



UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez



Facultad de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Diploma

*Metodología para el Cálculo Hidráulico
Mecánico de Ventiladores Centrífugos de Tiro
Inducido. Estudio de Caso: Caldera Evelma
35tn/h de Vapor de la Empresa Azucarera "14
de Julio"*

Autor: Yoandys Cornelio García

Tutor: Dr. José P. Monteagudo Yanes

Cienfuegos 2009

"Año del 50 Aniversario del Triunfo de la Revolución"



CEEMA
Centro de Estudios de Energía
y Medio Ambiente

DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento

"No busques ser alguien de éxito sino busca ser alguien valioso: lo demás llegará naturalmente."

Albert Einstein

Agradecimientos

- 👍 *Especialmente a mis padres que me apoyaron desde el inicio de mis estudios y me alentaron constantemente, para que pudiera llegar hasta donde estoy.*
- 👍 *A mi tutor Dr. José P. Monteagudo Yanes, quien me ofreció su ayuda incondicional tanto en conocimientos como en el asesoramiento de este trabajo.*
- 👍 *A mis familiares y aquellas personas que considero como familia que me dieron su apoyo desde mucho antes del comienzo de este trabajo.*
- 👍 *A todos aquellos profesores que desde un comienzo tomaron parte en mi formación académica.*
- 👍 *A mis compañeros de grupo que compartieron conmigo todos estos años de estudio en la que la ayuda mutua siempre estuvo presente.*
- 👍 *A mis amigos, ya sean del barrio o no que me han acompañado siempre.*
- 👍 *Y a todos aquellos que influyeron de una u otra manera en la realización de este trabajo.*

A todos mi eterna gratitud.

Dedicatoria

Todo en la vida es constante sacrificio y esfuerzo propio vinculado con el deseo de progresar y ser alguien valioso en el plano general de nuestra sociedad, esto asociado al caso personal será logrado si eres capaz de aplicar todo aquello que te fue inculcado por aquellas personas que con cariño fueron esculpiendo en tu persona valores y actitudes. Por lo que este trabajo es dedicado a esas personas que cumplieron su papel y nunca me abandonaron en sentido general a ellos, mis padres, Fidel Cornelio Ruiz y Nereida García Alba.

De quien le estará eternamente agradecido, su hijo.

Resumen.

Resumen

El presente trabajo aborda la creación de una metodología de cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores centrífugos para el tiro inducido de los generadores de vapor de la industria azucarera. El marco teórico resume las características fundamentales de los ventiladores centrífugos y expone que el Ministerio de la Industria Azucarera (MINAZ) satisface a un costo superior a los 100 000 USD/unidad de estos equipos en la industria.

En la actualidad, la industria Azucarera requiere de una metodología de cálculo para determinar las características constructivas de dichos equipos, ya que estos se adquieren por un proceso de selección en el extranjero, anteriormente estos eran fabricados en la extinta Unión Soviética y al desaparecer ésta, se pierde el principal suministrador.

La industria de construcciones mecánica de Cuba está en condiciones tecnológicas de producir dichos equipos, por lo cual se da en el Capítulo II. Las metodologías para el cálculo de los volúmenes de gases producto de la combustión del bagazo y la del cálculo hidráulico-mecánico de un ventilador de tiro inducido. En el capítulo III y final se aplica dicha metodología a un caso real en la empresa Azucarera 14 de Julio; la comparación de las dimensiones obtenidas en el cálculo coincide en términos generales con las del ventilador de producción mexicana comprado para dicho servicio.

El trabajo aún adolece de considerarse como una investigación acabada por lo que se continuará el perfeccionamiento en futuras investigaciones, no obstante, se cumplió con el propósito, se corroboró la hipótesis y objetivos trazados y se ofrecen recomendaciones para la continuidad de los estudios.

Índice.

Índice

	Páginas.
Resumen.	
Introducción.-----	1
Capítulo I: Estado del arte de los ventiladores centrífugos de tiro inducido de los generadores de vapor en la industria Azucarera.-----	3
1.1. ¿Que es un ventilador?-----	3
1.2. Clasificación de los ventiladores.-----	3
1.2.1. Atendiendo a su función.-----	4
1.2.1.1. Ventiladores con Envolvente.-----	4
1.2.1.2. Ventiladores Murales.-----	4
1.2.1.3. Ventiladores de Chorro.-----	4
1.2.2. Atendiendo a la trayectoria del aire.-----	4
1.2.2.1. Ventiladores Centrífugos.-----	4
1.2.2.2. Ventiladores Axiales.-----	4
1.2.2.3. Ventiladores Transversales.-----	5
1.2.2.4. Ventiladores Helicocentrífugos.-----	5

Índice.

1.2.3. Atendiendo a la presión.-----	5
1.2.3.1. Ventiladores de Baja Presión.-----	5
1.2.3.2. Mediana Presión.-----	5
1.2.3.3. Alta Presión.-----	5
1.2.4. Atendiendo a las condiciones de funcionamiento.-----	5
1.2.4.1. Ventiladores Estándar.-----	5
1.2.4.2. Ventiladores Especiales.-----	6
1.2.5. Atendiendo al sistema de accionamiento.-----	6
1.2.5.1. Accionamiento Directo.-----	6
1.2.5.2. Accionamiento por Transmisión.-----	6
1.2.6. Atendiendo al Control de las Prestaciones.-----	6
1.3. Ventiladores radiales (centrífugos).-----	7
1.3.1.Descripción.-----	8
1.4. Aplicación de los ventiladores centrífugos.-----	11
1.5. Evolución histórica de la producción, compra y desarrollo de ventiladores centrífugos para la industria azucarera nacional. Tendencias actuales en estos campos.-----	12

Índice.

1.6. Características técnicas de los ventiladores importados. Principales suministradores a Cuba. Precios internacionales.-----	16
1.7. Principales problemas durante la explotación del parque de ventiladores centrífugos importados.-----	17
1.8. Tendencias internacionales en el diseño de los ventiladores centrífugos.-----	17
Conclusiones parciales.-----	19
Capítulo II: Metodología para el cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores de tiro inducido para los generadores de vapor de combustibles sólidos.-----	20
2.1. Pequeña descripción del funcionamiento de un generador de vapor convencional.-----	20
2.2. El combustible.-----	21
2.3. Fundamentos teóricos del cálculo de los volúmenes de gases en los procesos de combustión de los combustibles sólidos.-----	22
2.3.1. Composición del bagazo como combustible.-----	22
2.3.2. Cálculo del consumo de combustible a partir de la eficiencia del generador por el método directo.-----	23
2.3.3. Cantidad de aire teórico. Coeficiente de exceso de aire. Cantidad de aire real a la temperatura de trabajo.-----	25

Índice.

2.3.4. Volúmenes de gases producto de la combustión. Volumen de gases a la temperatura de trabajo.-----	26
2.3.5. Flujo de gases que trasegará el ventilador de tiro inducido.-----	28
2.4. Fundamentos teóricos para el cálculo hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido de los generadores de vapor.-----	29
2.4.1. Cálculo de Velocidad en la entrada.-----	30
2.4.2. Cálculo del Diámetro de la boca de succión (D_0).-----	31
2.4.3. Cálculo del el Ancho de entrada (b_1).-----	31
2.4.4. Cálculo del ángulo de salida a la entrada del impulsor (β_1).-----	32
2.4.5. Cálculo del diámetro de descarga de impelente (D_2).-----	32
2.4.6. Cálculo del ancho (b_2) en la descarga del impelente.-----	33
2.4.7. Cálculo del ángulo (β_2) a la salida del impulsor.-----	33
2.4.8. Cálculo del número de álabes de un ventilador centrífugo.-----	35
2.4.9. Trazado de álabes por el método de un solo arco.-----	37
2.4.10. Trazado de álabes por el método de varios arcos circulares tangentes.-----	38
2.5. Cálculos para el diseño del eje del ventilador y para la selección de los cojinetes.-----	41

Índice.

2.5.1. Cálculo para determinar el peso del impelente.-----	41
2.5.2. Cálculo para determinar el peso de los álabes.-----	42
2.5.3. Cálculo del peso del eje.-----	42
2.5.4. Determinación del diámetro mínimo del eje.-----	43
2.5.5. Cálculo de la fuerza radial que actúa sobre el eje.-----	44
2.5.6. Cálculo del diámetro crítico considerando todas las fuerzas que actúan sobre el eje.-----	45
2.5.7. Cálculo del coeficiente de seguridad de la resistencia a la fatiga.-	46
2.5.8. Cálculo de la carga reducida que actúa sobre los cojinetes.-----	49
2.5.9. Cálculo de la carcaza.-----	50
Conclusiones parciales.-----	52
Capítulo III: Validación de la metodología de cálculo. Aplicación al caso de estudio del central 14 de Julio.-----	53
3.1. Cálculo de los volúmenes de gases a partir de la metodología creada en el Capítulo I, con la ayuda que nos ofrece el Excel de diseño.--	53
3.2. Aplicación de la metodología propuesta para el cálculo hidráulico y mecánico del ventilador.-----	57
3.3. Valoración de los resultados del ventilador calculado, con uno mexicano importado para dicho servicio.-----	73

Índice.

Conclusiones parciales.-----	74
Conclusiones Generales.-----	75
Recomendaciones.-----	76
Bibliografía.-----	77
Anexos.	

Introducción

Introducción

La empresa Azucarera “14 de Julio” requiere de un ventilador centrífugo para el tiro inducido de una caldera Evelma de 35 t/h de vapor y procede a la selección o construcción aplicando las leyes de afinidad de las máquinas centrífugas con resultados no siempre satisfactorios.

Limitado por acciones del bloqueo de Estados Unidos, el país se imposibilita de adquirir ventiladores para la reposición de los tiros inducidos de los generadores de vapor de combustión de bagazo. Por ello Cuba se vio obligada a la compra de ventiladores de tiro inducido y forzado en países como Alemania y China con precios altos que van desde los 30 000 hasta los 200 000 dólares por unidad. Algunos de los ventiladores adquiridos en estas naciones no han satisfecho las exigencias del trabajo, dañándose seriamente durante el funcionamiento.

La Industria Azucarera cubana no ha desarrollado la producción de ventiladores de forma autóctona dada la reducción de la producción azucarera de los últimos años, las limitaciones económicas de la nación y el cierre de empresas de producciones mecánicas del MINAZ y del SIME capaces de diseñar y construirlos.

El país cuenta con la capacidad tecnológica para lograr la producción de estos equipos, lo que constituye una aspiración en los momentos actuales, siendo una vía para reducir los costos e incrementar la competitividad de las empresas nacionales de producciones mecánicas.

La situación antes planteada conduce al siguiente **problema científico**:

La industria de producciones mecánicas del MINAZ no dispone de la metodología para el cálculo hidráulico mecánico de ventiladores centrífugos de media y alta capacidad para el tiro inducido de generadores de vapor de combustión de bagazo.

Introducción

Hipótesis de trabajo.

El desarrollo de la metodología para el cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores centrífugos facilitaría un adecuado diseño y construcción, así como una eficiente explotación.

Tomando en consideración lo antes expuesto, el **Objetivo General** de la investigación esta dirigido a desarrollar una metodología de cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores centrífugos para el tiro inducido del los generadores de vapor de combustión de bagazo para la industria azucarera cubana.

A partir de este objetivo general se ha considerado cumplir los siguientes:

Objetivos Específicos.

- 1- Recopilar la información sobre el trabajo precedente para el cálculo y diseño hidráulico-mecánico de ventiladores centrífugos en Cuba
- 2- Desarrollar una metodología para el cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores centrífugos para el tiro inducido de generadores de vapor de combustibles sólidos, con la ayuda de una hoja de cálculo en Excel que permita el cálculo automatizado de este tipo de máquinas.
- 3- Aplicar la metodología obtenida a un estudio de caso de parámetros conocido para comprobar la validez del procedimiento dado en la misma.

Capítulo I.

Capítulo I: Estado del arte de los ventiladores centrífugos de tiro inducido de los generadores de vapor en la industria Azucarera.

1.1. ¿Que es un ventilador?

Un ventilador es una máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento. Podemos definirlo como una turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria con la que mantener un flujo continuo de aire o gas. Un ventilador consta en esencia de un motor de accionamiento, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos: arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad, etc. y un propulsor giratorio en contacto con el aire, al que le transmite energía. Este propulsor adopta la forma de rodete con álabes, en el caso del tipo centrífugo, o de una hélice con palas de silueta y en número diverso, en el caso de los axiales. El conjunto, o por lo menos el rodete o la hélice, van envueltos por una caja con paredes de cierre en forma de espiral para los centrífugos y por un marco plano o una envoltura tubular en los axiales. La envoltura tubular puede llevar una reja radial de álabes fijos a la entrada o salida de la hélice, llamada directriz, que guía el aire, para aumentar la presión y el rendimiento del aparato. En el tipo helicocentrífugo y en el transversal, el elemento impulsor del aire adopta una forma cercana al de los rodetes centrífugos.

Nota: Todas las figuras de la clasificación se muestran al final de esta.

1.2. Clasificación de los ventiladores.

Los ventiladores han venido clasificándose de muy diferentes maneras y no es extraño que un mismo aparato pueda aceptar dos, tres o más denominaciones.

Capítulo I.

Aquí véase la siguiente clasificación:

1.2.1. Atendiendo a su función.

1.2.1.1. Ventiladores con Envolvente, que suele ser tubular. A su vez pueden ser:

Impulsores: Entrada libre, salida entubada.

Extractores: Entrada entubada, descarga libre.

Impulsores-Extractores: Entrada y salida entubadas Fig. 1.

1.2.1.2. Ventiladores Murales.

Conocidos también como simplemente Extractores, tienen la función de trasladar aire entre dos espacios separados por un muro o pared, Fig. 2.

1.2.1.3. Ventiladores de Chorro.

Aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas. Fig. 3.

1.2.2. Atendiendo a la trayectoria del aire.

1.2.2.1. Ventiladores Centrífugos.

En estos aparatos la trayectoria del aire sigue una dirección axial a la entrada y paralela a un plano radial a la salida. Entrada y salida están en ángulo recto. El rodete de estos aparatos está compuesto de álabes que pueden ser hacia ADELANTE (fig. 4a), RADIALES (4b) o ATRÁS (4c).

