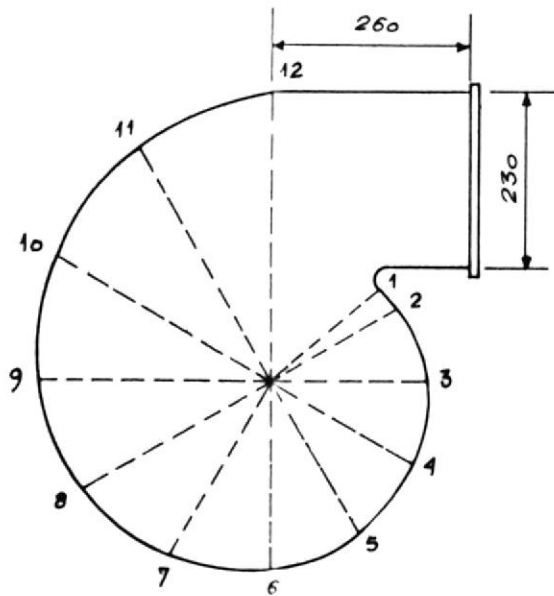
APENDICE C

En este apéndice se adjuntan todos los planos necesarios para la construcción del ventilador centrífugo.

001	Impulsor
002	Carcaza
003	Tapa del impulsor
	Placa posterior
004	Plato
005	Alabes
	Trazados del álabe
006	Cono de entrada
007	Mesa soporte
008	Ventilador Centrifugo (Plano conjunto)

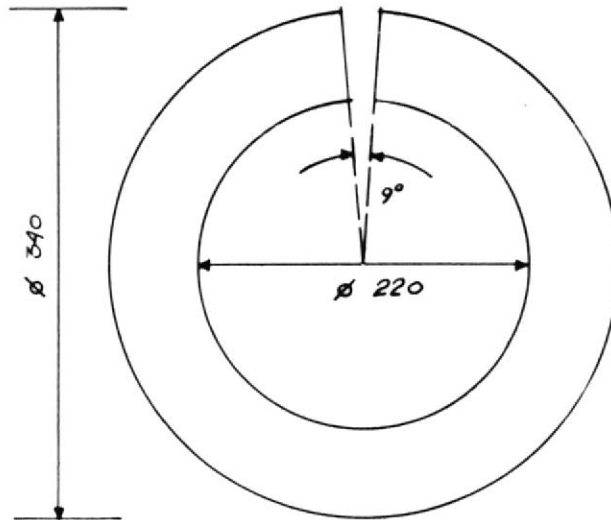
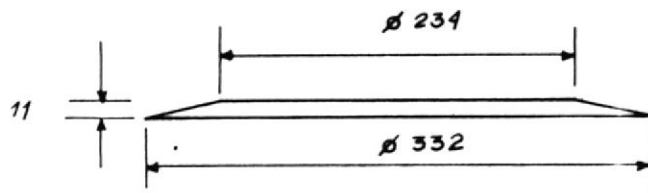


	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E	IMPULSOR			
1:5				
001				
			Plancha de acero 2m	

