



UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS

Carlos Rafael Rodríguez

Trabajo de Diploma.

Título: Metodología para el diseño hidráulico y mecánico de ventiladores centrífugos para tiro inducido y forzado en generadores de vapor de la Industria Azucarera Cubana.

Diplomante: Boris Milian Treto.

Tutor: Dr. José P. Monteagudo Yanes.

Consultantes: Dr. Aníbal E. Borroto Nordelo.

Ing. Dietman González Suárez.

Curso: 2009-2010.

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.

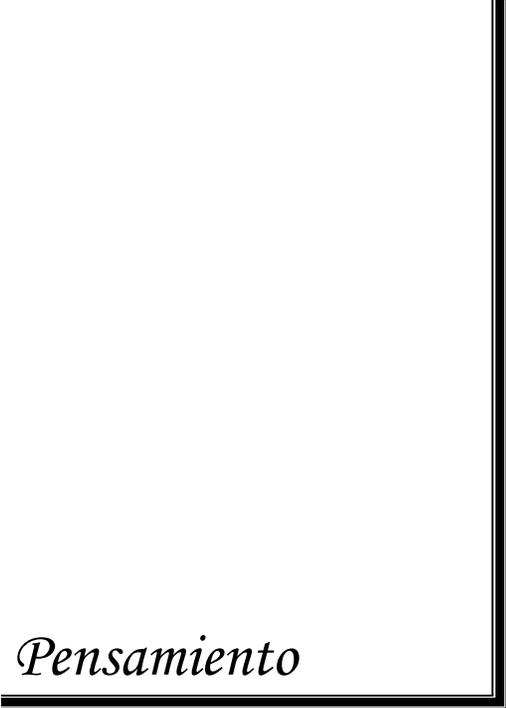
Firma del Tutor

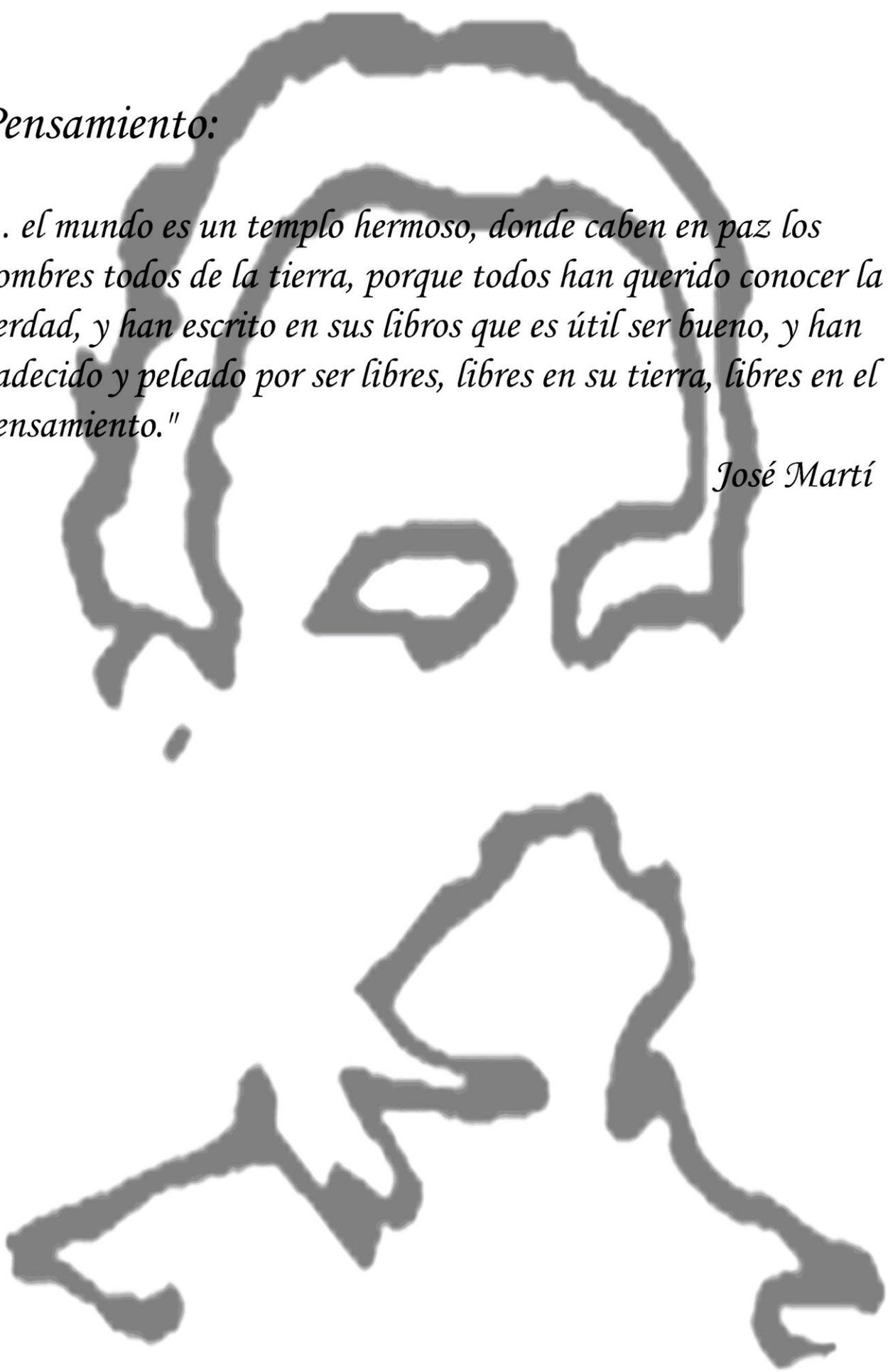
Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento





Pensamiento:

"... el mundo es un templo hermoso, donde caben en paz los hombres todos de la tierra, porque todos han querido conocer la verdad, y han escrito en sus libros que es útil ser bueno, y han padecido y peleado por ser libres, libres en su tierra, libres en el pensamiento."

José Martí

Agradecimientos

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 hermana, de quien vivo orgulloso y agradecido no solo por imprimírle a mi vida un reto profesional, si no también por existir y darme la oportunidad de ser su guía en la vida.*

- 👍 *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 allegadas 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.*

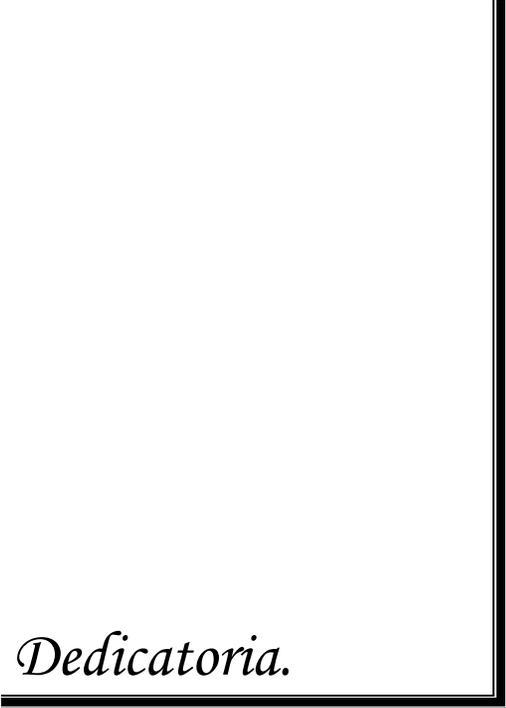
- 👍 *A mis compañeros de grupo, que compartieron conmigo todos estos años de estudio.*

- 👍 *A mis amigos, que los considero como si fueran mis hermanos, ya que me han acompañado siempre y apoyado incondicionalmente ante toda dificultad que se me ha presentado.*

- 👍 *Y a todos aquellos que influyeron de una u otra manera en la realización de este trabajo.*

A todos mi eterna gratitud...

Dedicatoria.

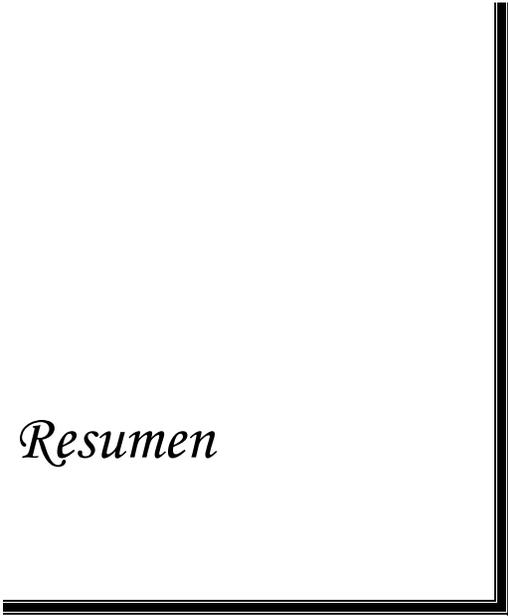


Dedicatoria

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, Omar Milian Cabreriza y Tatiana Treto Correa.

De quien le estará eternamente agradecido, su hijo.