1.2.2.2. Ventiladores Axiales.

La entrada de aire al aparato y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales. Los ventiladores descritos en 1.2.1.1, 1.2.1.2 y 1.2.1.3

Capítulo I.

pueden ser, también, axiales.

1.2.2.3. Ventiladores Transversales

La trayectoria del aire en el rodete de estos ventiladores es normal al eje tanto a la entrada como a la salida, cruzando el cuerpo del mismo. Fig. 5.

1.2.2.4. Ventiladores Helicocentrífugos

Son aparatos intermedios a los centrífugos y axiales: El aire entra como en los axiales y sale igual que en los centrífugos. Fig.6.

1.2.3. Atendiendo a la presión.

1.2.3.1. Ventiladores de Baja Presión.

Se llaman así a los que no alcanzan los 70 Pascales. Suelen ser centrífugos y por antonomasia se designan así los utilizados en climatizadores. Fig. 7.

1.2.3.2. Mediana Presión.

Si la presión está entre los 70 y 3.000 Pascales. Pueden ser centrífugos o axiales.

1.2.3.3. Alta Presión

Cuando la presión está por encima de los 3.000 Pascales. Suelen ser centrífugos con rodetes estrechos y de gran diámetro. Fig. 9.

1.2.4. Atendiendo a las condiciones de funcionamiento.

1.2.4.1. Ventiladores Estándar

Son los aparatos que trasiegan aire sin cargas importantes de contaminantes, humedad, polvo, partículas agresivas y temperaturas máximas de 40° si el motor está en la corriente de aire.

Capítulo I.

1.2.4.2. Ventiladores Especiales

Son los diseñados para circular el aire caliente, corrosivo, húmedo etc. o bien para ser instalados en el tejado (Fig. 10) o dedicados al transporte neumático.

1.2.5. Atendiendo al sistema de accionamiento

1.2.5.1. Accionamiento Directo.

Cuando el motor eléctrico tiene el eje común, o por prolongación, con el del rodete o hélice del ventilador.

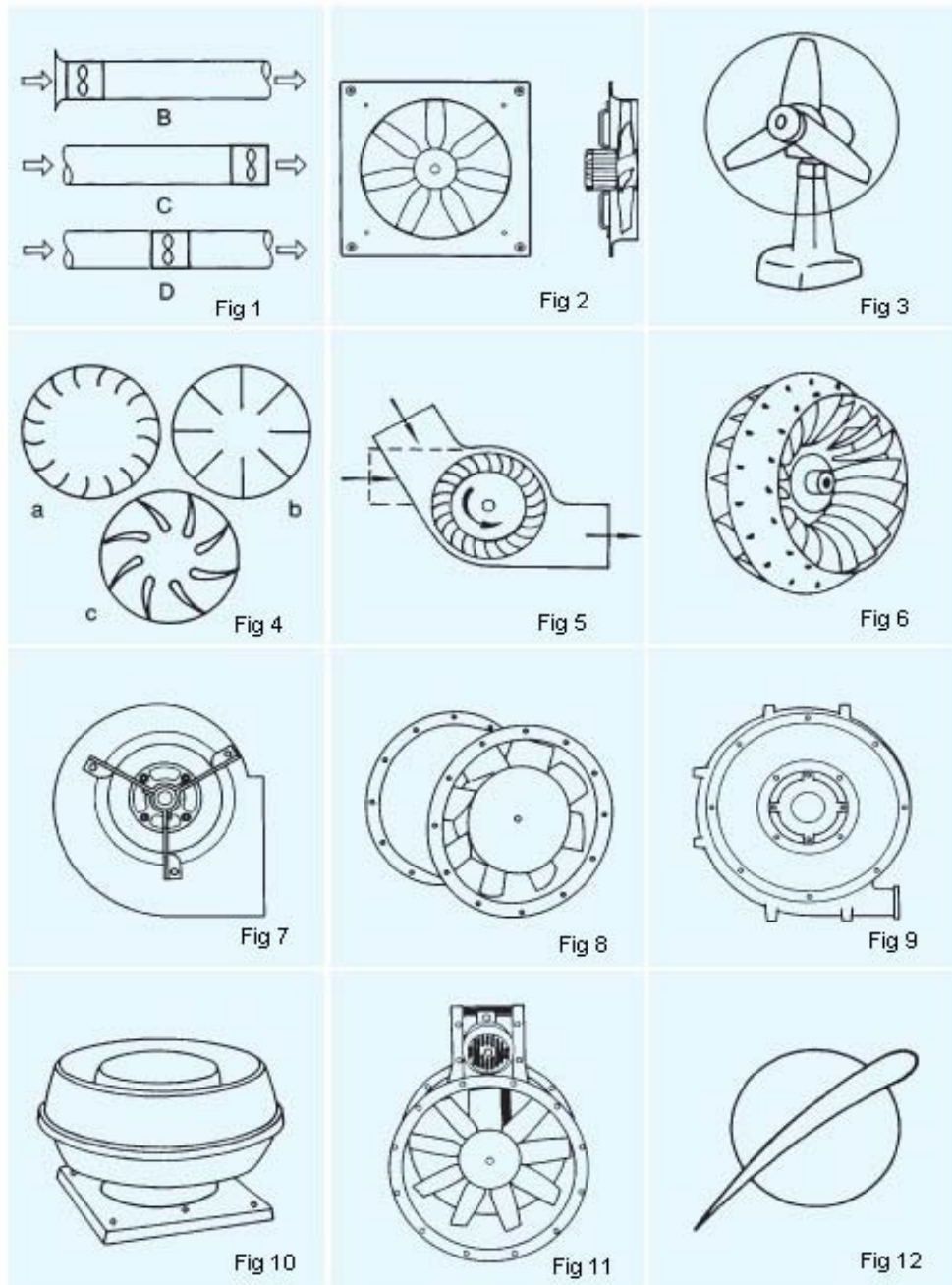
1.2.5.2. Accionamiento por Transmisión

Como es el caso de transmisión por correas y poleas para separar el motor de la corriente del aire (por caliente, explosivo, etc.). Fig. 11.

1.2.6. Atendiendo al Control de las Prestaciones.

Es el caso de ventiladores de velocidad variable por el uso de reguladores eléctricos, de compuertas de admisión o descarga, modificación del caudal por inclinación variable de los álabes de las hélices, etc. Fig. 12.

Capítulo I.



En el trabajo se hará solo referencia a los ventiladores centrífugos.

1.3. Ventiladores radiales (centrífugos).

Capítulo I.

1.3.1. Descripción

El ventilador centrífugo consiste en un rotor encerrado en una envolvente de forma espiral; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, es succionado por el rotor y arrojado contra la envolvente se descarga por la salida en ángulo recto a la flecha; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble.

En un ventilador de entrada doble, el aire entra por ambos lados de la envolvente succionado por un rotor doble o por dos rotores sencillos montados lado a lado. Los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar, en general, en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación.

Estos ventiladores tienen tres tipos básicos de rodetes como se menciono anteriormente:

- álabes curvados hacia adelante,
- álabes rectos,
- álabes inclinados hacia atrás/curvados hacia atrás.

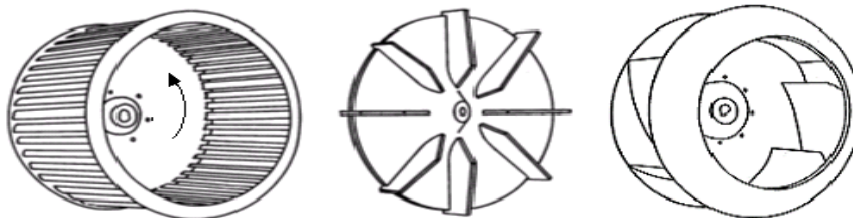


Fig. 13: Rodetes de ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia delante, radiales y atrás.

Capítulo I.

Tipos de rodete en dependencia de la inclinación de los álabes, vistos mediante el triángulo de velocidades a la salida Fig.14.

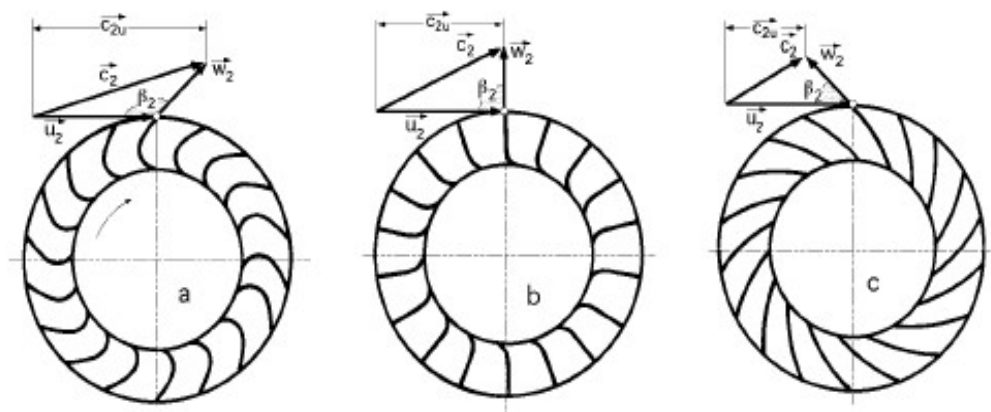


Fig. 14: Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos.

a) Con álabes curvados hacia adelante; b) Con álabes de salida radial; c) Con álabes curvados hacia atrás.

a) Álabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^\circ$.- Este tipo es poco frecuente en las bombas centrífugas; en los ventiladores se emplea a causa del bajo nivel de ruido que presentan. También se llaman de jaula de ardilla, tienen una hélice o rodete con los álabes curvados en el mismo sentido que la dirección de giro. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja a media, tal como la que se encuentran en los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire, etc. No es recomendable utilizar este tipo de ventilador con aire polvoriento, ya que las partículas se adhieren a los pequeños álabes curvados y pueden provocar el desequilibrio del rodete.

Capítulo I.

Estos ventiladores tienen un rendimiento bajo máximo del orden de 65÷75% fuera del punto de proyecto. Además, como su característica de potencia absorbida crece rápidamente con el caudal, ha de tenerse mucho cuidado con el cálculo de la presión necesaria en la instalación para no sobrecargarlo. En general son bastante inestables funcionando en paralelo vista su característica caudal-presión.

Otras características son:

- Gran número de álabes de 48÷60
- Para una velocidad determinada caudal superior y dimensiones menores que las de cualquier otro tipo de ventilador

En la actualidad este tipo de ventilador centrífugo tiende a ser reemplazado por los modernos ventiladores axiales.

b) Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$. -Tienen el rodete con los álabes dispuestas en forma radial. La carcasa está diseñada de forma que a la entrada y a la salida se alcanzan velocidades de transporte de materiales. Existen una gran variedad de diseños de rodetes que van desde los de "alta eficacia con poco material" hasta los de "alta resistencia al impacto". La disposición radial de los álabes evita la acumulación de materiales sobre las mismas. Este tipo de ventilador es el comúnmente utilizado en las instalaciones de extracción localizada en las que el aire contaminado con partículas debe circular a través del ventilador. En este tipo de ventiladores la velocidad periférica es media y se utilizan en muchos sistemas de extracción localizada que trasegan aire sucio o limpio.

Otra característica

- .- Tienen menor número de álabes que los anteriores.

Capítulo I.

c) Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$.- Tienen un rodete con los álabes inclinados en sentido contrario al de su rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo y una característica de consumo de energía del tipo "no sobrecargable". En un ventilador "no sobrecargable", el consumo máximo de energía se produce en un punto próximo al de rendimiento óptimo de forma que cualquier cambio a partir de este punto debido a cambios de la resistencia del sistema resultará en un consumo de energía menor ya que si los antiguos álabes de chapa se reemplazan por los más modernos de perfil aerodinámico, se llega a alcanzar un rendimiento del orden del 90%.

Su presión y gasto másico son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que en el primer tipo.

1.4. Aplicación de los ventiladores centrífugos.

La variedad de ventiladores centrífugos que se fabrican actualmente están destinados a las siguientes industrias.

- Centrales térmicas.
- Acerías
- Cementeras
- Industria Papelera.
- Industria Petroquímica.
- Ventilación de minas
- Ventiladores de procesos Industriales
- Industrias del Vidrio y Cerámicas.

Capítulo I.

- Buques.
- Plantas de Tratamiento de residuos.

1.5. Evolución histórica de la producción, compra y desarrollo de ventiladores centrífugos para la industria azucarera nacional. Tendencias actuales en estos campos.

La utilización del efecto positivo de los ventiladores es muy amplia en la industria azucarera cubana tanto que se aplican en:

- ❖ Los generadores de vapor.
- ❖ Secadores de azúcar.
- ❖ Sistemas de enfriamiento de equipos.
- ❖ Centros de acopio y limpieza.
- ❖ Hornos de las plantas de cal.
- ❖ Sistemas de ventilación y transporte de partículas sólidas (Transporte neumático).

Los utilizados en los generadores de vapor son los de mayor adquisición y variedad, producto del desarrollo en la generación de vapor en la industria, con un crecimiento en los equipos de generación de 25, 35, 45, 55, 60 y 80 Tn/h de vapor utilizándose ventiladores de tiro inducido, de tiro forzado primario y de tiro forzado secundario.

Dada la posibilidad de su fácil y rápida adquisición en el mercado existente, se definían las características fundamentales (caudal, presión y temperatura del fluido) y se procedía a su compra, instalación y explotación por parte del MINAZ como órgano rector del sector en los distintos centrales azucareros.

Capítulo I.