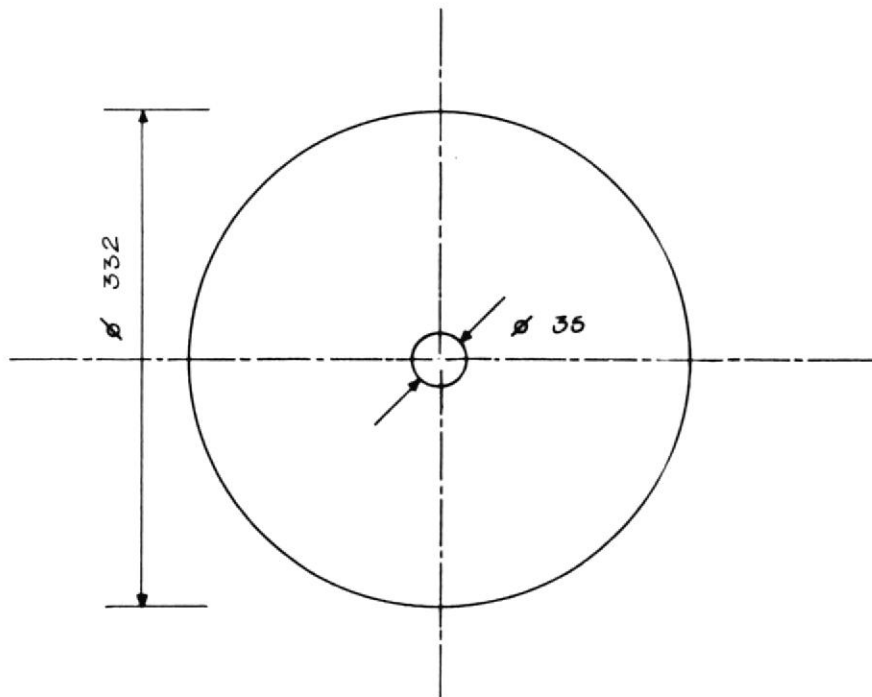


Punto	Angulo	Radio (mm)
1	50	185
2	60	190
3	90	203
4	120	217
5	150	232
6	180	248
7	210	266
8	240	284
9	270	304
10	300	326
11	330	349
12	360	373

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E	CARCAZA			
1:10				
002				
Plancha de acero 2mm				

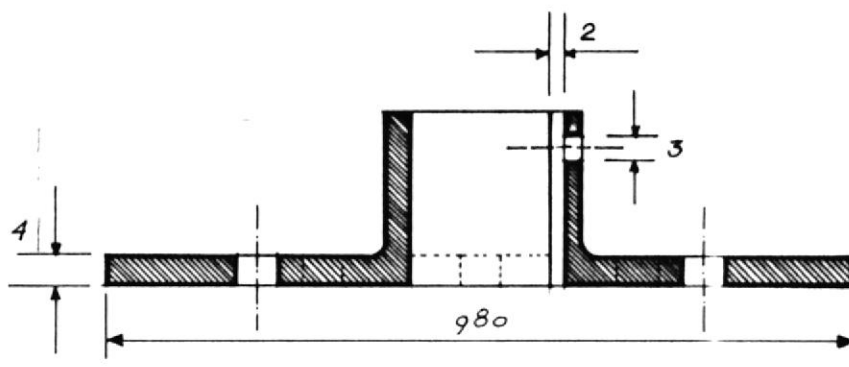
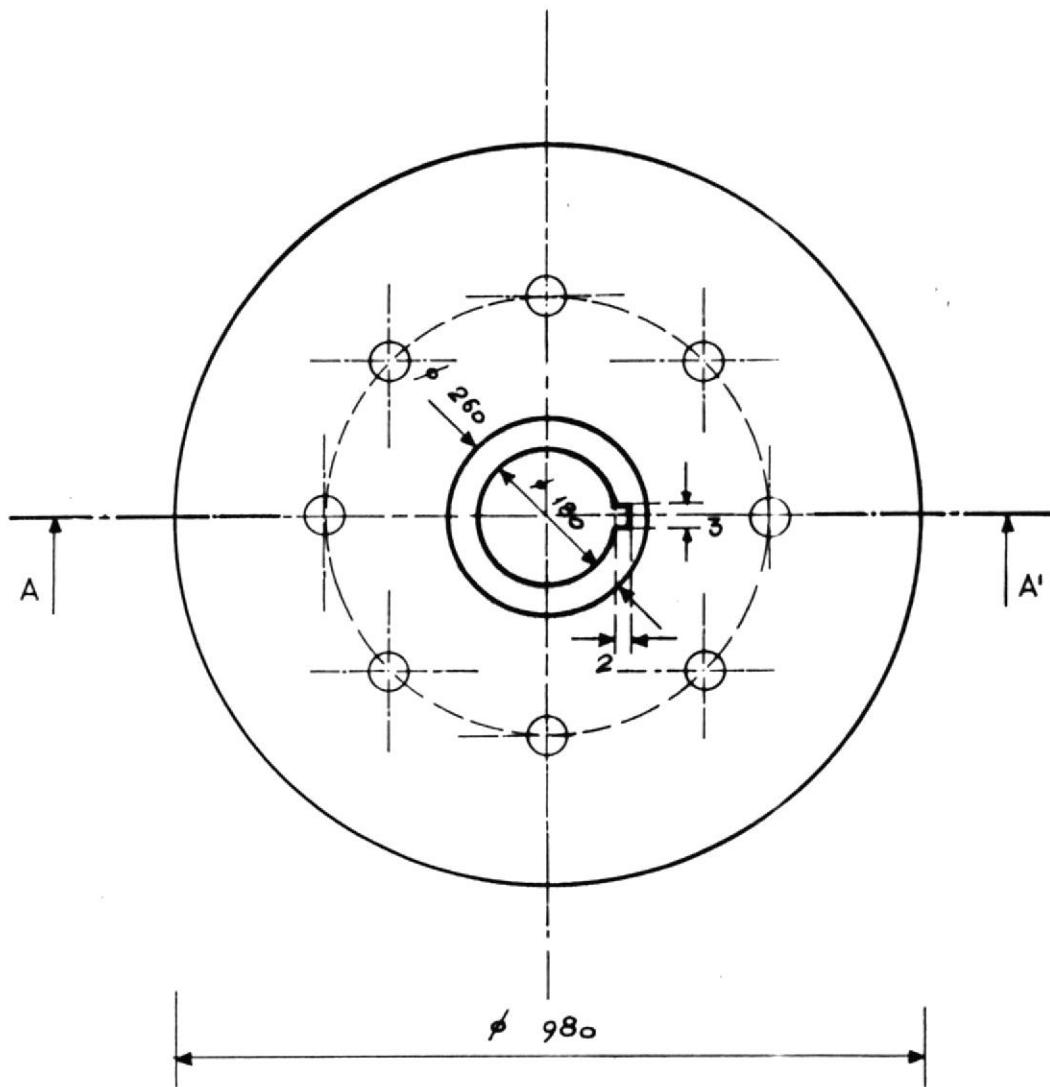