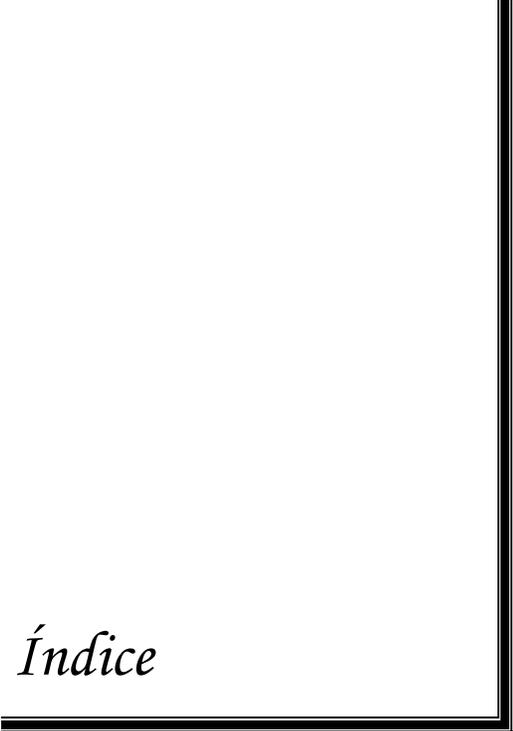
Resumen



Resumen:

El presente trabajo esta dirigido a la elaboración de una metodología de cálculo hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro forzado e inducido de la industria azucarera que permita hacer un diseño de los mismos en nuestro país. Para ello se realizó una búsqueda bibliográfica profunda que permitiera aumentar los conocimientos sobre el amplio mundo de la ventilación industrial. Con la investigación se logró cumplir los objetivos trazados, obteniendo una metodología bastante clara y rigurosa para el cálculo y diseño de ventiladores y se elabora un programa en Excel que permite realizar los cálculos con solo introducirle los datos fundamentales. Se comprueba la metodología con el cálculo verificativo de un ventilador de alta capacidad. Los resultados obtenidos difieren de los dados por el fabricante en cerca de un 2 %. El trabajo constituye de gran importancia para el diseño de ventiladores centrífugos en el país, por ser la primera vez que se crea una metodología de cálculo para los mismos.

Índice



Índice.

	Pág.
Resumen	
Índice	
Introducción.-----	1
<u>Capítulo I:</u> Estado actual de la construcción de ventiladores de tiro inducido y forzado en generadores de vapor de la industria azucarera.----	4
1.1- Introducción al estudio de los ventiladores industriales.-----	5
1.1.1- Ventiladores radiales (centrífugos).-----	6
1.1.2- Ventiladores axiales.-----	8
1.2- Comparación entre ventiladores centrífugos y axiales.-----	11
1.3- Aplicaciones de los ventiladores radiales y axiales.-----	11
1.4- Evolución histórica de la producción, compra y desarrollo de ventiladores centrífugos para la industria azucarera nacional. Tendencias actuales.-----	12
1.5- Características técnicas de los ventiladores importados. Principales suministradores a Cuba. Precios internacionales.-----	17
1.6- Principales problemas durante la explotación del parque de ventiladores importados.-----	17
1.7- Tendencias internacionales en el diseño de ventiladores para tiro inducido y forzado.-----	18
Conclusiones parciales.-----	19
<u>Capítulo II:</u> Metodología de cálculo para le determinación de volúmenes	

de aire y gases de combustión en combustibles sólidos.-----	21
2.1- Generadores de vapor en la industria azucarera cubana.-----	21
2.2- Fundamentos teóricos del cálculo de volúmenes de aire y gases en los procesos de combustión de combustibles sólidos.-----	22
2.2.1- Composición del bagazo como combustible.-----	22
2.2.2- Cálculo del consumo de combustible a partir de la eficiencia del generador por el método directo.-----	23
2.2.3- Cantidad de aire teórico. Coeficiente de exceso de aire. Cantidad de aire real a la temperatura de trabajo.-----	25
2.2.4- Volumen de gases producto de la combustión. Volumen de gases a la temperatura de trabajo.-----	26
2.2.5- Flujo de aire y gases que manejarán el ventilador de tiro forzado e inducido respectivamente.-----	28
2.3- Elaboración de metodología simplificada para el cálculo de los volúmenes de aire y gas en los procesos de combustión y caídas de presiones en los tractos de aire y gas de los generadores de vapor.-----	29
2.4- Presentación de la hoja de cálculo en Excel elaborada para el cálculo automatizado de los volúmenes de aire y de gases.-----	31
Conclusiones parciales.-----	34
 <u>Capítulo III:</u> Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor de la industria azucarera cubana.-----	36
3.1- Los ventiladores en los generadores de vapor.-----	36
3.2- Fundamentos teóricos para el cálculo hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor.-----	36
3.2.1- Cálculo del diámetro del ojo de succión del ventilador (D_s).-----	37

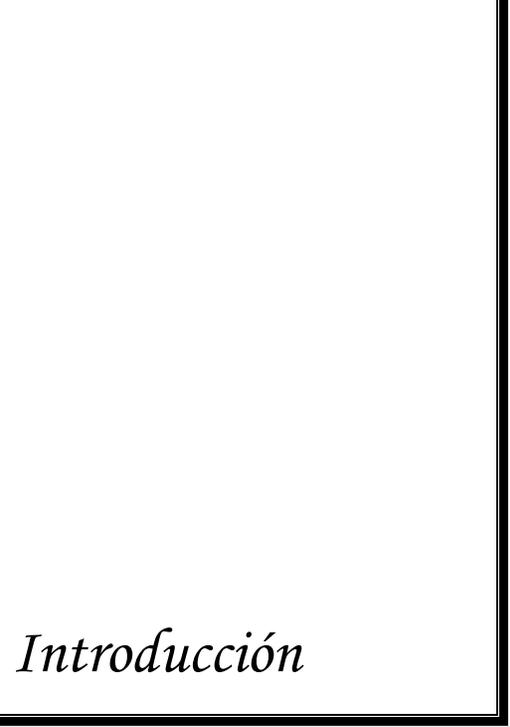
3.2.2- Determinación del ángulo de entrada del impulsor (β_1).-----	40
3.2.3- Cálculo de la dimensión (b_1) en la entrada del impulsor.-----	41
3.2.4- Cálculo del diámetro de descarga del impelente (D_d).-----	41
3.2.5- Cálculo de la dimensión (b_2) de descarga del impelente.-----	42
3.2.6- Determinación del ángulo de salida (β_2).-----	43
3.2.7- Cálculo del árbol del ventilador y selección de los cojinetes.-----	44
3.2.8- Cálculo de la carcaza.-----	58
3.3- Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los impelentes y carcazas de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor de la industria azucarera nacional.-----	60
3.4- Elaboración de una hoja de cálculo en Excel para el desarrollo de los cálculos hidráulicos y mecánicos de los impelentes y carcazas de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor.-----	65
Conclusiones parciales.-----	71
<u>Capítulo IV</u> : Desarrollo técnico de proyectos de ventiladores de tiro inducido y forzado para dos situaciones reales de la industria azucarera de la provincia de Cienfuegos.-----	72
4.1- Cálculo de los volúmenes de gases y aire para los ventiladores de tiro inducido y forzado a partir de la metodología creada en el Capítulo II y apoyándose en el programa hecho en Excel.-----	73
4.2- Cálculo los parámetros fundamentales de los ventiladores.-----	80
Conclusiones parciales.-----	92
Conclusiones Generales.-----	94

Recomendaciones.----- 96

Bibliografía.----- 98

Anexos.

Introducción



Introducción.

La empresa Azucarera “14 de Julio” requiere de un ventilador centrífugo tanto para el tiro inducido como forzado 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 y forzados 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.

1. Problema.

Las empresas nacionales, proceden al diseño y construcción de ventiladores centrífugos de mediano y gran tamaño, a partir de copias de modelos extranjeros, estos ventiladores construidos, en varias ocasiones no llegan a satisfacer adecuadamente las exigencias técnicas solicitadas por los compradores, ya sea,

por una mala copia, carencia o selección errónea de materiales necesarios, lo cuál atenta contra el funcionamiento de la máquina durante su explotación.

2. Hipótesis.

El desarrollo de una metodología para el diseño y construcción de ventiladores centrífugos en empresas nacionales posibilita reducir los costos de importación y lograr diseños más acorde a las exigencias técnicas nacionales.

3. Objetivo General.

Lograr el desarrollo de una metodología para el diseño hidráulico y mecánico de ventiladores centrífugos para la industria nacional.

4. Objetivos Específicos.

Resumir las tendencias actuales en el desarrollo de ventiladores centrífugos para los tiros inducido y forzados de los generadores de vapor de la industria azucarera cubana.

Desarrollar una metodología para los diseños hidráulicos y mecánicos de ventiladores centrífugos para tiro forzado e inducido de generadores de vapor de combustibles sólidos.

Elaborar hojas de cálculo en Excel que faciliten el cálculo de los volúmenes de aire, gases de combustión, así como el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las máquinas.

5. Estructura del informe.

El trabajo fue estructurado con cinco capítulos que contienen:

- Capítulo I en este se hace una breve introducción al estudio de los ventiladores así como una descripción del estado actual de la construcción de ventiladores centrífugos para tiro inducido y forzado de generadores de

vapor en la industria azucarera, así como características de los ventiladores y la tendencia actual en su diseño.