De la documentación existente en los Archivos Técnicos del MINAZ¹ se pueden suministrar los siguientes Proyectos de Ventiladores de Tiro Inducido (VTI), Tiro Forzado Primario (VTFP) y de Tiro Forzado Secundario (VTFS) para las distintas variantes de los Generadores de Vapor:

- Caldera EVELMA 35 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>	<u>VTFP</u>	<u>VTFS</u>
Código		VTI 16,9	VTF-9,7	VRS 8.9
Tipo de succión		Simple	Simple	Simple
Caudal	m ³ /h	115 000	39 000	17 842
Presión	kg/m ²	150	350	700
Temperatura de gases o aire	°C	220	30	30
Potencia instalada en	kw	85	86	55
Revoluciones	rpm	890	1790	1775

- Caldera Retal 45 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>	<u>VTFP</u>	<u>VTFS</u>
Código		VTI-51	VTF 17	VRS 6,3

¹ Entrevista personal a Antonio Santana jefe técnico del MINAZ en la provincia de Cienfuegos.

Capítulo I.

Tipo de succión		Doble	Simple	Simple
Caudal	m ³ /h	183 000	62 280	39 000
Presión	kg/m ²	190	366	816
Temperatura de gases o aire	°C	215	30	30
Potencia instalada en	kw	186	83	82
Revoluciones	rpm	585	1180	1170

➤ Caldera Retal 45 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>	<u>VTFP</u>
Código		VCD 14,5	VRSM12,5
Tipo de succión		Doble	Simple
Caudal	m ³ /h	200 000	62 280
Presión	kg/m ²	145	359
Temperatura de gases o aire	°C	220	30
Potencia instalada en	kw	115	74
Revoluciones	rpm	900	1176

Capítulo I.

- Caldera Retal 45 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>
Código		VC 17,5
Tipo de succión		Simple
Caudal	m ³ /h	200 000
Presión	kg/m ²	145
Temperatura de gases o aire	°C	220
Potencia instalada en	kw	125
Revoluciones	rpm	890

- Caldera RETAL 60 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>
Código		VTID 19,4
Tipo de succión		Doble
Caudal	m ³ /h	265 000
Presión	kg/m ²	245
Temperatura de gases o aire	°C	200

Capítulo I.

Potencia instalada en	kw	280
Revoluciones	rpm	890

➤ Caldera RETAL 80 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>Unidades</u>	<u>VTI</u>
Código		VTID 19,6
Tipo de succión		Doble
Caudal	m ³ /h	270 000
Presión	kg/m ²	280
Temperatura de gases o aire	°C	200
Potencia instalada en	(kw)	320
Revoluciones	(rpm)	890

1.6. Características técnicas de los ventiladores importados. Principales suministradores a Cuba. Precios internacionales.

Las características demandadas en caudales han sido desde 975 hasta 290 000 m³/h, en presiones de 100 hasta 800 kg/m² (mm c.a.) y de temperatura del aire o gases de combustión de 30 hasta 250 °C.

Han sido suministrados por Polonia, Alemania y la Unión de Republicas Socialistas Soviéticas (URSS) así como de Japón, Inglaterra, Francia, España, México, Brasil y de la Republica Popular China.

Capítulo I.

El costo de adquisición ha crecido hasta alcanzar el valor actual de \$ 105 663.88 por unidad de tiro inducido y de \$ 32 810.88 por unidad de tiro forzado.

1.7. Principales problemas durante la explotación del parque de ventiladores centrífugos importados.

El problema mas frecuente se tiene en los ventiladores de tiro inducido, es producto de la alta concentración de partículas sólidas (bagacillo, bagazo sin quemar y ceniza) en el seno del gas que erosionan la superficie de trabajo en el canal de gases, tanto en el álabe como en el disco trasero o central.

En los ventiladores de tiro forzado en ocasiones hay problemas producto del ambiente con la humedad y otras afectaciones pero en menor proporción.

1.8. Tendencias internacionales en el diseño de los ventiladores centrífugos.

En la actualidad, la tendencia fundamental en el diseño de ventiladores, va dirigida, al logro de equipos cada vez más eficientes en su funcionamiento, así como la reducción de las emisiones de ruidos, para ello profundizan los estudios en:

- La configuración de la rueda de álabes, el número de aletas, su curvatura, las dimensiones de la boca de aspiración, etc.
- Las dimensiones y forma constructiva de la voluta del ventilador, así como la boca de aspiración del mismo.
- La construcción física del ventilador dentro del campo de tolerancias admisible que garantice el rendimiento dado en las características de la máquina.

Capítulo I.

- El grado de acabado de los componentes y principalmente de la rueda de álabes, que debe permitir el paso del fluido a través del ventilador con un mínimo de pérdidas.
- Los ángulos de entrada y salida en los álabes así como su curvatura.

Regulando estos parámetros antes expuestos al mínimo error permisible, se logran diseños muy eficientes y seguros.

Capítulo I.

Conclusiones parciales.

- 1- Quedan establecidos los problemas principales que presentan los ventiladores de tiro inducido en su funcionamiento y sus afectaciones mas frecuentes.
- 2-El ministerio del azúcar importa ventiladores para satisfacer su demanda adquiriendo estos a altos precios en el mercado internacional.
- 3-La amplia aplicación que tienen los ventiladores centrífugos en la industria azucarera cubana y los problemas que presentan estos en su explotación, dan una idea del costo que se requiere para su reparación y de la necesidad que tiene el país de producirlos.

Capítulo II.

Capítulo II: Metodología para el cálculo hidráulico-mecánico de ventiladores de tiro inducido para los generadores de vapor de combustibles sólidos.

2.1. Pequeña descripción del funcionamiento de un generador de vapor convencional.

Un generador de vapor convencional constituye un sistema de superficies de calentamiento destinado a la producción de vapor a partir del agua de alimentación que se le suministra, mediante la utilización del calor liberado en la combustión de un combustible, el cual se suministra al horno conjuntamente con el aire necesario para su combustión. La fuente de calor del generador de vapor es la reacción de combustión entre una sustancia combustible y el aire, portador del oxígeno, que es el comburente.

La energía requerida para la generación de vapor en las calderas convencionales procede de la energía química del combustible, la cual se libera en el proceso de combustión. La combustión es un proceso físico-químico en el cual intervienen los siguientes elementos:

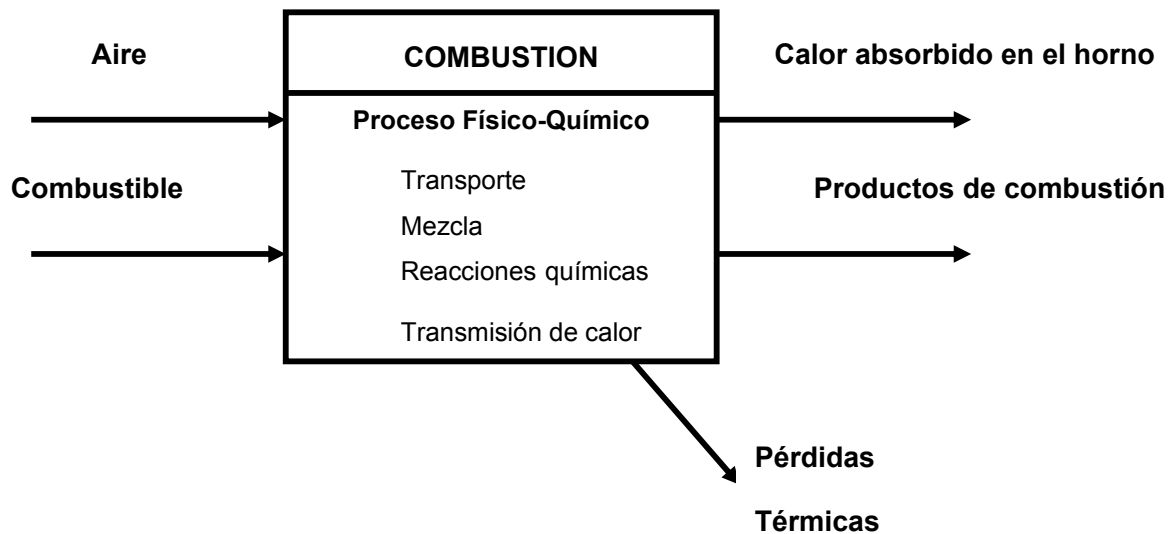
El **combustible**, que representa la energía potencial.

El **aire**, que suministra el oxígeno como comburente para la reacción de combustión de los elementos combustibles del combustible.

El **horno**, donde se desarrolla el proceso de combustión.

Los **sistemas auxiliares**, que garantizan la preparación adecuada del combustible y favorecen la mezcla del aire con el combustible.

Capítulo II.



La reacción de combustión es una reacción química de oxidación rápida del combustible y reducción del comburente, acompañado de la liberación de una determinada cantidad de calor (reacción exotérmica).

2.2. El combustible.

Se considera un combustible como aquella sustancia capaz de reaccionar rápidamente con el oxígeno y liberar en dicha reacción una cantidad significativa de calor. Los combustibles energéticos deben cumplir además con los requisitos de disponibilidad y bajo costo que permitan su utilización a escala comercial. Los principales combustibles energéticos para la generación de vapor son el carbón, el petróleo (fuel oil) y el gas natural. *En la industria azucarera el bagazo constituye el combustible natural por excelencia para satisfacer las demandas energéticas del proceso de producción de azúcar.*

Capítulo II.

2.3. Fundamentos teóricos del cálculo de los volúmenes de gases en los procesos de combustión de los combustibles sólidos.

2.3.1. Composición del bagazo como combustible.

Partiendo de que se va a analizar la combustión de combustibles sólidos y en particular del bagazo, se tiene que dar a conocer que este está formado por diferentes compuestos químicos: el carbono (C), el hidrógeno (H), el oxígeno (O), el nitrógeno (N), el azufre (S), la ceniza (A) y la humedad (W). La humedad y la ceniza son consideradas el lastre externo, mientras que al oxígeno y al nitrógeno se le conoce como el lastre interno del combustible.²

Como es lógico, los componentes químicos del combustible varían en dependencia de la calidad del mismo, encontrándose en los rangos que aparecen en la tabla 1.

Tabla 1: Composición elemental del bagazo.

Combustible	Carbono C (%)	Hidrógeno H (%)	Oxígeno O (%)	Nitrógeno N (%)	Azufre S (%)	Ceniza A (%)
Bagazo	43 - 49	5.4 – 7.4	41.6 - 49	0 – 0.25	0 – 0.07	1 – 3.6

La humedad varía entre 43 y 51 %, esto tiene una gran dependencia de la regulación del último molino del tándem que es para el efecto de la humedad, así como la cantidad de agua de inhibición que se suministre al bagazo.

Nota: para los cálculos hay que tener en cuenta que la composición del bagazo se toma tal y como se suministra a la caldera (Masa de Trabajo)

² Rodríguez, A. A. Composición elemental de algunos combustibles sólidos. — La Habana: Editorial Academia, 2000. — p1.

Capítulo II.

$$C_t + H_t + O_t + N_t + S_t + A_t + W_t = 100\%$$

2.3.2. Cálculo del consumo de combustible a partir de la eficiencia del generador por el método directo.

$$\eta_{GV} = \frac{Qu}{Qd * Bc} \quad (II-1)$$

Donde:

Qu - Calor útil (kcal/h).

Qd - Calor disponible (kcal/kg_c).

Bc - Gasto de combustible (kg_c/h).

$$Qu = Dv * (iv - iaa) \quad (II-2)$$

De aquí:

Dv - flujo de vapor sobrecalentado (kg_v/h).

iv - entalpía de vapor (kcal/kg_v).

iaa - entalpía del agua de alimentar (kcal/kg_v).

$$Qd = Vcs_{comb} \quad (II-3)$$

Donde:

Vcs_{comb} - Valor calórico superior del combustible.

Capítulo II.

Según la metodología que se brinda en el “Manual para Ingenieros Azucareros” Hugot el valor calórico del bagazo se determina por la expresión (II-4)³.

$$Vcs_{comb} = 4600 \cdot (1-w) \quad (\text{kcal/kGc}) \quad (\text{II-4})$$

Este valor calórico da un resultado muy alto porque las condiciones eran muy diferentes a las actuales, puesto que la caña se cortaba a mano, teniendo mejores propiedades el bagazo.

En la actualidad como se conoce la caña se recoge con las combinadas, este método de corte es bueno porque acelera el proceso pero le introduce mucho cogollo; paja de la propia caña y otras impurezas, lo cual le reduce mucho sus propiedades. Teniendo esto en cuenta se utiliza la fórmula empírica de Mendeleev (II-5)⁴ para determinar el valor calórico del combustible y que tiene en cuenta los componentes del bagazo.

$$Vcs_{comb} = 80.9 \cdot C^t + 240 \cdot H^t - 26(O^t - S^t) - 5.7 \cdot W^t \quad (\text{kcal/kgc}) \quad (\text{II-5})$$

En este caso el resultado es un valor calórico mucho menor que por el método anterior, demostrando la influencia que tiene la contaminación del bagazo en el valor del mismo.

Despejando el gasto de combustible de la ecuación (II-1) y sustituyendo (II-2) y (II-3) queda que:

³ Hugot, E. Manual para Ingenieros Azucareros. — La Habana: Edición Revolucionaria, 1986. —p624

⁴ Rodríguez, A. A. Composición elemental de algunos combustibles sólidos. —La Habana: Editorial Academia, 2000. —p8.

Capítulo II.

$$Bc = \frac{1}{\eta_{GV}} * \left(\frac{Dv * (iv - iaa)}{Vcs_{comb}} \right) \quad (\text{kg}_c/\text{h}) \quad (\text{II-6})$$

Una vez determinado el valor del consumo de combustible se pasa a calcular el aire necesario para la combustión.

2.3.3. Cantidad de aire teórico. Coeficiente de exceso de aire. Cantidad de aire real a la temperatura de trabajo.

La cantidad de aire teórico que se necesita para la combustión de un combustible (Va°) se puede determinar por la ecuación (II-7), ya sea sólido o líquido, en la cuál se tienen en cuenta los componentes químicos del combustible.

$$Va^\circ = 0.0889 \cdot (C + 0.375 \cdot S) + 0.265 \cdot H - 0.0333 \cdot O \quad \text{m}^3\text{N/kg} \quad (\text{II-7})$$

Para el bagazo el volumen de aire teórico oscila alrededor de 2.2 - 2.3 $\text{m}^3\text{N/kg}$.