1.-



2.-

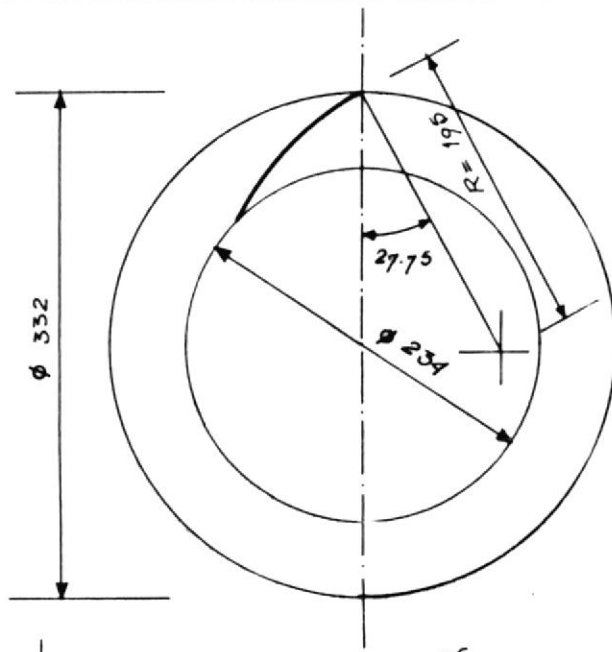
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P.Vera		
Reviso		P.Vera		
Comprob		Andrade		
E	1.- TAPA DEL IMPULSOR 2.- PLACA POSTERIOR			
1:5				
003				