- Capítulo II en el cuál se describe una metodología para la determinación de los volúmenes de aire y gases en los procesos de combustión de los combustibles sólidos.
- Capítulo III se brinda la metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor de la industria azucarera cubana.
- Capítulo IV en el cuál se realiza el desarrollo técnico de proyectos de ventiladores de tiro inducido y forzado para una situación real de la industria azucarera de la provincia de Cienfuegos.
- Además se creó un libro de Excel que permite realizar los cálculos fundamentales para determinar los volúmenes de gases y aire que manejan los ventiladores de tiro inducido y forzado, así como el cálculo de los parámetros principales para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de los mismos.

Capítulo I

Capítulo I: Estado actual de la construcción de ventiladores centrífugos para tiro inducido y forzado de generadores de vapor en la industria azucarera.

1.1. Introducción al estudio de ventiladores industriales.

Un ventilador es una turbo-máquina con la caracteriza de que el fluido impulsado, es un gas (fluido compresible) al que transfiere una potencia con un determinado rendimiento.

De acuerdo a la presión que estos son capaces de aportar al fluido algunos expertos en la materia lo clasificar en cuatro grupos principales:

- ventiladores de baja presión: hasta una presión del orden 200 mm c agua (ventiladores propiamente dichos).
- ventiladores de media presión: entre 200 y 800 mm c agua (soplantes)
- ventiladores de alta presión: entre 800 y 2500 mm c agua (turbo-soplantes)
- ventiladores de muy alta presión , mayor a 2500 mm c agua (turbocompresores)

En función de la trayectoria del fluido, todos estos ventiladores se pueden clasificar en:

- de flujo radial (centrífugos)
- de flujo semiaxial (helico-centrífugos)

- de flujo axial

1.1.1. Ventiladores radiales (centrífugos).

En los ventiladores centrífugos la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y está perpendicular al mismo a la salida. Si el aire a la salida se recoge perimetralmente en una voluta, entonces se dice que el ventilador es de voluta.

Estos ventiladores tienen tres tipos básicos de rodetes:

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

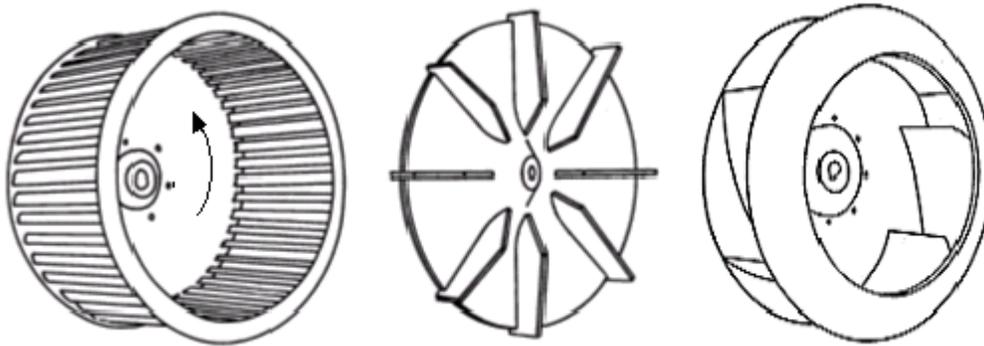


Figura 1.1: Rodetes de ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia delante, radiales y atrás.

Los ventiladores de álabes *curvados hacia adelante* (también se llaman de jaula de ardilla) tienen una hélice o rodete con las álabes curvadas 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 desequilibrado del rodete.

Estos ventiladores tienen un rendimiento bajo 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.

Los ventiladores centrífugos *radiales* 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 a 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 trasiegan aire sucio o limpio.

Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás 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 (ver curvas en la figura 1.2).

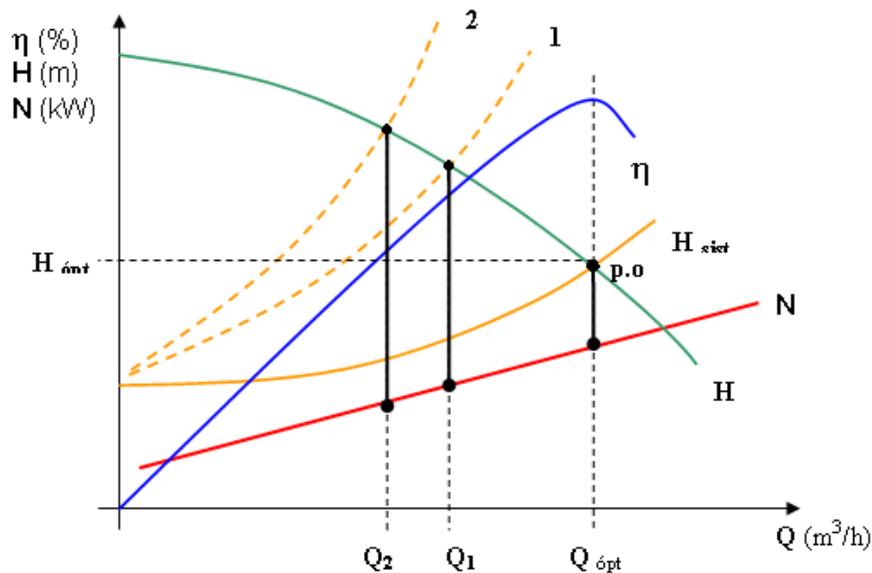


Figura 1.2: Curvas características del ventilador “no sobrecargable”.

1.1.2. Ventiladores axiales

Los ventiladores axiales (figura 1.3) son aquellos en los que el aire o gas se mueve en la misma dirección del eje de rotación y existen tres tipos básicos de ventiladores axiales: Helicoidales, tubulares y tubulares con directrices.



Figura 1.3: Ventiladores axiales.

Los *ventiladores helicoidales* se emplean para mover aire con poca pérdida de carga, y su aplicación más común es la ventilación general. Se construyen con dos tipos de álabes: álabes de disco para ventiladores sin ningún conducto; y álabes estrechos para ventiladores que deban vencer resistencias bajas (menos de 25 mm c agua). Sus prestaciones están muy influenciadas por la resistencia al flujo del aire y un pequeño incremento de la presión provoca una reducción importante del caudal.

Los *ventiladores tubulares* disponen de una hélice de álabes estrechos de sección constante o con perfil aerodinámico (ala portante) montada en una carcasa cilíndrica. Generalmente no disponen de ningún mecanismo para enderezar el flujo de aire. Los ventiladores tubulares pueden mover aire venciendo resistencias moderadas (menos de 50 mm c agua).

Los *ventiladores tubulares con directrices* tienen una hélice de álabes con perfil aerodinámico (ala portante) montado en una carcasa cilíndrica que normalmente dispone de aletas enderezadoras del flujo de aire en el lado de impulsión de la

hélice. En comparación con los otros tipos de ventiladores axiales, éstos tienen un rendimiento superior y pueden desarrollar presiones superiores (hasta 200 mm c agua). Están limitados a los casos en los que se trabaja con aire limpio.

Las directrices tienen la misión de hacer desaparecer la rotación existente o adquirida por el fluido en la instalación, a la entrada del rodete o tras su paso por el mismo. Estas directrices pueden colocarse a la entrada o a la salida del rodete, incluso las hay móviles. Han de ser calculadas adecuadamente pues, aunque mejoran las características del flujo del aire haciendo que el ventilador trabaje en mejores condiciones, producen una pérdida de presión adicional que puede condicionar el resto de la instalación. Además, pueden ser contraproducentes ante cambios importantes del caudal de diseño.

1.2. Comparación entre los ventiladores centrífugos y axiales.

En general, los ventiladores centrífugos son más fáciles de controlar, más fuertes y menos ruidosos que los de flujo axial. Su eficiencia no cae con tanta rapidez cuando funcionan en condiciones que no son de diseño.

En las aplicaciones de procesos industriales, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos, estos son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción.

Los ventiladores axiales tienen límites estrechos de operación a su máxima eficiencia, lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo, se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

1.3. Aplicación de los ventiladores axiales y centrífugos.

La gama de ventiladores tanto axiales como centrífugos que se fabrican en la actualidad 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.
- Buques.
- Plantas de Tratamiento de residuos.

1.4. 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 producido por los ventiladores es muy amplia y en nuestra industria azucarera que se aplican en:

- Los generadores de vapor.
- Secadores de azúcar.
- Sistema de enfriamiento de equipos.
- Centros de acopio y limpiezas.
- Hornos de las Plantas de Cal.
- Sistemas de ventilación y transporte de partículas de sólidos (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 de 25, 35, 45, 55, 60 y 80 Tn/h de generación 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 del mercado existente, se definían las características fundamentales (Caudal, presión y temperatura del fluido) y se procedía a su adquisición, instalación y explotación por parte del MINAZ como órgano rector del sector en los distintos Centrales Azucareros.

Motivado por el desarrollo, producto de la Revolución Cubana y la aplicación del brutal bloqueo que dificulta la posibilidad del mercado para la adquisición de los ventiladores nuevos o de reposición, nos vimos en la necesidad de conocer con mayor profundidad lo relacionado con el diseño y construcción de los ventiladores,

partiendo de los equipos adquiridos y la literatura del tema, lo que permitió hacer lo que se conoce como ingeniería inversa o reposición de sus características originales.