(Tomado de del libro combustión y generación del vapor)⁵

En el proceso real de combustión en los hornos es imposible lograr la combustión completa del combustible, con solo suministrarle el volumen de aire teórico, para superar esta dificultad se decide suministrar aire en exceso, esto favorece mucho a que se realice la combustión un poco mas completa, se debe aclarar que este exceso no puede ser mucho porque entonces pudiera provocar el incremento de

⁵ Borroto Nordelo, Aníbal. Combustión y generación de vapor. — Cienfuegos: Editorial Universo SUR, 2007. —p23.

Capítulo II.

las pérdidas, pues el aire entraría al horno, se calentaría y saldría de la caldera sin formar parte de la reacción química y llevándose consigo parte del calor.

Este exceso de aire no es más que la relación entre el volumen de aire teórico y el volumen de aire real ($V_{a \text{ real}}$):

$$\alpha = V_{a \text{ real}} / V_{a^\circ} \quad (\text{II-8})$$

Para la combustión del bagazo se puede asumir un valor del coeficiente de exceso de aire (α) entre $1.2 < \alpha < 1.7$.

Despejando el volumen de aire real y afectándolo por el factor de temperatura queda lo siguiente:

$$V_{a \text{ real}} = (V_{a^\circ} * \alpha) * \frac{273 + T_a}{273} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (\text{II-9})$$

T_a - Es la temperatura de aire, o sea la temperatura de trabajo del fluido ($^{\circ}\text{C}$).

2.3.4. Volúmenes de gases producto de la combustión. Volumen de gases a la temperatura de trabajo.

La determinación del volumen de gases es fundamental para el diseño del ventilador de tiro inducido puesto que es el flujo de gas que este va a manejar convirtiéndose en un parámetro fundamental.

El volumen de los gases producto de combustión se puede dividir para su cálculo en la suma del volumen de gases secos (V_{gs}) y del volumen de vapor de agua (V_{H_2O}).

Capítulo II.

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O}, \quad m^3 N/ kg \quad (II-10)$$

$$V_{gs} = V_{gs}^\circ + (\alpha - 1) \cdot V_a^\circ, \quad m^3 N/ kg$$

$$V_{gs} = V_{RO_2} + V_{N_2}^\circ + (\alpha - 1) V_a^\circ, \quad m^3 N/ kg \quad (II-11)$$

Donde:

- α - coeficiente de exceso de aire.
- V_{RO_2} es el volumen real de gases triatómicos, se le denomina así por no tener dependencia del exceso de aire y se determina por la fórmula (II-12).

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}, \quad m^3 N/ kg \quad (II-12)$$

$$V_{RO_2} = 0.01866 \cdot (C + 0.375 \cdot S), \quad m^3 N/ kg$$

- $V_{N_2}^\circ$ es el volumen teórico de nitrógeno, este si depende del exceso de aire por eso se denomina teórico y se calcula por la fórmula (II-13).

$$V_{N_2}^\circ = 0.79 \cdot V_a^\circ + 0.008 \cdot N, \quad m^3 N/ kg \quad (II-13)$$

El volumen de vapor de agua se determina con la expresión (II-14).

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^\circ + 0.00161 \cdot d_a \cdot (\alpha - 1) V_a^\circ, \quad m^3 N/ kg \quad (II-14)$$

$$V_{H_2O}^\circ = 0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W + 0.00161 \cdot d_a \cdot V_a^\circ + 1.24 \cdot G_{at}, \quad m^3 N/ kg$$

Donde:

W- Humedad del bagazo, W= 50 % para los cálculos.

d_a - Humedad absoluta del aire⁶, con un valor de 15.6 g/kg.

⁶ Rodríguez, A. A. Composición elemental de algunos combustibles sólidos. —La Habana: Editorial Academia, 2000. —p.4.

Capítulo II.

G_{at} - Flujo de vapor de atomización (en caso que proceda), kg vapor/kg c.

En este caso como la caldera tendrá como combustible el bagazo no se toma en cuenta el flujo de vapor de atomización, quedando:

$$V^{\circ}_{H_2O} = 0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W + 0.00161 \cdot d_a \cdot V^{\circ}_a \quad (II-15)$$

Al igual que el cálculo para el volumen de aire real en este caso también se afecta el volumen de gases por el factor de temperatura, quedando:

$$V_{gt} = V_g * \frac{273 + T_g}{273} \quad (m^3/kg) \quad (II-16)$$

T_g - Es la temperatura de trabajo del gas ($^{\circ}C$).

2.3.5. Flujo de gases que trasegará el ventilador de tiro inducido.

Una vez que se tenga el resultado de los volúmenes de gases lo afectamos por el consumo de combustible y se obtiene el flujo que manejara el ventilador por unidad de tiempo quedando:

Flujo de gases

$$Q_g = (V_{gt} * Bc)/3600 \quad (m^3/s). \quad (II-17)$$

Se recomienda siempre para cuando se vaya a calcular el ventilador tomar un 20% por encima del valor de flujo obtenido anteriormente o sea:

$$Q_g = ((V_{gt} * Bc)/3600) + 0.2 * ((V_{gt} * Bc)/3600) \quad (II-18)$$

De esta forma ya se obtiene el volumen de gases a manejar el ventilador.

Capítulo II.

Nota: Siguiendo la metodología dada se creó la hoja de cálculo en Excel que permite el cálculo computarizado.

2.4. Fundamentos teóricos para el cálculo hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido de los generadores de vapor.

Cuando se va a diseñar un ventilador centrífugo (Fig. 15) lo primero que debe hacerse es el cálculo del impelente donde se realiza la transformación de energía mecánica en hidráulica, de ahí su importancia.

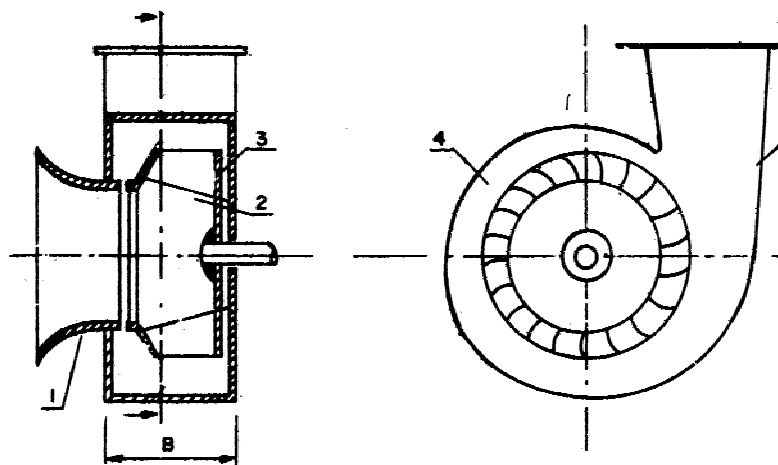


Fig.15: Esquema de un ventilador centrífugo. 1) Conducto de entrada, 2) Impelente, 3) Álabes, 4) Voluta, 5) Conducto de descarga.

En la figura 16 se muestra la configuración de un impelente de doble succión donde se muestran las dimensiones principales a calcular. También ver foto 6 anexo 4 (impelente de un ventilador centrífugo de doble succión).

Capítulo II.

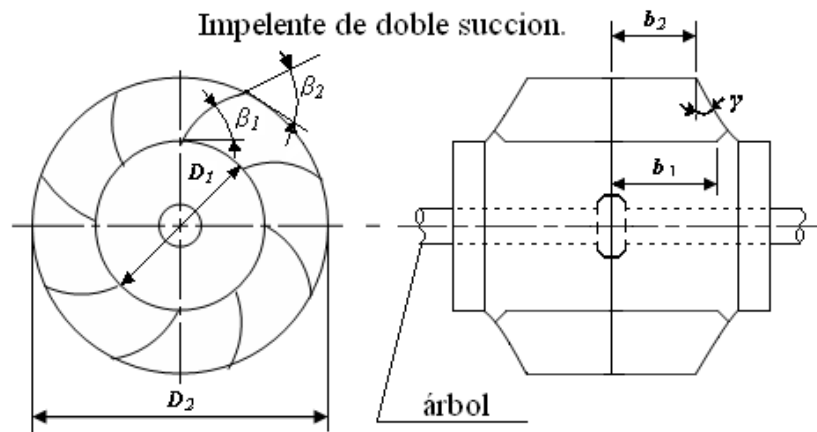


Fig.16: Impelente de un ventilador centrífugo de doble succión.

El cálculo se inicia con la determinación de la velocidad de entrada del fluido en la boca de succión.

2.4.1. Cálculo de velocidad en la entrada.

Esta velocidad se calcula por la fórmula (II-19)⁷ como:

$$C_0 = 0.25 \dots 0.5 \sqrt{2 * g * h} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II-19})$$

g-aceleración de la gravedad. (m/s²)

h-altura real de la columna de fluido. (m)

⁷ José Masana Tarda. Ventiladores y Turbocompresores- MARCOMBO, S.A.- Ediciones Técnicas_ Pág. 31.

Capítulo II.

La altura real se determina por la expresión (II-20).

$$h = \frac{P_{vent}}{\gamma} = \frac{P_{vent}}{\rho_{gas} * g} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-20})$$

P_{vent} - presión del ventilador (N/m^2)

γ - peso específico (N/m^3)

ρ - densidad del gas (kg/m^3)

2.4.2. Cálculo del diámetro de la boca de succión (D_0).

$$Q = C_0 * \frac{\pi * D_0^2}{4} \quad (\text{II-21})$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_0}} \quad (\text{m})$$

De acuerdo con Ramos⁸ se considera $D_1 = D_0$; $C_0 = C_1 = C_{1r}$; $\alpha_1 = 90^\circ$.

➤ Ver foto 4 anexo 3 – (ojo de succión de un ventilador centrífugo).

2.4.3. Cálculo del Ancho de entrada (b_1).

Teniendo en cuenta que $C_0 = C_1 = C_{1r}$. considerada anteriormente y que el flujo se determina por la expresión (II-22) como:

⁸ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p186.

Capítulo II.

$$Q = \pi * D_1 * b_1 * C_1 r \quad (II-22)$$

Entonces:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi * D_1 * C_1 r} \quad (\text{m/s})$$

Q – Flujo de trabajo del ventilador (m³/s)

D₁ – diámetro de la boca de succión (m)

2.4.4. Cálculo del ángulo de salida a la entrada del impulsor (β_1).

$$\text{Tg} \beta_1 = \frac{C_1 r}{u_1} \quad (II-23)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_1 r}{u_1} \quad (\text{grados})$$

La velocidad tangencial u_1 se determina por la fórmula (II-24) como:

$$u_1 = \omega * r_1 \quad (II-24)$$

$$u_1 = \frac{2\pi * n * D_1}{60 * 2} \quad (\text{m/s})$$

Donde:

.n – revoluciones del motor (rpm)

2.4.5. Cálculo del diámetro de descarga de impelente (D₂).

Para calcular el diámetro de descarga, primero debemos calcular la velocidad tangencial a la salida.

Capítulo II.

$$u_2 = \sqrt{\left(\frac{P_{vent}}{\rho_{gas}} - \frac{1}{2} * C_0^2 \right)} + u_1^2 \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II-25})$$

Conociendo esto podemos decir que u_2 también se puede calcular por la expresión (II-26).

$$u_2 = \frac{\pi * n * D_2}{60} \quad (\text{II-26})$$

Despejando de la expresión (II-26) D_2 quedaría como:

$$D_2 = \frac{60 * u_2}{\pi * n} \quad (\text{m})$$

2.4.6. Cálculo del ancho (b_2) en la descarga del impelente.

Según la metodología de cálculo consultada V. M Cherkassky⁹, b_2 se determina por la fórmula (II-27).

$$b_2 = b_1 * \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-27})$$

2.4.7. Cálculo del ángulo (β_2) a la salida del impulsor.

Para β_2 tenemos que como $\alpha_1 = 90^\circ$ entonces:

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_2 r}{u_2 - C_2 u} \quad (\text{grados}) \quad (\text{II-28})$$

⁹ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p49.

Capítulo II.

Donde:

C_{2r} – Velocidad radial de salida (m/s).

C_{2u} – Componente de U_2 (m/s).

Y teniendo que:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (II-29)$$

$$H_{real} = \mu_{Z \neq \infty} * \eta_h * \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (m) \quad (II-30)$$

Donde:

μ – coeficiente de corrección que tiene en cuenta el número finito de álabes, su valor se encuentra generalmente en el entorno de 0.8.

η_h – coeficiente de rendimiento hidráulico, este se encuentra entre (0.80 -0.96) para las maquinas centrífugas modernas.

Los valores anteriores fueron tomados del Néstor Ramos¹⁰

Despejando la velocidad C_{2u} de la expresión (II-30) se tiene que:

$$C_{2u} = \frac{H_{real} * g}{\mu * \eta_h * u_2} \quad (m/s)$$

La velocidad radial a la salida se calcula por la fórmula (II-31) como:

$$Q_2 = A_{real} * C_{2r} \quad (II-31)$$

¹⁰ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p34.

Capítulo II.

$$Q_2 = \pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_2 r \quad (m^3/s)$$

Donde:

μ_s – factor de reducción del área por la presencia del espesor del álabe.

Despejando la velocidad radial a la salida, de la expresión (II-31) se tiene que:

$$C_2 r = \frac{Q}{\pi * D_2 * b_2 * \mu_s}$$

Cálculo de μ_s

$$\mu_s = \frac{A_r}{A} = \frac{\pi * D_1 * b_1 - Z * \delta * b_1}{\pi * D_1 * b_1} \quad (II-32)$$

Donde:

A_r – área con la presencia de los álbes. (m^2)

A – área sin la presencia de los álbes. (m^2)

Z – número de álbes.