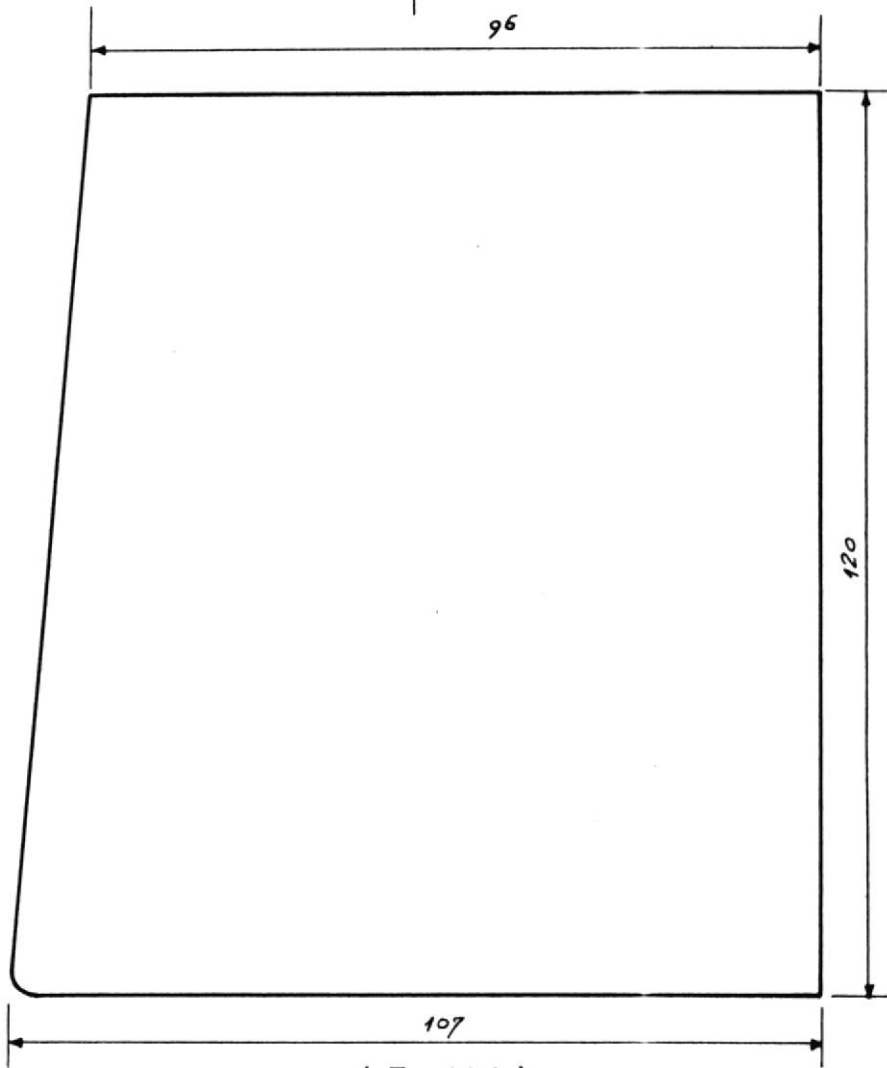
CORTE A-A'