Este trabajo de recalcado de equipos conocidos, posibilitó la realización de Diseños Nacionales en aquellos casos que el deterioro producto de la explotación tuviese como resultado la reposición del mismo y ante la imposibilidad de la adquisición, se acometía dicha tarea.

Esta tarea dió la posibilidad de la construcción y explotación de ventiladores de versión Cubana en casos puntuales y sus reposiciones aunque no eran exactamente el original.

En los momentos actuales, por su alto costo de adquisición y de la demanda nacional, se ha trazado como estrategia MINAZ, el proyecto, diseño y construcción de Ventiladores Nacionales y solamente la adquisición de sus componentes, motores eléctricos y otros materiales.

Se prevé la adquisición, instalación y explotación de los equipos que producto del desarrollo energético del sector sus características estén muy por encima de lo realizado y el poco tiempo disponible sea recomendado su adquisición, en esos casos, de no poder adquirir su reposición se procedería a la aplicación del método desarrollado para restablecer sus características.

De la documentación existente en los Archivos Técnicos del MINAZ 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>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 EVELMA 35 tn/h de generación de vapor.

<u>Características a instalar</u>	<u>VTI</u>	<u>VTFP</u>	<u>VTFS</u>
Código	VTI 16,9	VTF-9,7	VRS 8.9
Tipo de succión	Doble	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>VTI</u>	<u>VTFP</u>	<u>VTFS</u>
Código	VTI-51	VTF 17	VRS 6,3
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>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

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

<u>Características a instalar</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>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
Potencia instalada en kw	280
Revoluciones rpm	890

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

<u>Características a instalar</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

1.5. 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.

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.

1.6. 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 alabe 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.

1.7. Tendencias internacionales en el diseño de los ventiladores para tiro inducido y forzado.

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 garantizado.
- 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.

Conclusiones parciales.

1. El aumento del costo y la dificultad de adquisición de los ventiladores provocó la necesidad del estudio de ventiladores importados para conocer sus características y de esta forma reponerlas, pero sin tener una metodología de cálculo particular.
2. El método utilizado para la reposición de los ventiladores resolvía el problema pero no daba características exactas a las esperadas que permitiera la construcción a partir de diseños nacionales.

Capítulo II

A decorative L-shaped border consisting of two parallel black lines, one horizontal and one vertical, meeting at a right angle in the bottom right corner of the page.

Capítulo II: Metodología para la determinación de los volúmenes de aire y gases en los procesos de combustión de los combustibles sólidos.

2.1. Generadores de vapor en la industria azucarera cubana.

Hoy en día los generadores de vapor tienen varias aplicaciones, ya sea para generar energía eléctrica, mecánica o como agente calefactor en las industrias. Estos se pueden clasificar de acuerdo con la disposición de los fluidos en los tubos en:

- Generadores de tubos de fuego o piro-tubulares, en estos los gases calientes circulan por dentro de los tubos, mientras que el agua está por fuera. Son generadores de pequeñas cantidades de vapor.
- Generadores de tubos de agua o acuotubulares, en los cuales el agua circula por dentro de los tubos y los gases calientes están por fuera. Son generadores de mayores cantidades de vapor.

También se pueden clasificar de acuerdo al sistema de combustión del combustible en el horno en:

- Generadores de combustible líquido.
- Generadores de combustible sólido.
- Generadores de combustible gaseoso.
- Y generadores recuperadores de calor, son aquellos que obtienen el calor para generar vapor de gases calientes de otro proceso.

En la industria azucarera por lo general, los generadores utilizados son los acuotubulares de combustible sólido (bagazo), para este caso el horno debe estar diseñado para lograr la combustión del bagazo en una de las siguientes formas:

- Combustión en llama. (El combustible se quema pulverizándolo y lanzándolo a mezclarse con el aire de forma tal que se logre formar una llama continua y estable).
- Combustión en suspensión. (El combustible se lanza pulverizado a la cámara del horno, quemando sus partículas mientras se mantienen suspendidas por corrientes de aire y gases).
- Combustión en capa. (El combustible se acumula en la parrilla del horno, ya sea en forma de capa o de pila, este caso es un poco más ineficiente porque se necesitan grandes cantidades de aire para lograr una buena combustión).

Los métodos de combustión a la llama y en suspensión, le permiten tener una mayor eficiencia a los generadores, pues se logra tener un mejor contacto combustible – comburente, disminuyendo las pérdidas por incombustión, además se reduce el coeficiente de exceso de aire disminuyendo las pérdidas por calor sensible en los gases de salida de la caldera.

2.2. Fundamentos teóricos del cálculo de los volúmenes de aires y gases en los procesos de combustión de los combustibles sólidos.

2.2.1. Composición del bagazo como combustible.

Partiendo de que se va a analizar la combustión de combustibles sólidos y en particular el 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.¹

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 2.1.

¹ Rodríguez, A. A. Composición elemental de algunos combustibles sólidos. — La Habana: Editorial Academia, 2000. — p1.

Tabla 2.1: 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 el principal, así como la cantidad de agua de inhibición que se suministre al bagazo.

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

$$\eta_{GV} = \frac{Qu}{Qd * Bc} \quad (I)$$

Donde:

Qu - Calor útil (kcal/h).

Qd - Calor disponible (kcal/kG_c).

Bc - Gasto de combustible (kG_c/h).

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

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).

$$Qd = Vcs_{comb} \quad (III)$$

Donde:

Vcs_{comb} - Valor calórico del combustible.

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

$$Vcs_{comb} = 4600 * (1-w) \quad (\text{kcal/kGc})^2 \quad (\text{IV})$$

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 cuál le reduce mucho sus propiedades. Teniendo esto en cuenta se utiliza la fórmula empírica de Mendeleev (V) para determinar el valor calórico del combustible y que tiene en cuenta los componentes del bagazo.

$$Vcs_{comb} = 80.9 * C^t + 240 * H^t - 26(O^t - S^t) - 5.7 * W^t \quad (\text{kcal/kGc})^3 \quad (\text{V})$$

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 I y sustituyendo II y III queda que:

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

² Hugot, E. Manual para Ingenieros Azucareros. — La Habana: Edición Revolucionaria, 1986. —p624.

³ Rodríguez, A. A. Composición elemental de algunos combustibles sólidos. —La Habana: Editorial Academia, 2000. —p8.

(kG/h) (VI)

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

2.2.3. 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 (V_{a°) se puede determinar por la ecuación (VII), ya sea sólido o líquido, en la cuál se tienen en cuenta los componentes químicos del combustible.

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

Para el bagazo el volumen de aire teórico oscila alrededor de 2.2 - 2.3 m³N/kg⁴.

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 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 ($V_{a \text{ real}}$):

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

Para la combustión del bagazo se puede asumir un valor del coeficiente de exceso de aire entre $1.2 < \alpha > 1.7^5$.

⁴ Borroto Nordelo, Anibal. Combustión y generación de vapor.— Cienfuegos: Editorial Universo SUR, 2007.— p23.

⁵ Lapido, M. Notas de clases, 2007.

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

$$V_{a_{real}} = \left(\alpha^o * \alpha \right) * \frac{273 + Ta}{273} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (\text{IX})$$

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

2.2.4. Volúmenes de aire producto de la combustión. Volumen de gases a la temperatura de trabajo.

La determinación del volumen de aire 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}).

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

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

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

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 siguiente formula:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}, \quad \text{m}^3 \text{ N/ kg}$$

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

- $V^{\circ}_{N_2}$ es el volumen teórico de nitrógeno, este si depende del exceso de aire por eso se denomina teórico y se calcula de la siguiente forma.

$$V^{\circ}_{N_2} = 0.79 \cdot V^{\circ}_a + 0.008 \cdot N, \text{ m}^3 \text{ N/ kg} \quad (\text{XIII})$$

El volumen de vapor de agua se determina con la expresión (XIV).

$$V_{H_2O} = V^{\circ}_{H_2O} + 0.00161 \cdot d_a \cdot (\alpha - 1) V^{\circ}_a, \text{ m}^3 \text{ N/ kg} \quad (\text{XIV})$$

$$V^{\circ}_{H_2O} = 0.111 \cdot H + 0.0124 \cdot W + 0.00161 \cdot d_a \cdot V^{\circ}_a + 1.24 \cdot G_{at}, \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

Donde:

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

d_a - Humedad absoluta del aire, con un valor de 15.6 g/kg⁶.

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:

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

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:

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

$$V_{gt} = V_g * \frac{273 + T_g}{273} \text{ (m}^3/\text{kG)} \quad (\text{XVI})$$

T_g - Es la temperatura de trabajo del gas (°C).

2.2.5. Flujo de aire y gases que manejarán el ventilador de tiro forzado e inducido respectivamente.

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

Flujo de aire

$$Q_a = (V_{a_{real}} * Bc)/3600 \quad (\text{m}^3/\text{s}). \quad (\text{XVII})$$

Flujo de gases

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

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

$$Q_a = ((V_{a_{real}} * Bc)/3600) + 0.2 * ((V_{a_{real}} * Bc)/3600) \quad (\text{XIX})$$

$$Q_g = ((V_{gt} * Bc)/3600) + 0.2 * ((V_{gt} * Bc)/3600) \quad (\text{XX})$$

De esta forma ya se obtiene el volumen de gases y aire tal y como lo van a manejar los ventiladores.