δ – espesor de los álbes. (m)

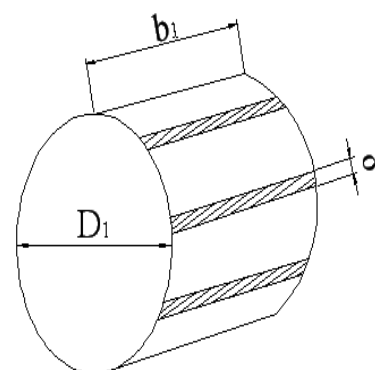


Fig. 18: Área con la presencia de álbes

2.4.8. Cálculo del número de álbes de un ventilador centrífugo.

El número de álbes según Néstor Ramos¹¹ que debe tener un ventilador centrífugo debe estar entre.

$$Z = 16 - 32$$

¹¹ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p189.

Capítulo II.

Antes de determinar Z se debe calcular primero el paso que hay entre álabes por la expresión (II-33) asumiendo una Z del rango anteriormente dicho, como:

$$t = \frac{\pi * D_2}{Z} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-33})$$

Después de determinado el paso se procede a calcular el número de álabes real por la expresión (II-34) que debe tener el ventilador.

$$Z = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2 * t} \quad (\text{II-34})$$

Comprobación.

Para comprobar si esto es cierto se procede a calcular un parámetro denominado densidad de la corona (r) por la fórmula (II-35) como:

$$r = \frac{La}{t} \quad (\text{II-35})$$

Donde:

L_a – longitud del arco del álabe.

Para los impelentes de ventiladores centrífugos, la densidad de la corona de álabes se encuentra en el diapasón de $r = 0.8 - 2.5$. Según Néstor Ramos¹².

La longitud del arco del álabe se calcula por la expresión (II-36) como:

$$La = \frac{\pi * \alpha * Ra}{180^\circ} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-36})$$

¹² Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p183.

Capítulo II.

Donde:

Ra – radio para la curvatura del álabe. (m)

. α – ángulo en grados medido desde el centro de radio (Ra) que contiene el álabe.

Después que han sido determinados los diámetros y los ángulos de los álaves se procede al trazado de los álaves; existen dos métodos principales uno mediante el trazado de un solo arco de curvatura y otro un poco más complejo que es el trazado de varios arcos circulares tangentes. Estos dos métodos serán explicados a continuación.

2.4.9. Trazado de álaves por el método de un solo arco

Los álaves de los impelentes de los ventiladores centrífugos generalmente son curvos, aunque en algunas construcciones pueden emplearse álaves rectos. Los álaves curvos generalmente se construyen con un solo radio de curvatura, el cual puede calcularse por la expresión (II-37) como:

$$Ra = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1)} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-37})$$

El radio de la circunferencia en el cual se hallan los centros de curvatura de los radios (Ra) se halla por la expresión (II-38).

$$Rc = \sqrt{0.25D_1^2 + R_a^2 - Ra * D_1 * \cos \beta_1} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-38})$$

El trazado del álabe se explica de la siguiente manera y se muestra en la Fig.19:

Capítulo II.

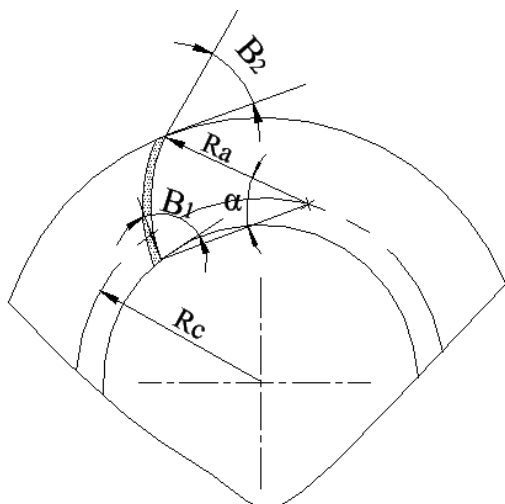


Fig.19:Trazado de álabes por el método de un solo arco.

1-Conociendo la cantidad de álabes que presenta el impelente se procede a dividirlos entre la longitud de la circunferencia de diámetro D_1 .

2-Luego se traza la circunferencia de radio R_c en el cual se hallarán los centros de curvatura de los radios R_a

3-Siendo dividida la circunferencia entre el número de álabes y de haber trazado la otra de radio R_c ; se localiza el centro de curvatura trazando una recta desde el

punto de posición donde se situará cada uno de los álabes con la longitud del radio R_a hasta cortar la circunferencia de radio R_c .

4- Se procede al trazado del arco que va desde la circunferencia de diámetro D_2 hasta la circunferencia de diámetro D_1 .

2.4.10. Trazado de álabes por el método de varios arcos circulares tangentes.

Para aplicar este método, se subdivide el impelente en un cierto número de anillos concéntricos, los cuales no tienen que estar igualmente espaciados. El radio que permite trazar cada uno de los arcos se calcula por la expresión (II-39).

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b * \cos \beta_b - R_a * \cos \beta_a)} \quad (\text{m}) \quad (\text{II-39})$$

Como β esta relacionado con las velocidades radiales y relativas; entonces este valor depende de la distribución de velocidades en el interior del rodete. Como este dato no se conoce, se puede suponer, partiendo de los valores conocidos a la

Capítulo II.

entrada y salida del impelente. Esta consideración aunque no es exacta no afecta sensiblemente los resultados finales.

$$\beta = \text{arc.sen}\left(\frac{C_r}{\omega}\right)$$

Los resultados pueden agruparse en la forma que se muestra en la tabla2.

R	Cr	ω	ρ
R ₁	C ₁ r	ω_1	P ₁
Ra			P ₂
Rb			P ₃
Rc			P ₄
R ₂	C ₂ r	ω_2	

Tabla 2: Resultados obtenidos por el método de varios arcos circulares tangente.

El trazado del álabe se explica de la siguiente manera:

1-Se trazan los radios R₁, Ra, Rb, Rc, R₂ (se pueden tomar mas de tres radios intermedios).

2-Se escoge arbitrariamente un punto A sobre el arco del radio R₁. Este punto definirá el borde de entrada del álabe en su línea media.

Capítulo II.

3-Se une mediante una línea recta el centro del impelente (0) con el punto A.

4-Partiendo de A se traza una recta inclinada respecto a la línea 0A, formando un ángulo β_1 . Sobre esta línea, y partiendo de A se marca el valor del radio ρ_1 , con lo cual se determina el centro (0') a partir del cual se traza el primer arco que partiendo de A debe cortar el círculo de radio R_a en el punto B.

5-Se une el punto B con el punto (0') y sobre la prolongación de esta línea se marca el centro (0'') situado a una distancia (ρ_2) del punto (B).

Para el trazado de los siguientes arcos se sigue el mismo procedimiento (Ver Fig. 20).

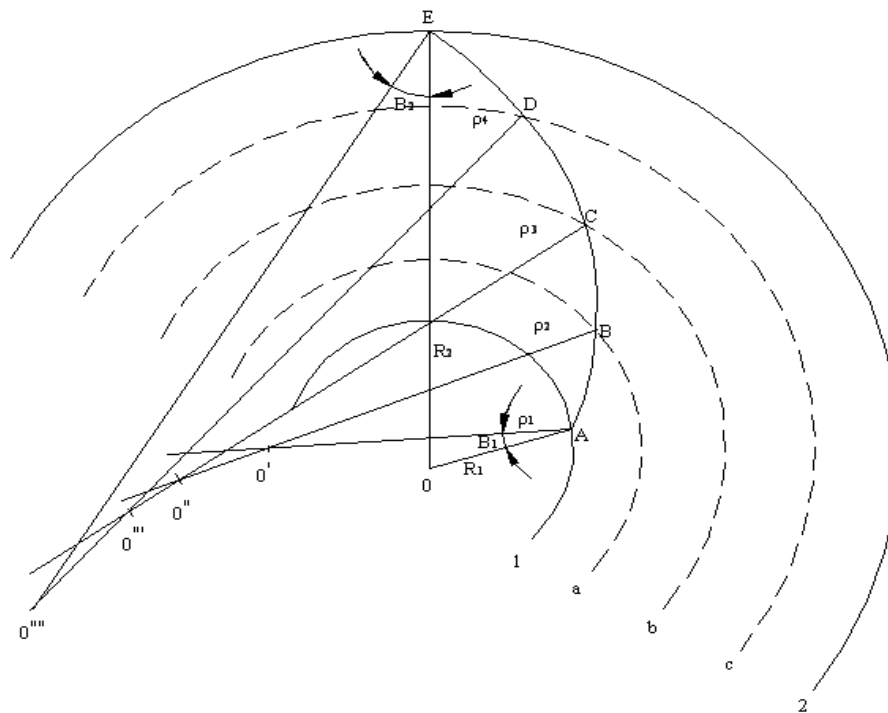


Fig. 20: Trazado de álabes por el método de varios arcos circulares tangentes

- Ver foto 6 y 7 de los anexos 4 y 5 donde se puede apreciar la configuración de los álabes de un ventilador centrífugo.

Capítulo II.

2.5. Cálculos para el diseño del eje del ventilador y para la selección de los cojinetes.

Partiendo que se desconoce el peso del impelente y el del propio eje se procede a su determinación aproximada por la expresión (II-40) conociendo que:

$$W_{\text{rotor}} = W_{\text{imp}} + W_{\text{eje}} \quad (\text{N}) \quad (\text{II-40})$$

Donde:

Para determinar el peso del impelente se parte de la fórmula (II-41).

$$W_{\text{imp}} = W_{\text{discos}} + W_{\text{alabes}} \quad (\text{N}) \quad (\text{II-41})$$

2.5.1. Cálculo para determinar el peso del impelente.

El impelente se considera que está formado por tres discos homogéneos y se determina por la expresión (II-42).

$$W_{\text{discos}} = 3 * V_{\text{discos}} * \gamma_{\text{acero}} \quad (\text{II-42})$$

$$W_{\text{discos}} = 3 * \frac{\pi * D_2^2}{4} * e * \gamma_{\text{acero}}$$

Siendo:

W_{discos} – peso de los discos (N)

V_{discos} – volumen de los discos (m^3)

D_2 - diámetro exterior de los discos. (m)

γ_{acero} – peso específico del acero. (N/m^3)

e – Espesor de los discos (m).

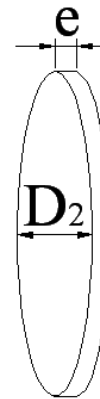


Fig.21:Discos que forman el impelente.

Capítulo II.

2.5.2. Cálculo para determinar el peso de los álabes.

Para la determinación del peso de los álabes se procede semejante al cálculo anterior, por la expresión

$$W_{\text{álabe}} = V_{\text{álabe}} * \gamma_{\text{acero}} \quad (\text{II-43})$$

$$W_{\text{álaves}} = Z * A * e_a * \gamma_{\text{acero}}$$

Siendo:

$W_{\text{álabe}}$ – peso del álabe (N)

$V_{\text{álabe}}$ – volumen del álabe (m^3)

Z – numero de álabes

A – área del álabe (m^2)

e_a – Espesor del álabe. (m).

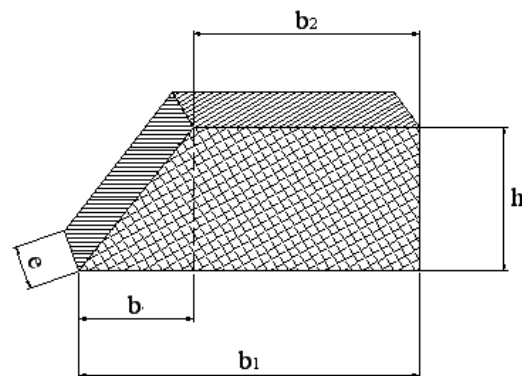


Fig.22: Representación de las dimensiones de un álabe del impelente

2.5.3. Cálculo del peso del eje.

Teniendo en cuenta que no se conoce el peso del eje, se procede al cálculo aproximado de este por la expresión, determinando primero el diámetro y considerando que este solo esta sometido al momento torsor que ejerce el motor sobre él.

$$W_{\text{eje}} = \frac{\pi * d_e^2}{4} * L_e * \gamma_{\text{acero}} \quad (\text{II-44})$$

Donde:

d_e – diámetro del eje. (m)

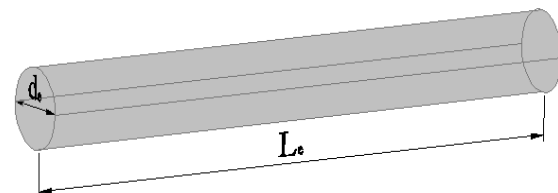


Fig.23: Representación de una barra de acero para la confección del eje

Capítulo II.

L_e – longitud del eje. (m)

2.5.4. Determinación del diámetro mínimo del eje¹³.

$$d = \sqrt{\frac{M_t}{0.2 * [\tau] * 10}} \quad (\text{cm}) \quad (\text{II-45})$$

Donde:

M_t - momento torsor. (N-m)

$[\tau]$ – esfuerzo permisible a la torsión. (kN/cm²)

Nota: para aceros al carbono $[\tau] = 1.2 - 2.0$ (kN/cm²).

El momento torsor se determina por la expresión (II-46) como:

$$M_t = 95550 * \frac{N_e}{n} \quad (\text{N-m}) \quad (\text{II-46})$$

Donde:

N_e – potencia del motor. (kW)

n – revoluciones del motor. (rpm)

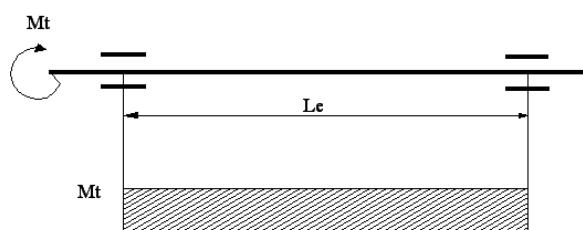


Fig.24: Representación gráfica del momento torsor que actúa sobre el eje

Cálculo de la potencia del motor¹⁴ por la expresión (II-47).

¹³ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p111

¹⁴ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p195.

Capítulo II.

$$Ne = m * \frac{Q * P * g}{1000 * \eta * \eta_t} \quad (II-47)$$

Donde:

.m – coeficiente de reserva de potencia. (Este valor varia de 1.05 – 1.2 el mayor valor es para menor consumo de potencia).