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E	PLATO			
1:1				
004				

1.-

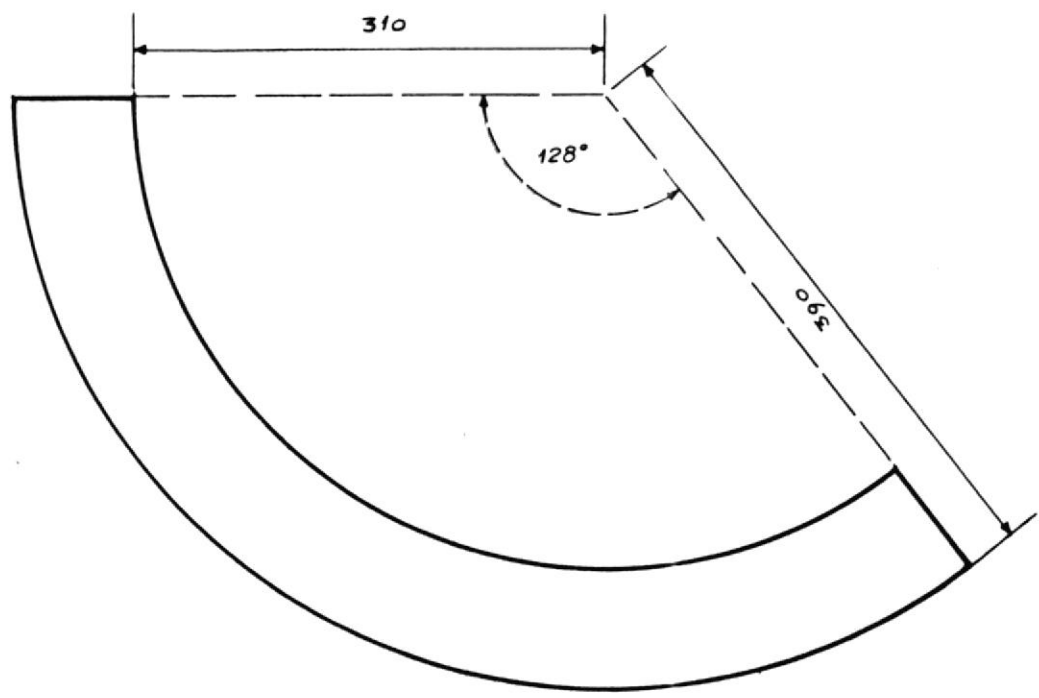


2.-

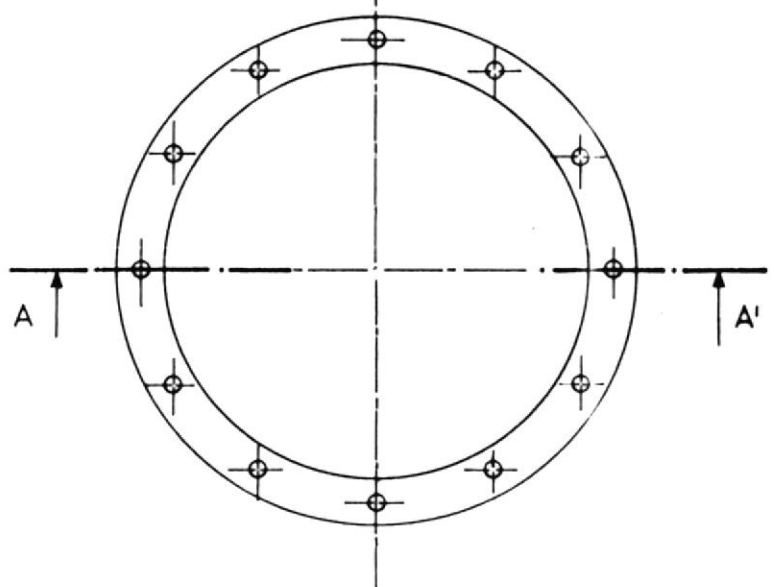
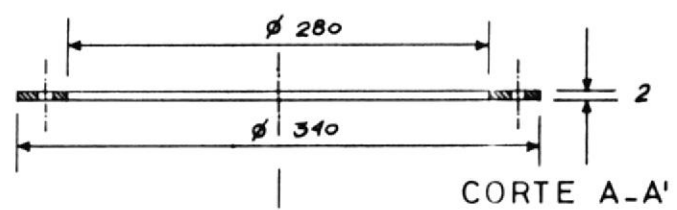


(E 1:1)

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E				
1:5			1.- TRAZADO DEL ALABE	
005			2.- ALABE	