2.3. Elaboración de metodología simplificada para el cálculo de los volúmenes de aire y gas en los procesos de combustión de los generadores de vapor.

- Fijar la composición química del combustible que se utilizará para los cálculos a partir de la Tabla 2.1.
- Calcular el consumo de combustible a partir de la ecuación (VI).

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

Donde:

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

- Determinar el volumen teórico de aire por la expresión (I).

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

- Asumir el valor del aire en exceso (α) según los parámetros recomendados o tomar el de la documentación técnica del equipo, para calcular el volumen de aire real a la temperatura de trabajo.

$$\alpha = 1.2 \div 1.7$$

$$Va_{real} = \left(Va^{\circ} * \alpha \right) * \frac{273 + Ta}{273}$$

- Calcular el volumen de gases producto de la combustión.

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

Donde:

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

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

El volumen de gases a la temperatura de trabajo es:

$$V_{gt} = V_g \cdot \frac{273 + T_g}{273} \quad (\text{m}^3/\text{kG}).$$

- Determinar el flujo de aire y gases por las expresiones (XVII) y (XVIII).

$$Q_a = ((V_{a_{\text{real}}} \cdot Bc)/3600) + 0.2 \cdot ((V_{a_{\text{real}}} \cdot Bc)/3600) \quad (\text{m}^3/\text{s}).$$

$$Q_g = ((V_{gt} \cdot Bc)/3600) + 0.2 \cdot ((V_{gt} \cdot Bc)/3600) \quad (\text{m}^3/\text{s}).$$

2.4. Elaboración de hoja de cálculo en [Excel](#) para el cálculo automatizado de los volúmenes de aire y de gases.

Siguiendo la metodología dada se creó una hoja de cálculo en Excel que permite automatizarla.

En el mismo se comienza con la introducción de los datos necesarios, en la tabla 2.2 se muestra la especificación de los datos que se utilizan en la primera parte

del procedimiento de cálculo así como las unidades de medidas en las que se deben introducir.

Tabla 2.2: Datos iniciales para el cálculo del volumen de gases y aire en el generador de vapor.

Cálculo de Volúmenes de Gases de la Caldera.

Datos técnicos	U/M
Flujo de vapor (Dv)	kgv/h
Presión de generación (pv)	kGv/cm ²
Temperatura del vapor (Tv)	°C
Eficiencia de la caldera,	%
Temp. Salida de los gases de la combustión (Tg)	°C
Relación aire/combustible (alpha)	
Índice generacion/combustible.	kgv/kgc
Consumo de combustible.	T/h
Temperatura del aire de combustión (Ta)	°C
Temperatura del agua de alimentación (Taa)	°C
Composición del bagazo	
Carbono	%
Hidrógeno	%
Oxígeno	%
Cenizas	%
Nitrógeno	%
Azufre	%
Humedad del bagazo (w)	%
Humedad absoluta del agua (da)	g/kg
Entalpía vapor a (presión vapor y temp vapor)	kcal/kgv
Entalpía del agua de alimentar (temp agua)	kcal/kgv
Valor calórico del bagazo (VCS)	kcal/kgc

En la tabla 2.3 se muestra como se obtienen los resultados a partir de los datos introducidos con anterioridad ya este proceso nos da el flujo de aire y gases que manejarán los ventiladores de tiro forzado e inducido respectivamente.

Tabla 2.3: Resultados de los cálculos.

Resultados	U/M
Volumen de aire teórico.(Va°)	m ³ /kGc
Volumen de gases secos. (Vgs)	m ³ /kGc
Volumen de vapor de agua. (VH₂O)	m ³ /kGc
Volumen de gases de la combustión.(Vg)	m ³ /kGc
Volumen de gases a la temperatura de trabajo.(Vgt)	m ³ /kGc
Calor útil (Qu)	kcal/h
Calor disponible (Qd)	kcal/kGc
Consumo de combustible (Bc)	kGc/h
Eficiencia del generador de vapor	
Volumen de aire real que manejará el ventilador (TF). (Var)	m ³ /h
Volumen de gases que manejará el ventilador (TI). (Vtg)	m ³ /h

Conclusiones parciales.

1. La metodología dada por el Hugot no coincide con los resultados obtenidos en la actualidad, dada las grandes diferencias en la forma de cosecha de la caña de azúcar.
2. La metodología establecida permite determinar caudales de aire y gases de combustión a usar en el diseño de los ventiladores.
3. La hoja de Excel elaborada facilita los cálculos para los volúmenes de gases de los ventiladores de tiro inducido y del caudal de aire que debe trasegar el ventilador de tiro forzado.

Capítulo III

Capítulo III: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor de la industria azucarera cubana.

3.1. Los ventiladores en los generadores de vapor.

Como se conoció en los capítulos anteriores, los ventiladores tienen muchas aplicaciones en la industria. Los grandes generadores de vapor en la actualidad tienen una gran dependencia de los ventiladores centrífugos ya que por ejemplo un buen funcionamiento del ventilador de tiro forzado, trae aparejado que le llegue la cantidad exacta de aire al proceso de combustión en el horno que como ya se sabe, la combustión interviene en el proceso de obtención de vapor con eficiencia, por parte del generador; a su vez el ventilador de tiro inducido permite que los gases de escape abandonen el proceso con un tiempo y una velocidad determinada que ayudará a un buen aprovechamiento del calor que estos traen, entonces se puede ver como es necesario hacer un buen diseño de los ventiladores, o un buen proceso de selección para que beneficie su funcionamiento en lugar de interferir en el proceso que se vaya a utilizar.

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

Cuando se va a diseñar un ventilador centrífugo (figura 3.1) lo primero que debemos hacer es el cálculo del impelente que es en el que se realiza la transformación de energía mecánica en hidráulica, de hay su importancia.

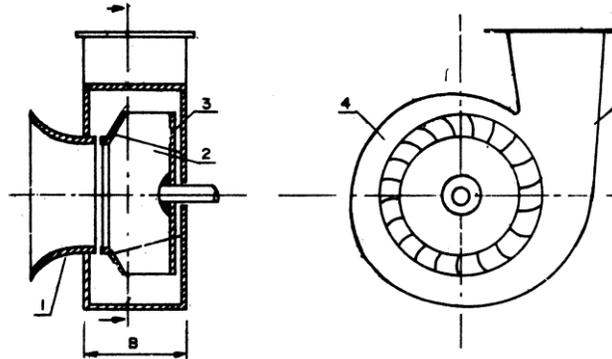


Figura 3.1: Esquema de un ventilador centrífugo. 1) Conducto de entrada, 2) Impelente, 3) Álabes, 4) Voluta, 5) Conducto de descarga.

En la figura 3.2 se muestra la configuración de un impelente de simple succión con una descripción de sus principales componentes.

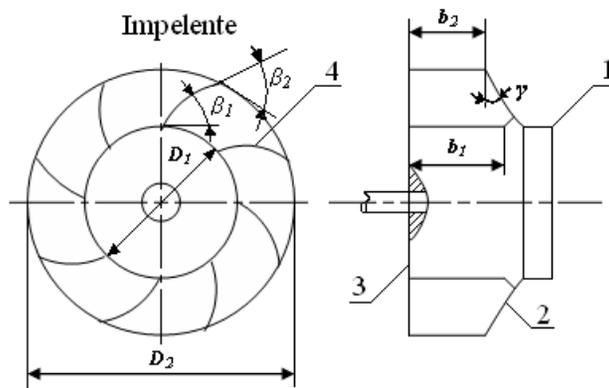


Figura 3.2: Impelente de un ventilador centrífugo de simple succión, 1- Ojo de succión. 2- Disco delantero. 3- Disco trasero. 4-Álabe.

3.2.1. Cálculo del diámetro del ojo de succión del ventilador (D_s).

Para calcular el diámetro del ojo de succión se debe partir de la ecuación (I):

$$Q = A_s * V_s \quad (I)$$

Donde:

- V_s - Velocidad del fluido en la succión (m/s)⁷.
- A_s - Área de succión (m²).

El área de succión se determina por la ecuación (II):

$$A_s = \frac{\pi * D_s^2}{4} \quad (II)$$

Sustituyendo II en I se tiene que:

$$Q = \frac{\pi * V_s * D_s^2}{4} \quad \text{Despejando } D_s \text{ se obtiene:}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V_s}} \quad (III)$$

De esta forma se obtiene el diámetro del ojo de entrada para el ventilador de simple succión, si se quiere obtener el diámetro de entrada para un ventilador de doble succión, el área en la entrada varía como se muestra en la figura 3.3 producto de tener el árbol por el centro del impelente, pero el cálculo se realiza como si se fuera a determinar un impelente de simple succión y luego se duplica.

⁷ Church, A. H. Bombas y Máquinas soplantes/ A. H Church.—La Habana: Edición Revolucionaria, 1986.— p222.