.η – eficiencia del equipo. (Varia de 0.75 – 0.95 en máquinas modernas).

.η_t - rendimiento de la transmisión. (Para transmisión directa es 1).

.g – aceleración de la gravedad. (m/s²)

P – presión de trabajo del ventilador. (N/m²)

Q – flujo que maneja el ventilador. (m³/s)

Determinado el peso total (peso del impelente + peso del eje), se procede a calcular la fuerza radial que actúa sobre el impelente.

Fuerzas radiales. La causa principal del surgimiento de las fuerzas radiales es la asimetría del flujo a la salida de la rueda de trabajo, condicionada principalmente por la influencia del conducto de descarga (de evacuación). Al cambiar la velocidad del conducto de evacuación según la ley de conservación de la energía tiene lugar la correspondiente variación de la presión por la longitud del conducto de evacuación. Estas presiones que varían proporcionan en total la fuerza radial que actúa sobre el rotor del ventilador.

2.5.5. Cálculo de la fuerza radial que actúa sobre el eje.

$$Pr = Kr \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right) \rho * g * H * D_2 * b_2 \quad (N) \quad (II-48)$$

Capítulo II.

De la fórmula se desprende que el valor máximo de la fuerza radial se determina por la expresión (II-49).

$$Pr = Kr * \rho * g * H * D_2 * b_2 \quad (II-49) \quad (\text{Cuando } Q = 0).$$

Donde:

Kr – coeficiente. (En los cálculos aproximados se toma $Kr \approx 0.36$).

Nota: En nuestro caso como el ventilador es de doble succión las fuerzas axiales que actúan se compensan, por lo que no se determina.

2.5.6. Cálculo del diámetro crítico considerando todas las fuerzas que actúan sobre el eje.

$$dc = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{Mf^2 + (\alpha * Mt^2)}}{0.1 * \sigma_{adm. flex. III}}} \quad (m) \quad (II-50)$$

. $\alpha = 1$ para el ciclo simétrico.

Mf – momento flector al que esta sometido el eje (N-m).

Cálculo del momento flector.

Según el gráfico del momento flector obtenido, que se muestra en la figura 25, este se va a determinar por la expresión (II-51).

$$Mf = \frac{Ra * Le}{2} \quad (N-m) \quad (II-51)$$

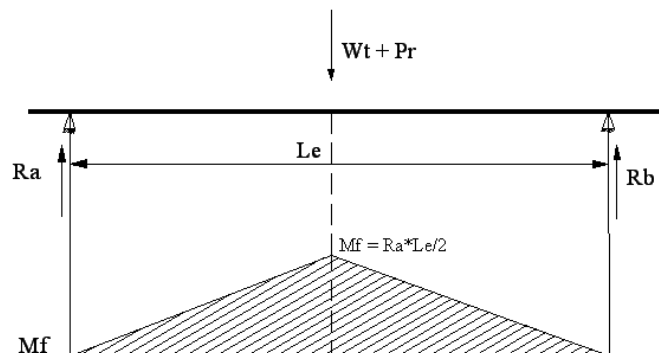


Fig.25: Gráfico de momento flector máximo al que esta sometido el eje

Capítulo II.

Donde:

Ra – reacción que hay en uno de los apoyos producto de la fuerza total que actúa sobre el eje.

2.5.7. Cálculo del coeficiente de seguridad de la resistencia a la fatiga.

El coeficiente de seguridad se calcula en las secciones más críticas del eje; en nuestro caso en uno de los cambios de diámetro figura 26. Este coeficiente se debe encontrar entre los valores $n = 1.5 - 2.5$ y se determina por la expresión (II-52) como:

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (\text{II-52})$$

Donde:

n_{σ} y n_{τ} – son los coeficientes de seguridad por las tensiones normales y tangenciales respectivamente.

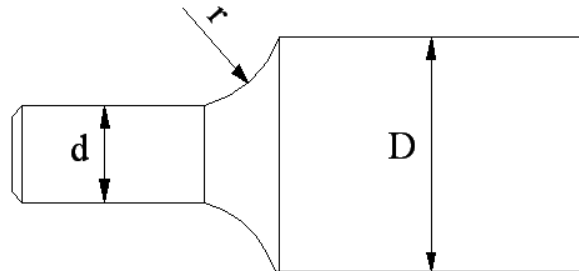


Fig.26: Representación del cambio de diámetro que experimenta el eje.

Determinación por la expresión (II-53) del coeficiente de seguridad por las tensiones normales (ausencia de torsión).

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} * \varepsilon * B_1 * B_2}{K_{\sigma} * \sigma_a} \quad (\text{II-53})$$

Donde:

σ_{-1} – límite de resistencia a la flexión.

Capítulo II.

. ε – factor de escala en función del diámetro. (Tabla 64. p 533 Reshetov).

B_1 – coeficiente de endurecimiento (endurecimiento debido a tratamientos en la superficie). (Tabla 72. p 538 Reshetov).

B_2 – factor de superficie del material (debido al tipo de maquinado que se realice en la superficie o de corrosión que esta presente). (Fig.C-3. p 502 Gilda).

K_σ – coeficiente de concentración de tensión a la flexión. (Tabla 65. p 533 Reshetov).

. σ_a – tensión amplitud del ciclo.

Determinación del límite de resistencia a la flexión según la fórmula (II-54).

$$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_u \text{ (Kgf/cm}^2\text{)} \quad (\text{II-54})$$

Donde:

. σ_u – coeficiente de rotura del material.

Nota: Estos cálculos se realizan teniendo en cuenta que el eje esta sometido a tensiones que varían en función del tiempo cíclicamente, en nuestro caso estas tensiones se rigen por el *ciclo simétrico*.

Determinación de la tensión amplitud del ciclo.

En nuestro caso:

$$.\sigma_a = \sigma_{\max}$$

Obteniéndose la tensión máxima a la flexión por la expresión (II-55) como:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf_{\max}}{\omega_f} \text{ (Kgf/cm}^2\text{)} \quad (\text{II-55})$$

Capítulo II.

Donde:

$M_{f_{\max}}$ – momento flector máximo.

ω_f – módulo de la flexión en la sección.

El módulo de la flexión en la sección se determina por la formula (II-56) como:

$$\omega_f = 0.1 * d^3 \text{ (cm}^3\text{)} \quad (\text{II-56})$$

Donde:

d – diámetro menor en la zona crítica del cambio de diámetro.

Determinación según la expresión (II-57) del coeficiente de seguridad por las tensiones tangenciales (ausencia de flexión).

$$n_\tau = \frac{T_f}{T_{\max}} \quad (\text{II-57})$$

Donde:

T_f – tensión de fluencia del material.

$T_{\max}$ – tensión máxima a la torsión.

La tensión máxima del material se determina por la fórmula (II-58).

$$T_{\max} = \frac{Mt}{\omega_t} \text{ (Kg/cm}^2\text{)} \quad (\text{II-58})$$

Donde:

Mt – momento torsor.

Capítulo II.

ω_f – módulo de la torsión en la sección.

Este módulo se calcula por la expresión (II-59).

$$\omega_t = 0.2 * d^3 \text{ (cm}^3\text{)} \text{ (II-59)}$$

2.5.8. Cálculo de la carga reducida que actúa sobre los cojinetes.

Calculados los momentos y comprobado el factor de seguridad a la fatiga, se establece el diámetro crítico del árbol y se comienza su dimensionamiento pasando al cálculo de los cojinetes de apoyo, para los cuáles se calcula la carga reducida (Q_c) por la fórmula (II-60) como:

$$Q_c = (x * k_a * R - y * A) * k_s * k_t * (n * h)^{0.3} \text{ (II-60)}$$

Donde:

R – Carga radial.

A – Carga axial.

x – coeficiente de carga radial. (Tabla 80 p 643 Reshetov).

y – coeficiente de carga axial. (Tabla 80 p 643 Reshetov).

k_a – coeficiente de rotación del aro. (Si gira el aro interior $k_a=1$, si gira el aro exterior $k_a=1.2$).

k_s – coeficiente de seguridad. (Tabla 81 p 645 Reshetov).

k_t – coeficiente de temperatura. (Párrafo p 642 Reshetov).

h – vida del cojinete en horas de trabajo.

Capítulo II.

Un vez determinado el valor de la carga reducida, se entra con este valor al catálogo de cojinetes o al Atlas de diseño de elementos de máquinas tomo II y entrando a la tabla con el diámetro, comprobamos que la carga reducida que dan para este cojinete sea mayor que la calculada, de ser así se puede utilizar el cojinete, si por el contrario la carga que se encuentra es mayor que la calculada entonces se tiene que volver a dimensionar el árbol y repetir el procedimiento.

2.5.9. Cálculo de la carcasa.

La función de la voluta es recolectar el flujo que sale del impulsor y conducirlos a una dirección determinada, además de transformar la carga dinámica del fluido en presión.

Para realizar el cálculo de la voluta se aplica el método del cuadrado Figura 27 y se determina tomando como base el cuadrado cuyo lado es la cuarta parte de la dimensión A como se aprecia en el esquema.

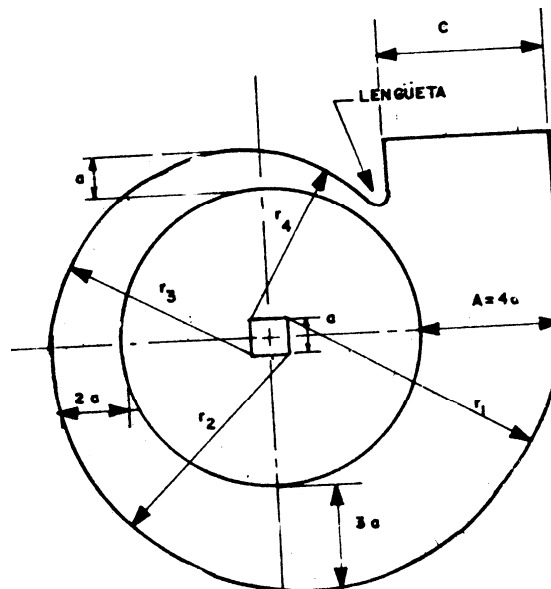


Fig.27: Diseño de la voluta por el método del cuadrado.

Capítulo II.

El área de salida está definida por las magnitudes B- ancho de la sección transversal de la carcasa y C- velocidad de salida de los gases por la voluta se determinan por la expresión (II-61) como:

$$C = 0.74 * C_2 \text{ (m/s)} \quad (\text{II-61})$$

Donde:

C_2 se determina por la fórmula (II-62) como:

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} \text{ (m/s)} \quad (\text{II-62})$$

B se recomienda calcularla según la expresión (II-63) como:

$$B \geq (0.4 \div 0.6) * D_1 \text{ (m)} \quad (\text{II-63})$$

De la ecuación de continuidad se tiene la siguiente expresión (II-64) donde:

$$Q = 4 * a * B * C \text{ (m)} \quad (\text{II-64})$$

Obteniéndose la expresión (II-65).

$$a = \frac{Q}{4 * B * C} \text{ (m)} \quad (\text{II-65})$$

Una vez que se tenga calculado el valor de (a) se puede pasar al dimensionamiento de la carcasa como se mostró en la figura 26.

➤ Ver anexo 1 y 2, donde se muestra la carcasa de un ventilador centrífugo.

Con este proceso de cálculo ya se obtienen las dimensiones principales para el diseño hidráulico y mecánico del ventilador de tiro inducido.

Capítulo II.

Conclusiones parciales.

- 1-Queda elaborada la secuencia de cálculo del flujo de gases de combustión para el dimensionamiento del ventilador de tiro inducido de los generadores de vapor que utilizan el bagazo como combustible.
- 2-Se establece la base metodológica para el diseño hidráulico-mecánico de los principales parámetros de un ventilador centrífugo para el tiro inducido.
- 3-Queda elaborada una hoja de Excel que sustenta los cálculos de combustión, cálculos hidráulicos y mecánicos para el dimensionamiento de un ventilador centrífugo para el tiro inducido.

Capítulo III.

Capítulo III: Validación de la metodología de cálculo. Aplicación al caso de estudio del central 14 de Julio.

3.1. Cálculo de los volúmenes de gases a partir de la metodología creada en el Capítulo I, con la ayuda que nos ofrece el Excel de diseño.

Parámetros operacionales del Generador de Vapor Evelma IV:

Flujo de vapor (Dv).....	35000 Kg vapor/h
Presión de generación (pv).....	18 Kg/cm ²
Temperatura del vapor (Tv).....	350 °C
Eficiencia de la caldera.....	70 %
Temperatura de salida de los gases de la combustión (Tg).....	200 °C
Relación aire/combustible (α).....	1.6
Temperatura del aire de combustión (Ta).....	30 °C
Temperatura del agua de alimentación (Taa).....	90 °C

De acuerdo con la tabla 1 composición elemental del bagazo, se fija esta en masa de trabajo que es la manera en que se suministra a la caldera.

Composición en masa de trabajo.

$C^t = 23\%$	$A^t = 1,15\%$
$H^t = 3,28\%$	$N^t = 0\%$
$O^t = 22,65\%$	$S^t = 0\%$

Fijada la composición del bagazo en masa de trabajo se procede al cálculo.

Capítulo III.

- ✓ **Cálculo según la expresión (II-1) del consumo de combustible a partir de la eficiencia del generador por el método directo.**

$$Bc = \frac{1}{\eta_{GV}} * \left(\frac{Dv * (iv - iaa)}{Vcs_{comb}} \right)$$

Vcs_{comb} es el valor calórico del combustible y se determina por la expresión (II-5) como:

$$Vcs_{comb} = 80.9 * C^t + 240 * H^t - 26(O^t - S^t) - 5.7 * W^t$$

$$Vcs_{comb} = \underline{1774} \text{ kcal/kgc.}$$

iv – Entalpía del vapor. $iv = 749.7 \text{ kcal/kg}_v$ para 18 kg/cm^2 y 350°C .

iaa – Entalpía del agua de alimentar $iaa = 90 \text{ kcal/kg}_v$ para 90°C .