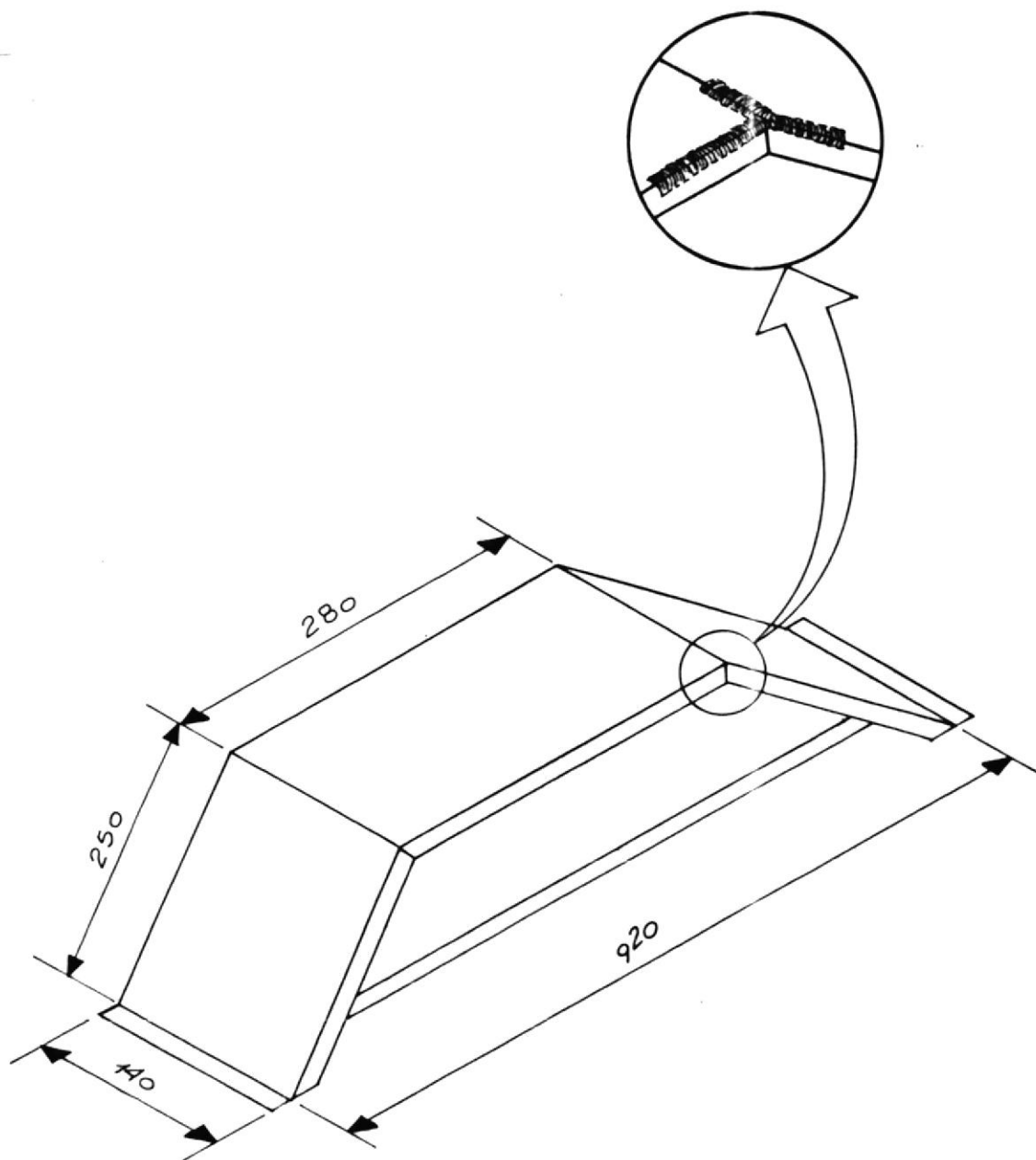


1.-

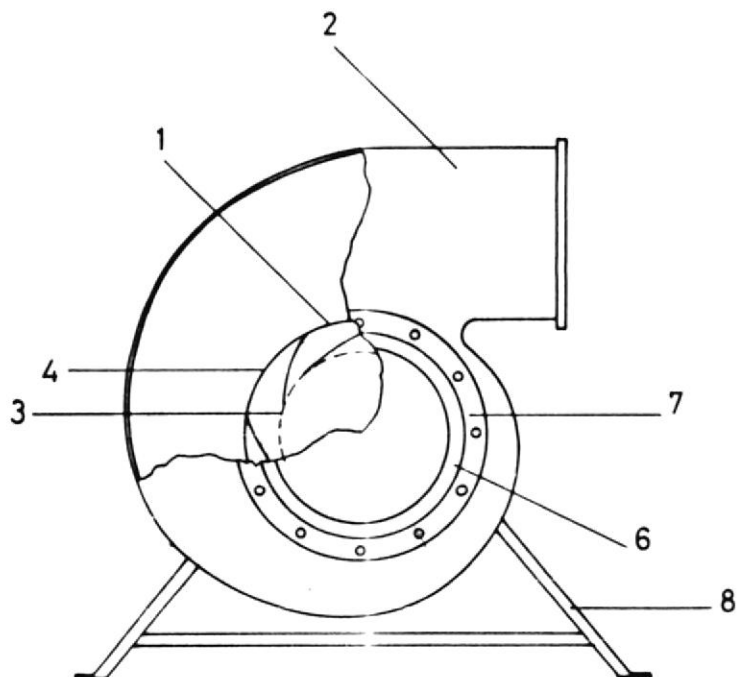
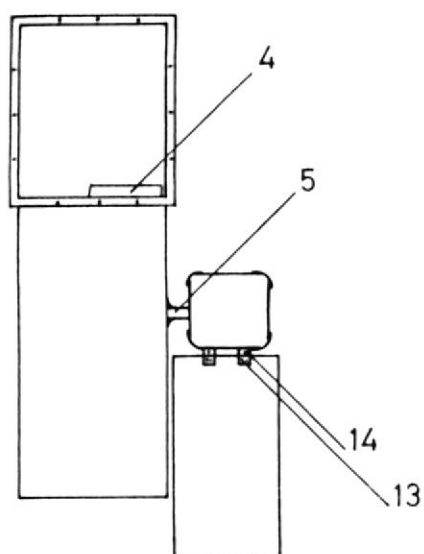