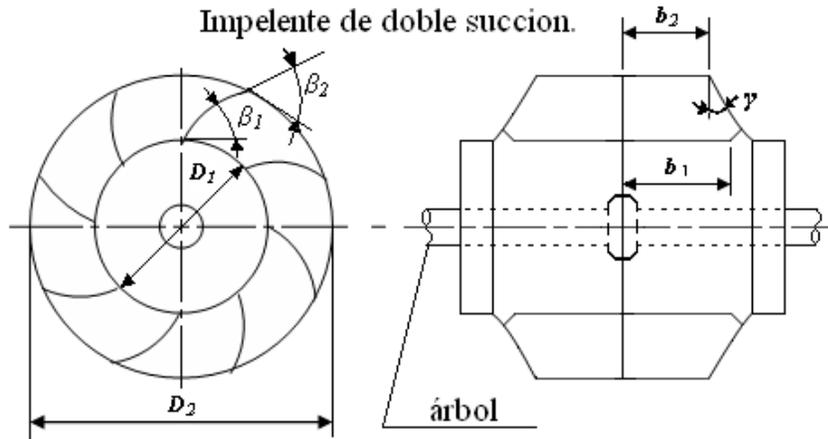


Figura 3.3: Impelente de doble succión.

Teniendo en cuenta lo anterior, el área de la región de succión es:

$$A_s = \left(\frac{\pi * D_s^2}{4} - \frac{\pi * Deje^2}{4} \right)$$

Sustituyendo en la expresión I se obtiene:

$$Q = \frac{\pi}{4} * (D_s^2 - Deje^2) * V_s \quad \text{y despejando } D_s \text{ queda que:}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{2 * Q}{\pi * V_s} + Deje^2} \quad \text{(IV)}$$

Como no se conoce el diámetro del eje (*Deje*) hay que remitirse a los cálculos de resistencia de materiales donde se plantea que el diámetro crítico de un árbol se determina por la expresión (V):

$$Deje = 36.28 * \sqrt[3]{\frac{Nu}{n * \tau_{adm}}} \quad \text{(m)} \quad \text{(V)}$$

Donde:

- τ_{adm} – Tensión admisible, (para acero 45 la $\tau_{adm} = 11772 \times 10^3$ Pa).
- n – Revoluciones del motor (rpm).
- Nu – Consumo de potencia del ventilador (kW).

$$Nu = m * \frac{Q * Pt}{1000 * \eta * \eta_T} \quad (\text{kW}) \quad (\text{VI})$$

Donde:

m – Coeficiente de reserva de potencia ($1.05 \leq m \leq 1.2$)⁸.

η – Eficiencia del ventilador (Para maquinas centrífugas modernas $0.75 \leq \eta \leq 0.92$)

η_T – Rendimiento de la transmisión, cuando es directa $\eta_T = 1$ ⁹.

Pt – Presión en la salida del ventilador (Pa).

Q – Flujo de gas (m³/s).

De acuerdo con Ramos¹⁰ es muy común en los ventiladores tomar como criterio de diseño que: $D_1 = D_0$; $C_0 = C_1 = C_{1r}$; y para obtener la carga máxima es necesario considerar $\alpha_1 = 90^\circ$.

3.2.2. Determinación del ángulo de entrada del impulsor (β_1).

$$tg \beta_1 = \frac{C_{1r}}{u_1} \quad (\text{VII}) \quad (\text{Ver Fig.3.4 Diagrama de velocidad del impelente de un ventilador centrífugo})$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{u_1} \quad \text{Grados}^{\circ}$$

⁸ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p196.

⁹ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p197.

¹⁰ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p186.

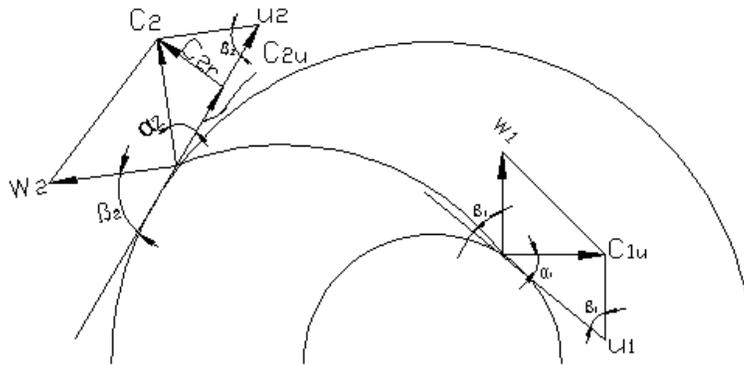


Fig.3.4. Diagrama de velocidad del impelente de un ventilador centrífugo.

La velocidad tangencial u_1 se determina por la fórmula (VIII) como:

$$u_1 = \omega * r_1 \quad \text{(VIII)}$$

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

Donde:

n – revoluciones del motor (rpm)

3.2.3. Cálculo de la dimensión (b_1) en la entrada del impulsor.

Para un cálculo de la dimensión b_1 existen diferentes métodos pero para hacer un cálculo rápido y seguro se recomienda la dada por Ramos¹¹:

$$b_1 = (0.28 \div 0.30) * D_s \quad \text{(IX)}$$

3.2.4. Cálculo del diámetro de descarga del impelente (D_d).

¹¹ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p188.

$$D_d = \frac{60 * U_2}{\pi * n} \quad (X)$$

Para determinar U_2 se utiliza la expresión (XI):

$$U_2 = \sqrt{\left[\left(\frac{P_t}{\rho} - \frac{1}{2} * V_s \right) + U_1^2 \right]} \quad (XI)$$

Como se puede apreciar la velocidad tangencial en la descarga está en función de diferentes variables como son:

- P_t – Presión de descarga del ventilador (Pa).
- ρ – Densidad del aire o el gas, depende del ventilador que se calcule (kg/m^3).
- U_1 – Velocidad tangencial en el ojo de succión (m/s), se determina por la ecuación (VIII).

3.2.5. Cálculo de la dimensión (b_2) de descarga del impelente.

Según la metodología de cálculo consultada V. M Cherkassky¹², b_2 se determina como:

$$b_2 = b_1 * \frac{D_s}{D_d} \quad (XII)$$

3.2.6. Determinación del ángulo de salida (β_2).

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

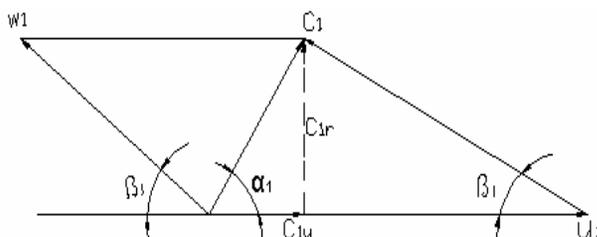


Fig.3.5.a. Triangulo de velocidad a la entrada.

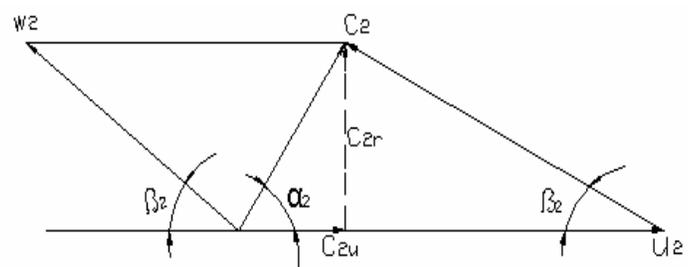


Fig.3.5.b. Triangulo de velocidad a la salida.

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \quad (\text{XIII})$$

Donde:

U_2 – Velocidad tangencial en la salida del impelente (m/s).

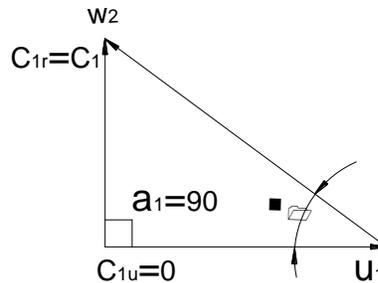
C_{2r} – Velocidad radial de salida (m/s).

C_{2u} – Componente de U_2 (m/s).

Y teniendo que:

$$H_{t_\infty} = \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (\text{XIV})$$

$$H_{real} = \mu_{Z \neq \infty} * \eta_h * \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (\text{XV})$$



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 Ramos¹³.

Despejando la velocidad C_{2u} de la expresión (XV) 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 (XVI) como:

$$Q_2 = A_{real} * C_{2r} \quad (\text{XVI} \quad m^3/s)$$

$$Q_2 = \pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r}$$

¹³ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p34.

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 (XVI) se tiene que:

$$C_{2r} = \frac{Q_2}{\pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r}}$$

Cálculo de μ_s

$$\mu_s = \frac{A_r}{A} = \frac{\pi * D_1 * b_1 + Z * \delta * b_1}{\pi * D_1 * b_1} \quad (XVII)$$

Donde:

A_r – área con la presencia de los álabes. (m²)

A – área sin la presencia de los álabes. (m²)

Z – número de álabes.