Para un flujo de vapor $Dv = 35000 \text{ kg}_v/\text{h}$ y una eficiencia del 70% queda que:

$$Bc = 18592.45 \approx \underline{18600} \text{ kgc/h.}$$

- ✓ **Cálculo del volumen teórico de aire según la expresión (II-7).**

$$Va^\circ = 0.0889 \cdot (C + 0.375 \cdot S) + 0.265 \cdot H - 0.0333 \cdot O, \quad \text{m}^3\text{N/kg}$$

Teniendo en cuenta que el contenido de azufre es de 0% en el bagazo, la fórmula (II-7) queda:

$$Va^\circ = 0.0889 \cdot C + 0.265 \cdot H - 0.0333 \cdot O$$

$$Va^\circ = \underline{2.16} \text{ m}^3\text{N/kg.}$$

Capítulo III.

Según los parámetros del generador $\alpha = 1.6$, se procede al cálculo del volumen de aire real a la temperatura de trabajo por la fórmula (II-9).

$$Va_{real} = (Va^o * \alpha) * \frac{273 + Ta}{273}.$$

$$Va_{real} = \underline{\underline{3.84}} \text{ m}^3/\text{kg}$$

✓ **Cálculo del volumen de gases producto de la combustión según la expresión (II-10).**

El volumen de los gases de combustión se puede dividir para su cálculo en volumen de gases secos y volumen de vapor de agua (por kg de combustible).

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

Donde el volumen de gases secos se determina por la expresión (II-11) vista en el anterior capítulo.

$$V_{gs} = 0.01866 \cdot (C + 0.375 \cdot S) + 0.79 \cdot V_a^o + 0.008 \cdot N + (\alpha - 1) V_a^o$$

Sustituyendo los valores se obtiene que:

$$V_{gs} = \underline{\underline{3.43}} \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

Según la fórmula (II-14) el volumen de vapor de agua se determina como:

$$V_{H_2O} = 0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W + 0.00161 \cdot d_a \cdot V_a^o + 0.00161 \cdot d_a \cdot (\alpha - 1) V_a^o$$

$$V_{H_2O} = \underline{\underline{1.04}} \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

Finalmente se obtiene que el volumen de gases de la combustión sea:

Capítulo III.

$$V_g = \underline{4.47} \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

- ✓ **Para determinar el volumen de gases a la temperatura de trabajo aplicamos la expresión (II-16).**

$$V_{gt} = V_g * \frac{273 + T_g}{273}$$

Tomando una temperatura promedio del gas $T_g = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, se tiene que:

$$V_{gt} = \underline{7.92} \text{ m}^3/\text{kg}_c$$

Una vez obtenidos los valores reales de volúmenes de aire y gases producto de la combustión se pasa a determinar el flujo de gases que manejará el ventilador.

- ✓ **Flujo de gases que maneja el ventilador de tiro inducido aplicando la expresión (II-18).**

$$Q_g = ((V_{gt} * B_c)/3600) + 20\%$$

$$Q_g = \underline{48} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Nota: El flujo de gases obtenido es el que manejará el ventilador de doble succión, por lo que en los cálculos posteriores del diseño hidráulico y mecánico hay que tener en cuenta que se debe tomar la mitad de este flujo.

Capítulo III.

3.2. Aplicación de la metodología propuesta para el cálculo hidráulico y mecánico del ventilador.

Según la metodología planteada en el capítulo anterior, se debe comenzar por el cálculo de la velocidad de entrada del fluido al ventilador conociendo que:

Ventilador de tiro inducido (doble succión).

Velocidad del rotor $n = 890$ rpm.

Flujo volumétrico $Q_g = 24$ m³/s.

Presión = 150 mm c.a. = 1471.5 N/m²

Densidad del gas $\rho = 0.86$ (kg/m³)^{**}.

✓ **Cálculo de velocidad en la entrada por la expresión (II-19).**

$$C_0 = 0.48 * \sqrt{2 * g * h} \text{ (m/s)}$$

Según la fórmula (II-20) la altura real se determina como:

$$h = \frac{p_{vent}}{\gamma} = \frac{p_{vent}}{\rho_{gas} * g}$$

$$h = \underline{\underline{174.42}} \text{ m}$$

Por lo que:

$$C_0 = \underline{\underline{28.08}} \text{ m/s}$$

^{**} Igualmente tomado de datos promedios que se consultaron.

Capítulo III.

✓ **Cálculo del Diámetro de la boca de succión (D_0) por la expresión (II-21).**

$$Q = C_0 * \frac{\pi * D_0^2}{4}$$

Despejando y sustituyendo queda que:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_0}}$$

Por lo que:

$$D_0 = \mathbf{1.04 \text{ m}}$$

En los cálculos posteriores se debe tener en cuenta la siguiente consideración

$$D_1 = D_0$$

$$C_0 = C_1 = C_{1r}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

Esta consideración fue tomada del Néstor Ramos.

✓ **Cálculo del el ancho de entrada (b_1) según la expresión (II-22).**

Teniendo en cuenta que $C_0 = C_1 = C_{1r}$. considerada anteriormente y que el flujo va a ser igual a:

$$Q = \pi * D_1 * b_1 * C_{1r}$$

Entonces:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi * D_1 * C_{1r}}$$

$$b_1 = \mathbf{0.26 \text{ m}}$$

Capítulo III.

- ✓ **Cálculo del ángulo de salida a la entrada del impulsor (β_1) determinada según la expresión (II-23).**

$$\operatorname{Tg} \beta_1 = \frac{C_1 r}{u_1}$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_1 r}{u_1}$$

La velocidad tangencial u_1 se determina por la expresión (II-24) como:

$$u_1 = \omega * r_1$$

$$u_1 = \frac{2\pi * n * D_1}{60 * 2}$$

$$.u_1 = \underline{\underline{48.6}} \text{ m/s}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación anterior.

$$.\beta_1 = \underline{\underline{30.02^0 \approx 31^0}}$$

- ✓ **Cálculo del diámetro de descarga de impelente (D_2) determinado por la expresión (II-26).**

Para calcular el diámetro de descarga, primero se debe calcular la velocidad tangencial a la salida según la fórmula (II-25).

$$u_2 = \sqrt{\left(\frac{P_{vent}}{\rho_{gas}} - \frac{1}{2} * C_0^2 \right)} + u_1^2$$

$$.u_2 = \underline{\underline{60.65}} \text{ m/s}$$

Conociendo esto se aplica la expresión (II-26) donde:

Capítulo III.

$$u_2 = \frac{\pi * n * D_2}{60}$$

Despejando D_2 quedaría como:

$$D_2 = \frac{60 * u_2}{\pi * n}$$

$$D_2 = \underline{\underline{1.30}} \text{ m}$$

✓ **Cálculo del ancho (b_2) en la descarga del impelente.**

Según la metodología de cálculo consultada V. M Cherkassky¹⁵, b_2 se determina por la expresión (II-27) como:

$$b_2 = b_1 * \frac{D_1}{D_2}$$

$$b_2 = \underline{\underline{0.21}} \text{ m}$$

✓ **Cálculo del ángulo (β_2) a la salida del impulsor según la expresión (II-28).**

Para β_2 tenemos que como $\alpha_1 = 90^\circ$ entonces:

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_2 r}{u_2 - C_2 u}$$

Y según las expresiones (II-29) y (II-30) respectivamente:

¹⁵ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p49.

Capítulo III.

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 * C_2 u}{g}$$

$$H_{real} = \mu_{Z \neq \infty} * \eta_h * \frac{u_2 * C_2 u}{g}$$

Donde:

. μ – coeficiente de corrección que tiene en cuenta el número finito de álabes, su valor se encuentra generalmente en el entorno de 0.8.

. η_h – coeficiente de rendimiento hidráulico, este se encuentra entre (0.80 -0.96) para las máquinas centrífugas modernas.

Los valores anteriores fueron tomados del Néstor Ramos¹⁶

Despejando la velocidad $C_2 u$ de la expresión (II-30) se tiene que:

$$C_2 u = \frac{H_{real} * g}{\mu * \eta_h * u_2}$$

$$C_2 u = \mathbf{44.08 \text{ m/s}}$$

Para calcular la velocidad radial a la salida se utiliza la expresión (II-31).

$$Q_2 = A_{real} * C_2 r$$

$$Q_2 = \pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_2 r \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Donde:

μ_s – factor de reducción del espesor del álabe que tiene en consideración el área.

¹⁶ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p34.

Capítulo III.

Despejando la velocidad radial a la salida se tiene que:

$$C_2 r = \frac{Q}{\pi * D_2 * b_2 * \mu_s}$$

$$C_2 r = \underline{\underline{30.86}} \text{ m/s}$$

Cálculo de μ_s según la expresión (II-32).

$$\mu_s = \frac{A_r}{A} = \frac{\pi * D_1 * b_1 - Z * \delta * b_1}{\pi * D_1 * b} = \underline{\underline{0.91}}$$

Donde:

$Z = 16$. Número de álabes. (Tomado de cálculo posteriores)

$\delta = 0.015$ (m) .Espesor del álabe.

Por lo que el valor del ángulo a la salida del impelente va a tomar un valor de:

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_2 r}{u_2 - C_2 u} = \underline{\underline{61.76^\circ \approx 62^\circ}}$$

✓ Cálculo del número de álabes de un ventilador centrífugo.

El número de álabes que debe tener un ventilador centrífugo debe estar entre.

$$Z = 16 - 32$$

Antes de determinar Z se debe calcular primero el paso que hay entre álabes asumiendo una Z del rango anteriormente.

Según la expresión (II-33) este se calcula como:

Capítulo III.

$$t = \frac{\pi * D_2}{Z} = \underline{\underline{0.23}} \text{ m}$$

$$Z_{\text{asumido}} = 18$$

Cálculo del Z real por la fórmula (II-34).

$$Z = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2 * t} = \underline{\underline{16}}$$

Comprobación.

Cálculo de la densidad de la corana (r) por la expresión (II-35).

$$r = \frac{La}{t} = \underline{\underline{0.93}} \text{ m}$$

Este valor se encuentra entre el rango establecido $r = 0.8 - 2.5$. Por lo que el número de álabes sería el calculado.

La longitud del arco del álabe se calcula según la expresión (II-36) como:

$$La = \frac{\pi * \alpha * Ra}{180^\circ} = \underline{\underline{0.21}} \text{ m}$$

$\alpha = 90^\circ$ El ángulo se determinó llevando a escala los valores de los radios y procediendo al trazado del álabe con instrumentos en una hoja de papel.

- ✓ **Determinación de los radios (Ra y Rc) para el trazado del álabe por el método de un solo arco.**

Según la expresión (II-37) (Ra) se determina como:

Capítulo III.

$$Ra = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1)}$$

$$Ra = \underline{\underline{0.35}} \text{ m}$$

El radio de la circunferencia en el cual se hallan los centros de curvatura de los radios (Ra) se halla por la expresión (II-38).

$$Rc = \sqrt{0.25D_1^2 + R_a^2 - Ra * D_1 * \cos \beta_1}$$

Este va a ser igual a:

$$Rc = \underline{\underline{0.57}} \text{ m}$$

- **Cálculos para el diseño del eje del ventilador y para la selección de los cojinetes.**

✓ **Cálculo del peso de los discos.**

Este se determina por la expresión (II-42).

$$W_{\text{discos}} = 3 * V_{\text{discos}} * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{discos}} = 3 * \frac{\pi * D_2^2}{4} * e * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{discos}} = \underline{\underline{4583.79}} \text{ N}$$

La densidad de los aceros como valor medio es $\zeta = 7.8 * 10^3 \text{ Kg/m}^3$.

$$-\gamma_{\text{acero}} = \zeta * g = 7800 * 9.81 = 76518 \text{ N/m}^3$$

Capítulo III.

$$-e = 0.015 \text{ m}$$

$$-D_2 = 1.30 \text{ m}$$

✓ Cálculo del peso de los álabes según la expresión (II-43).

$$W_{\text{álabes}} = V_{\text{álabes}} * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{alabes}} = 2 * Z * A * e_a * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{álabes}} = \underline{1817.89 \text{ N}}$$

Nota: Como el ventilador es de doble succión se debe multiplicar por 2 para hallar el peso total de todos los álabes.

$$-e_a = 0.015$$

El área de los álabes va a ser igual a:

$$A = \frac{(b_1 - b_2) * h}{2} + b_2 * h$$

$$A = 0.049 \text{ m}$$

Siendo (h) igual a la longitud del arco del álabe.

✓ Cálculo del peso aproximado del eje.

Por la expresión (II-44) este se determina como:

$$W_{\text{eje}} = \frac{\pi * d_e^2}{4} * L_e * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{eje}} = \underline{1232.73 \text{ N}}$$

Capítulo III.

Siendo:

$$L_e = 4 \text{ m}$$

Para obtener este resultado primero se tuvo que determinar el diámetro del eje por la expresión (II-45) como:

$$d = \sqrt{\frac{Mt}{0.2 * [\tau] * 10}}$$

$$.d = \underline{\underline{7.16}} \text{ cm}$$

Tomando un esfuerzo permisible de 1.2 kN/cm² y habiendo calculado el momento torsor por la expresión (II-46) como:

$$Mt = 95550 * \frac{Ne}{n}$$

$$Mt = \underline{\underline{936.24}} \text{ N-m}$$

Siendo:

$$Ne = m * \frac{Q * P * g}{1000 * \eta * \eta_t}$$

$$Ne = 87.25 \approx \underline{\underline{88}} \text{ KW}$$

De donde:

$$.m = 1.05$$

$$.\eta = 0.85. \eta_t = 1$$

✓ **Cálculo del peso total al que estará sometido el eje.**

$$W_t = W_{\text{discos}} + W_{\text{álabes}} + W_{\text{eje}}$$

Capítulo III.

$$W_t = \underline{7778.62} \text{ N}$$

✓ Cálculo de la fuerza radial.