2.-

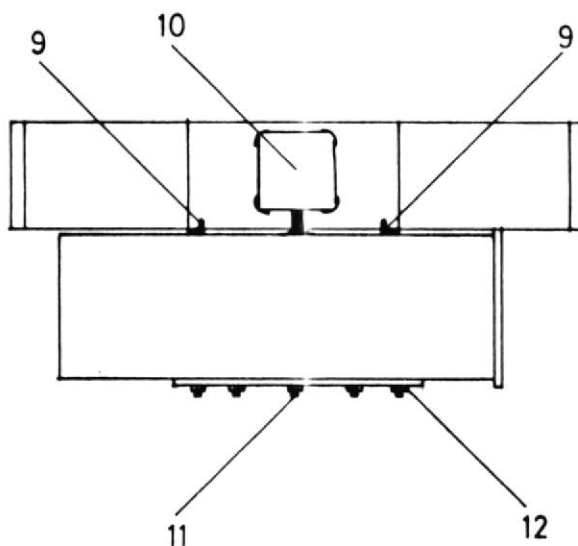
	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E	1.- DESARROLLO DEL CONO DE ENTRADA			
1:5	2.- BRIDA DE SOPORTE DEL CONO DE ENTRADA			
006				



	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P Vera		
Reviso		P Vera		
Comprob		Andrade		
E	MESA SOPORTE			
1 : 5				



LISTA DE PIEZAS			
Marc.	Pieza	Designacion	Cant.
001	1	Impulsor	
002	2	Carcasa	
003	3	Tapa del impulsor	
003	4	Placa posterior	
004	5	Plato	
006	6	Cono de entrada	
007	7	Brida	
	8	Mesa soporte	
	9	Angulo 1/2" x 1/2"	
	10	Motor	
Articulos Estandarizados			
	11	Pernos normalizados	12
	12	Tuercas normalizadas	12
	13	Pernos anclaje motor	4
	14	Tuercas normalizadas	4
		Arandela normalzd.	4
		Remaches	8



	Fecha	Nombre	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		P. Vera		
Reviso		P. Vera		
Comprob		Andrade		
E	VENTILADOR CENTRIFUGO			
1:10				

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Eck, B. Fans, Biddle Ltd, Cpreat Britain. 1972
- 2.- Mataix, C. Turbomáquinas Hidráulicas, Icai, Madrid. 1975
- 3.- Osborne, W. Fans, Pergamon Press Ltd, Londres. 1977
- 4.- Mataix, C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas Harla, Mexico D.F. 1972
- 5.- Richard, W. Greene. Compresores, Selección Uso y Mantenimiento, Mc Graw Hill, Mexico. 1988
- 6.- Trokolanski, A. T. Impeller Pump, Pergamon Press, Oxford. 1965
- 7.- Fox & Medonald. Introducción a Mecanica de Fluidos, John Wiley & Sons, Canada. 1978
- 8.- Carrier. Handbook of Air Conditioning System Design, Mc Graw Hill, 1965
- 9.- Amca Publication 203, Field Perfomance Meassurements, Air Movements And Control Association Inc, Illinois. 1976
- 10.-Amca Publication 201, Fans And Systems, Air Movements And Control Association Inc, Illinois. 1979
- 11.-Araujo, F. Diseño, Construcción y Pruebas de un Ventilador Centrífugo de Alto Caudal-Baja Presión y

Estudio del Efecto de Entrada. Tesis de Grado, Espol,
Guayaquil. 1985

12.-Vibra Metric Inc Amember of the Kistler Group.
Illinois. 1987