δ – espesor de los álabes. (m)

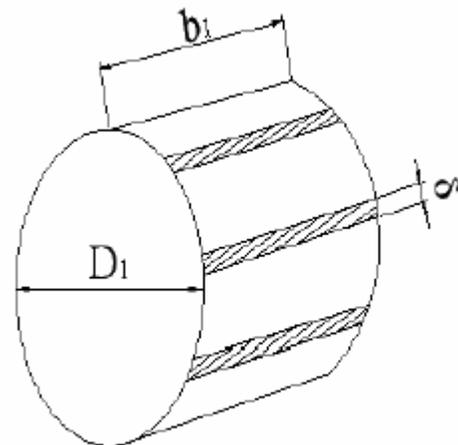


Fig.3.6 Área con la presencia de álabes.

3.2.7. Cálculo del árbol del ventilador y 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 (XVIII).

$$W_{\text{rotor}} = W_{\text{imp}} + W_{\text{eje}} \quad (N) \quad (XVIII)$$

Donde:

Para determinar el peso del impelente se parte de la fórmula (XIX)

$$W_{t \text{ imp}} = W_{\text{discos}} + W_{\text{alabes}} (N) \quad (\text{XIX})$$

- Cálculo para determinar el peso del impelente.

El impelente se considera que está formado por discos homogéneos y se determina por la expresión (XX):

$$W_{\text{discos}} = V_{\text{discos}} * \gamma_{\text{acero}} \quad (\text{XX})$$

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

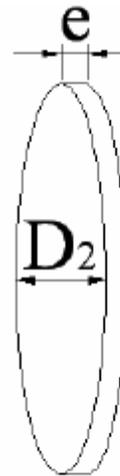


Fig .3.7.Discos que forman el impelente

Siendo:

W_{discos} – peso de los discos (N)

V_{discos} – volumen de los discos (m³)

D_2 - diámetro exterior de los discos. (m)

γ_{acero} – peso específico del acero.(N/m³)

e – Espesor de los discos (m).

- 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

$$W_{\text{álabe}} = V_{\text{álabe}} * \gamma_{\text{acero}} \quad (\text{XXI})$$

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

Siendo:

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

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

Z – número de álabes

A – área del álabe (m^2)

e_a – Espesor del álabe. (m).

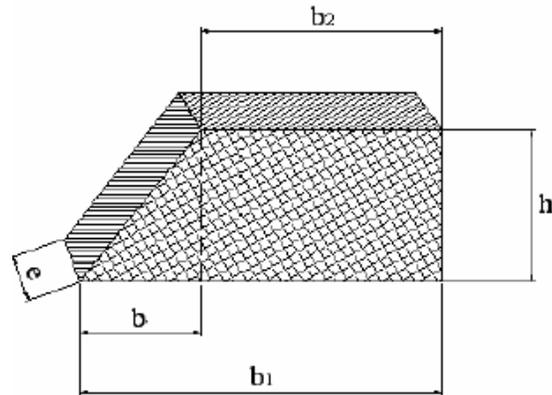


Fig.3.8. Representación de las dimensiones de un álabe del impelente

➤ 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 (XXII), determinando primero el diámetro y considerando que este solo está sometido al momento torsor que ejerce el motor sobre él.

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

Donde:

d_e – diámetro del eje. (m)

L_e – Longitud del eje. (m)

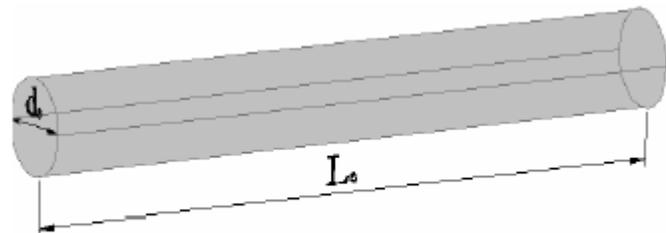


fig.3.9. Representación de una barra de acero para la confección del eje

➤ Determinación del diámetro mínimo del eje¹⁴:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mt}{0.2 * [\tau] * 10}} \quad (\text{cm}) \quad (\text{XXIII})$$

Donde:

M_t - momento torsor. (N-m)

$$Mt = 95550 * \frac{Ne}{n} \quad (\text{N-m})$$

$[\tau]$ – esfuerzo permisible a la torsión. (kN/cm^2)

Nota: para aceros al carbono $[\tau] = 1.2 - 2.0$ (kN/cm^2).

El momento torsor se determina por la siguiente expresión como:

(XXIV)

Donde:

N_e – potencia del motor. (KW)

n – revoluciones del motor. (rpm)

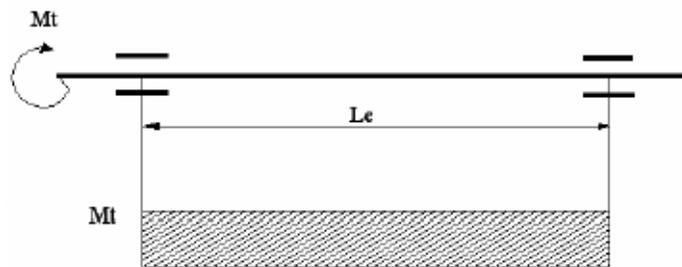


Fig.3.10. Representación gráfica del momento torsor que actúa sobre el eje

¹⁴ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p111

Cálculo de la potencia del motor¹⁵ por la expresión (XXV):

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

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/s^2)

P – presión de trabajo del ventilador. (N/m^2)

Q – flujo que maneja el ventilador. (m^3/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

¹⁵ Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR, 1985. —p195.

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.

➤ Cálculo de la fuerza radial que actúa sobre el eje:

Las fuerzas radiales aparecen producto de la asimetría de flujo a la salida del impulsor, condicionadas por la influencia del conducto de descarga. Con el cambio de la velocidad en el conducto de evacuación tiene lugar la correspondiente variación de la presión por la longitud del conducto, esta variación de las presiones en su totalidad provocan la fuerza radial que actúa sobre el rotor del ventilador.

La fuerza radial se puede determinar por la expresión (XXVI):

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_o}\right) * \rho * g * H * Dd * b_2 \quad (XXVI)$$

Conociendo que la presión de descarga se determina como:

$$P = \rho * g * H \quad (XXVII)$$

Sustituyendo (XXVI) en la expresión (XXVII) se obtiene que:

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_o}\right) * P * Dd * b_2 \quad (XXVIII)$$

Donde:

Q – flujo de gases (m³/s).

Q_o – flujo de gases óptimo (m³/s).

k_r – coeficiente, para los cálculos se toma como $k_r \approx 0.36$.

D_d, b_2 – son los parámetros de descarga del impulsor (m).

De la fórmula (XXI) se puede inferir que el ventilador estará sometido a una fuerza radial máxima cuando el flujo de gases sea cero, así como que se anulara cuando el flujo sea igual al óptimo.

Estas fuerzas tienen una gran influencia en la duración y fiabilidad de los cojinetes de rodamiento ya que son quienes la soportan directamente, pueden ser originadas por el desequilibrio que provoca la inexactitud tecnológica y un mal montaje del rotor del ventilador.¹⁶

➤ Cálculo de la fuerza axial.

La fuerza axial se determina para los ventiladores de simple succión, puesto que estas surgen por la acción dinámica del flujo en la entrada del impelente como se muestra en la figura 3.11.

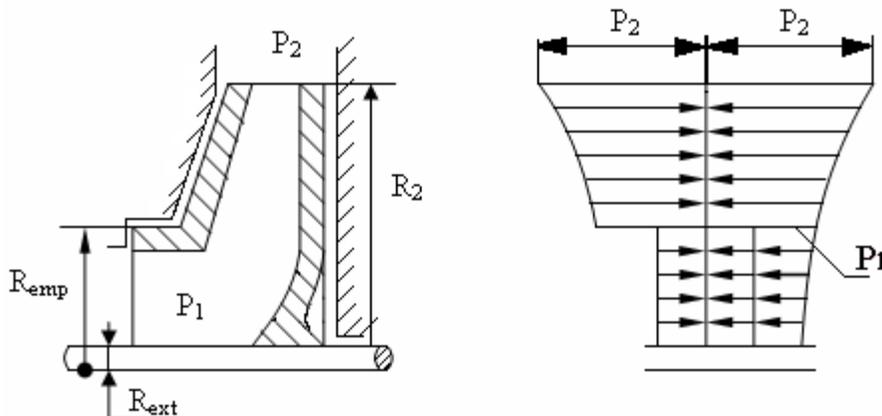


Figura 3.11: Distribución de las fuerzas axiales en las superficies exteriores del impelente.

¹⁶ Cherkasski, M. V. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR MOSCÚ, 1985. —p66.

En el esquema (Pr) es la presión que surge producto de la acción de la fuerza centrífuga del fluido en la entrada del impelente, en un ventiladores de doble succión esta se anularía por estar las presiones en equilibrio.

Esta fuerza axial se puede determinar por la expresión (XXIX)¹⁷:

$$F_a = \pi * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * (P_2 - P_1) - \frac{\pi * \rho * \omega^2}{8} * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * k_2^2 - 0.5 * (R_{emp}^2 + R_{ext}^2)$$

(XXIX)

Donde:

P_2 – presión de descarga (Pa).

P_1 – Presión en la entrada (Pa).