Según la expresión (II-49) la fuerza radial se determina como:

$$Pr = Kr * \rho * g * H * D_2 * b_2$$

$$Pr = \underline{144.20} \text{ N}$$

✓ Cálculo del diámetro crítico del eje considerando todas las fuerzas que actúan en el, según la fórmula (II-50) este se determina como:

$$dc = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{Mf^2 + (\alpha * Mt^2)}}{0.1 * \sigma_{adm. flex. III}}}$$

$$.dc = \underline{0.116} \text{ m}$$

Siendo:

$$.\sigma_{adm. flex. III} = 0.087 * \sigma_{res}$$

$$.\sigma_{res} = 610000000 \text{ N/m}^2$$

Determinación del momento flector según la expresión (II-51).

$$Mf = \frac{Ra * Le}{2}$$

$$Mf = \underline{7778.62} \text{ N-m}$$

$$Ra = W_t/2 = \underline{3889.31} \text{ N}$$

Capítulo III.

✓ Cálculo del coeficiente de seguridad de la resistencia a la fatiga.

El coeficiente de seguridad se calcula en las secciones mas criticas del eje; en nuestro caso en uno de los cambios de diámetro. Este coeficiente se debe encontrar entre los valores $n = 1.5 - 2.5$ y se determina por la expresión (II-52) como:

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

$$.n = \underline{\underline{1.6}}$$

Siendo:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} * \varepsilon * B_1 * B_2}{K_{\sigma} * \sigma_a}$$

$$.n_{\sigma} = \underline{\underline{1.56}}$$

Donde:

$$.\varepsilon = 0.70$$

$$B_1 = 3$$

$$B_2 = 0.85$$

$$K_{\sigma} = 1.6$$

Determinación del límite de resistencia a la flexión según la fórmula (II-54).

$$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_u$$

$$.\sigma_{-1} = \underline{\underline{2673.74}} \text{ Kg/cm}^2$$

Donde:

Capítulo III.

$\sigma_u = 6218 \text{ Kg/cm}^2$para el acero 45

Nota: Estos cálculos se realizan teniendo en cuenta que el eje esta sometido a tensiones que varían en función del tiempo cíclicamente, en nuestro caso estas tensiones se rigen por el *ciclo simétrico*.

Determinación de la tensión amplitud del ciclo.

En nuestro caso:

$$\sigma_a = \sigma_{\max}$$

Obteniéndose la tensión máxima a la flexión según la expresión (II-55) como:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf_{\max}}{\omega_f}$$

$$\sigma_{\max} = \underline{\underline{1879.53}} \text{ Kg/cm}^2$$

Donde:

$$Mf_{\max} = 79292.76 \text{ kgf-cm}$$

El módulo de la flexión en la sección se calcula por la expresión (II-56) como:

$$\omega_f = 0.1 * d^3$$

$$\omega_f = \underline{\underline{42.19}} \text{ cm}^3$$

Donde:

$$d = 7.5 \text{ cm}$$

Determinación según la expresión (II-57) del coeficiente de seguridad por las tensiones tangenciales (ausencia de flexión).

Capítulo III.

$$n_t = \frac{T_f}{T_{\max}}$$

$$.n_t = \underline{\underline{15.91}}$$

Siendo:

$$T_f = 0.5 * \sigma_f$$

$$T_f = \underline{\underline{1800}} \text{ kgf/cm}^2$$

Donde:

$$.\sigma_f = 3600 \text{ kgf/cm}^2 \dots\dots\dots \text{para el acero 45.}$$

La tensión máxima del material se determina por la fórmula (II-58) como:

$$T_{\max} = \frac{Mt}{\omega_t}$$

$$T_{\max} = \underline{\underline{113.11}} \text{ Kgf/cm}^2$$

Siendo:

$$Mt = 9543.7 \text{ kgf-cm}$$

El módulo se calcula según la expresión (II-59) como:

$$\omega_t = 0.2 * d^3$$

$$.\omega_t = \underline{\underline{84.38}} \text{ cm}^3$$

✓ **Cálculo de la carga reducida del cojinete.**

Esta se determina por la expresión (II-60) como:

Capítulo III.

$$Q_c = (x * k_a * R - y * A) * k_s * k_t * (n * h)^{0.3}$$

Nota: En nuestro caso no consideramos la fuerza axial, ya que nuestro ventilador es de doble succión y estas fuerzas se compensan.

En consideración a la nota anterior, la fórmula (II-60) de la carga reducida queda de la siguiente manera:

$$Q_c = x * k_a * R * k_s * k_t * (n * h)^{0.3}$$

$$Q_c = \underline{40614.60} \text{ kgf}$$

Siendo:

$$x = 1$$

$$k_t = 1.05$$

$$k_s = 1.2$$

$$k_a = 1$$

$$R = 3881.31 \text{ N}$$

$$h = 2616 \text{ h}$$

Entrando al Atlas de diseño de elementos de máquinas tomo II con la carga y el diámetro seleccionado para el cojinete, se determina el tipo a utilizar que en nuestro caso es **0215**.

✓ Cálculo de la carcasa.

La velocidad de salida de los gases por la voluta se determinan por la expresión (II-61) como:

$$C = 0.74 * C_2$$

Capítulo III.

$$C = \underline{\underline{40}} \text{ m/s}$$

Donde C_2 se determina por la fórmula (II-62) siendo:

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2}$$

$$C_2 = \underline{\underline{54}} \text{ m/s}$$

B se recomienda calcularla por la expresión (II-63) como:

$$B \geq (0.4 \div 0.6) * D_1$$

$$B = \underline{\underline{0.63}} \text{ m}$$

De la ecuación de continuidad se tiene la siguiente expresión (II-64) donde:

$$Q = 4 * a * B * C$$

Obteniéndose que:

$$a = \frac{Q}{4 * B * C}$$

$$.a = \underline{\underline{0.24}} \text{ m}$$

Capítulo III.

3.3. Valoración de los resultados del ventilador calculado, con uno mexicano importado para dicho servicio.

La tabla 3 da la comparación de los parámetros obtenidos durante el cálculo, por el dado por un fabricante mexicano.

Parámetros	Ventilador calculado	Ventilador seleccionado
<i>Flujo o caudal volumétrico (m³/s)</i>	48	32
<i>Diámetro de succión (m)</i>	1.04	0.95
<i>Diámetro de descarga (m)</i>	1.30	1.39
<i>Ancho de entrada (m)</i>	0.26	0.33
<i>Ancho de salida (m)</i>	0.21	0.21
<i>Número de alabes</i>	16	12
<i>Velocidad del rotor (rpm)</i>	890	880
<i>Diámetro del eje (mm)</i>	120	190
<i>Tipo de cojinetes</i>	0215	0219

Tabla 3: Comparación de parámetros entre ventiladores

Capítulo III.

Conclusiones parciales.

1. Se aplica la metodología de cálculo al caso de la caldera Evelma de 35 t/h de vapor. Se comprueba con ello la posibilidad de dimensionar máquinas de media y alta capacidad para el tiro inducido de generadores de vapor de combustión de bagazo.
2. Se realizaron los cálculos en el libro de Excel creado, comprobando la efectividad del mismo para el cálculo de la máquina propuesta.
3. Se comparan los resultados obtenidos con las dimensiones de máquinas semejantes de productores internacionales de prestigio, verificando que el cálculo realizado coincide con los estándares internacionales.
4. Falta la verificación real de construcción y ensayo de la máquina calculada.

Recomendaciones.

Conclusiones Generales

- 1- El estudio bibliográfico permite concluir que para el servicio del tiro inducido de los generadores de vapor, resulta aconsejable utilizar ventiladores centrífugos de doble o simple succión de álabes atrasados porque son los de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo.
- 2- Queda elaborada la metodología de cálculo de ventiladores centrífugos radiales para tiro inducido que posibilita realizar el cálculo de volúmenes de gases producto de la combustión, el dimensionamiento hidráulico y el cálculo mecánico de los elementos básicos.
- 3- Se aplica la metodología propuesta a un caso real en el central “14 de Julio” para dimensionar el ventilador de tiro inducido de la caldera Evelma de 35 t/h de vapor obteniéndose resultados acorde a la práctica profesional.
- 4- Se valida el dimensionamiento del ventilador con máquinas ofertadas por fabricantes extranjeros apreciándose que los resultados obtenidos por la metodología coinciden con los de la práctica internacional.

Recomendaciones.

Recomendaciones

- 1-Continuar el estudio de este tipo de máquina, fundamentalmente en la influencia de los ángulos constructivos de los álabes en el rendimiento del equipo.
- 2-De ser posible aplicar la teoría de semejanza y desarrollar estudios a escala reducida de este tipo de máquina.
- 3-Definir el método mas apropiado al caso cubano para el trazado de álabes.
Trabajar en función del procesamiento computacional del mismo.

Bibliografía.

Bibliografía

A.H.Church. (1987). *Bombas y Máquinas Soplates Centrífugas* (p. 312). La Habana: Revolucionaria.

Adalberto Daniel Rodríguez Arias, Belquis Rosabal Ponce, & Pedro Brean Martínez. (2000). *Teoría y Práctica de los Procesos de Combustión: Composición Elemental de algunos Combustibles Solidos* (p. 396). La Habana: Academia.

Atlas de Diseño de Elementos de Máquinas. (1976). (Vol. 1, p. 101). Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación.

D.Reshetov. (1990). *Elementos de Máquinas* (p. 830). Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación.

E.Hugot. (1987). *Manual para Ingenieros Azucareros* (p. 626). La Habana: Revolucionaria.

Gilda Fernández Levy. (1983). *Resistencia de Materiales* (Pueblo y Educación., Vols. 1-2, p. 511). Ciudad de la Habana.

J. Carlos Agüero. (2009, abril). Consideraciones sobre el aprovechamiento racional del vagazo de caña como combustible. . Retrieved from

Bibliografía.

<http://www.herrera.unt.edu.ar/revistacet/avances/avance08.pdf>.

José Masana Tardá. (1966). *Ventiladores y Turbocompresores* (p. 176). Barcelona: MARCOMBO,S.A.

Joseph.H.Keenan, Frederick.G.Keyes, Philip.G.Hill, & Joan.G.Moore. (1978). *Thermodynamics properties of water including vapor, liquid, and solid phases* (p. 155). S.I.

Luis Oliva Ruiz. (2004, March). Influencia de las partículas de bagazo de caña menores de 300 micrones en las pérdidas de calor por incompleta combustión mecánica. . Retrieved January 1, 2000, from <http://www.uh.cu/infogral/areasuh/vri/archivos/CAR/seminario2004/PDF/PO NENCIAS/Luis.Oliva/Luis.Oliva.pdf>.

Néstor Ramos Páez. (1995). *Bombas, Ventiladores y Compresores* (p. 398). La Habana: ISPJAE.

Nordelo, A. B. (2007). *Combustión y Generación de Vapor* (p. 133). Cienfuegos: Universo SUR.

Pedro Pacheco Bextot. (1987). *Bombas, Ventiladores y Compresores* (p. 177). Santiago de Cuba: ISPJAM.

Bibliografía.

Rafael Suares Rivacoba. (2008, March 5). Caña de Azúcar y Sostenibilidad: Enfoques y experiencias cubanas. . Retrieved January 1, 2000, from http://www.desal.org.mx/article.php3?id_article=26.

V.Dobrovolki. (1980). *Elementos de Máquinas* (p. 582). Moscú: MIR.

V.I.Feodosiev. (1980). *Resistencia de Materiales* (p. 576). Moscú: MIR.

V.M.Cherkasski. (1986). *Bombas, Ventiladores y Compresores* (p. 370). Moscú: MIR.

Virgil Moring Faires. (1966). *Termodinámica* (p. 807). La Habana: Revolucionaria.

(Hecho con la ayuda del programa Zotero, utilizando la Norma APA).

Anexos.

Anexos

Anexo 1



Foto 1: Ventilador de doble succión para el tiro inducido. (Mexicano)

Anexos.

Anexo 2



Foto 2: El mismo ventilador visto desde otro ángulo

Anexos.

Anexo 3



Foto 3: Vista del eje del ventilador



Foto 4: Eje y ojo de succión del ventilador.

Anexos.

Anexo 4



Foto 5: Vista del acoplamiento eje-impelente



Foto 6: Impelente del ventilador de doble succión

Anexos.

Anexo 5

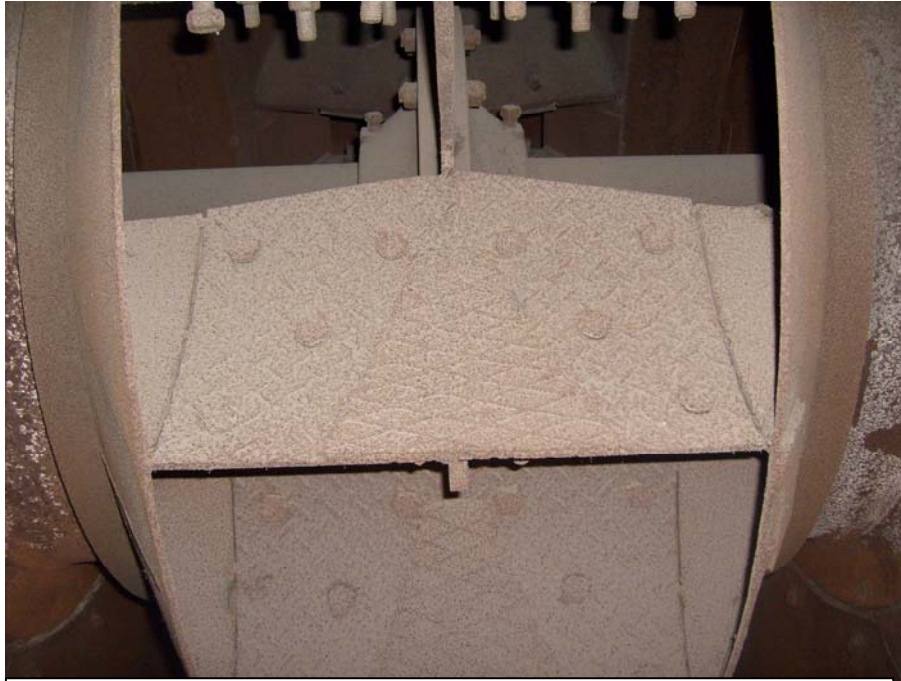


Foto 7: Vista detallada de la forma de los álabes