Una vez que se determine el peso del impulsor y las fuerzas que actúan sobre el árbol, se comienza el cálculo, teniendo en cuenta que son dos ventiladores, uno de simple y otro de doble succión los árboles son diferentes y típicos para cada uno de ellos como se muestra en la figura 3.12.

¹⁷ Cherkasski, M. V. Bombas, Ventiladores y Compresores. —Moscú: Editorial MIR MOSCÚ, 1985. —p61.

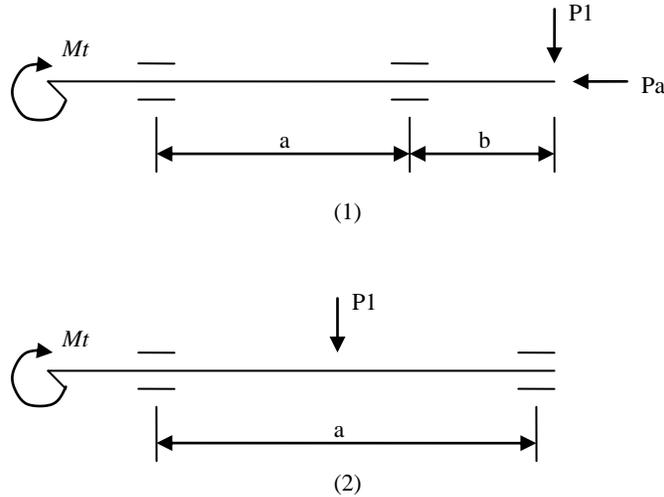


Figura 3.12: Árboles de los ventiladores, 1) simple succión, 2) doble succión.

Para diseñar el árbol debemos comenzar calculando el diámetro crítico, a partir del cuál se dimensionará completo.

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{M_t^2 + M_f^2}}{\sigma_{ad}}} \quad (\text{m}) \quad (\text{XXX})$$

Donde:

M_t – Momento torsor (N-m).

M_f – Momento flector (N-m).

σ_{ad} – Tensión admisible del acero (Pa), se determina como:

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_f}{n} \quad \text{Aquí } \sigma_f \text{ – tensión de fluencia del material y } n \text{ – el factor de seguridad.}$$

El momento torsor se determina por la ecuación (XXXI):

$$M_t = 9550 * \frac{Ne}{n} \quad (XXXI)$$

Ne – potencia del ventilador (kW).

n – revoluciones (rpm).

El momento flector se determina por la fórmula (XXXII) para el primer caso figura 3.11 (1) como:

$$M_f = a * \left[\frac{P_1 * (a + b)}{a} - P_1 \right] \quad (XXXII)$$

El momento flector para el segundo caso figura 3.11 (2) se determina por la expresión (XXXIII) como:

$$M_f = \left(\frac{P_1 * a/2}{a} \right) * a/2 \quad (XXXIII)$$

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

$$dc = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_f^2 + (\alpha * M_t^2)}}{0.1 * \sigma_{adm. flex. III}}} \quad (m) \quad (XXXIV)$$

Donde:

$\alpha = 1$ para el ciclo simétrico

M_f – 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. 3.13, este se va a determinar por la expresión (XXXV):

$$M_f = \frac{R_a * L_e}{2} \text{ (N-m) (XXXV)}$$

Donde:

R_a – reacción que hay en uno de los apoyos sobre el eje.

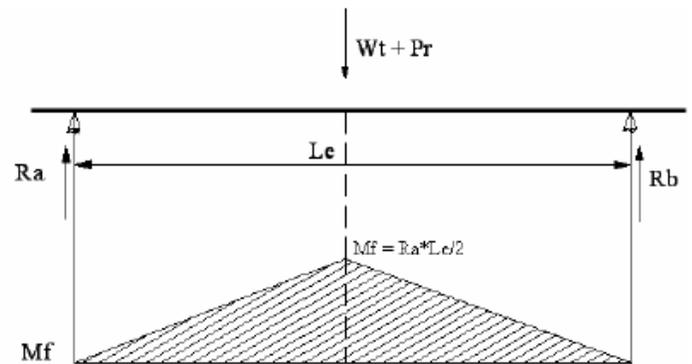


Fig.3.13. Gráfico de momento flector máximo al que esta sometido el eje

- 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.3.14. Este coeficiente se debe encontrar entre los valores $n = 1.5 - 2.5$ y se determina por la expresión (XXXVI) como:

$$n = \frac{n_\sigma * n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \text{ (XXXVI)}$$

Donde:

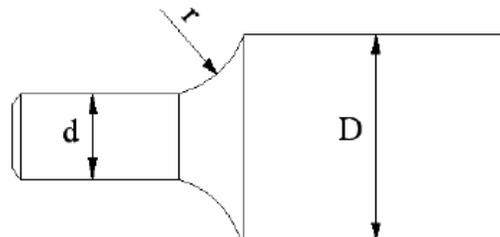


Fig.3.14. Representación del cambio de diámetro que experimenta el eje.

σ y n_τ – son los coeficientes de seguridad por las tensiones normales y tangenciales

respectivamente.

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

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

Donde:

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

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.-3. p 502 Gilda).

K_{σ} – coeficiente de concentración de tensión a la flexión. (Tabla 65. p533 Reshetov).

σ_a – tensión amplitud del ciclo.

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

$$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_u \quad (\text{XXXVIII})$$

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 (XXXIX) como:

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

Donde:

Mf_{\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 fórmula (XL) como:

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

Donde:

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

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

$$n_t = \frac{T_f}{T_{\max}} \quad \text{➤ (XLI)}$$

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 (XLII)

$$T_{\max} = \frac{M_t}{\omega_t} \quad (\text{Kgf/cm}^2) \quad (\text{XLII})$$

Donde:

M_t – momento torsor.

ω_t – módulo de la torsión en la sección.

Este módulo se calcula por la expresión (XLIII)

$$\omega_t = 0.2 * d^3 \quad (\text{cm}^3) \quad (\text{XLIII})$$

- 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):

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

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.

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.

3.2.8. 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 3.15 y se determina tomando como base el cuadrado cuya lado es la cuarta parte de la dimensión A como se aprecia en el esquema.

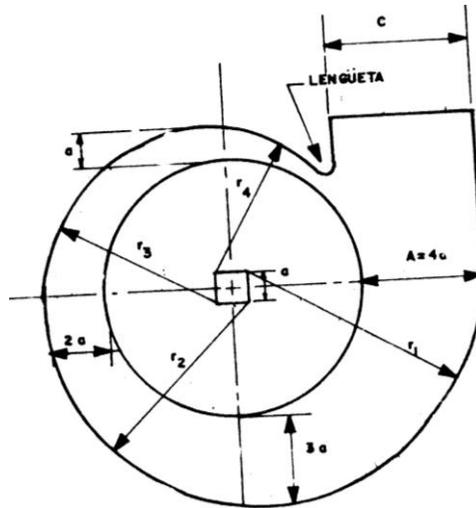


Figura 3.15: Diseño de la voluta por el método del cuadrado.

El área de salida está definida por las magnitudes B- ancho de la sección transversal de la carcasa y C y se determinan como:

$$C = 0.74 * C_2 \quad (\text{XLV})$$

Donde:

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} \quad (\text{XLVI})$$

$$C_{2r} = \frac{Q}{\pi * Dd * b_2} \quad (\text{XLVII})$$

$$C_{2u} = \frac{C_{2r}}{U_2 * \text{tg} \beta_2} \quad (\text{XLVIII})$$

B se recomienda calcularla como:

$$B \geq (0.4 \div 0.6) * D_s \quad (\text{XLIX})$$

De la ecuación de continuidad se tiene que:

$$Q = 4 * a * B * C \quad (L)$$

Obteniéndose que:

$$a = \frac{Q}{4 * B * C} \quad (LI)$$

Una vez que se tenga calculado el valor de (a) se puede pasar al dimensionamiento de la carcasa como se mostró en la figura 3.15.

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

3.3. Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los impelentes y carcasas de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor de la industria azucarera nacional.

➤ Cálculo del diámetro del ojo de succión (D_s).

Para el ventilador de simple succión es:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V_s}} \quad (m)$$

Para el ventilador de doble succión es:

$$D_s = \sqrt{\frac{2 * Q}{\pi * V_s} + Deje^2} \quad (m)$$

$$Deje = 36.28 * \sqrt[3]{\frac{Nu}{n * \tau_{adm}}} \quad (m)$$

$$Nu = m * \frac{Q * Pt}{1000 * \eta * \eta_T} \quad (\text{kW})$$

- Determinación del ángulo de entrada del impulsor (β_1).

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{C_{1r}}{u_1}$$

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{C_{1r}}{u_1} \quad (\text{Grados})$$

$$u_1 = \omega * r_1$$

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

- Cálculo del ancho en la entrada del impulsor (b_1).

$$b_1 = (0.28 \div 0.30) * D_s \quad (\text{m})$$

- Cálculo de diámetro de descarga del impelente (D_d).

$$D_d = \frac{60 * U_2}{\pi * n} \quad (\text{m})$$

Donde:

$$U_2 = \sqrt{\left[\left(\frac{Pt}{\rho} - \frac{1}{2} * V_s \right) + \left(\frac{\pi * D_s * n}{60} \right)^2 \right]} \quad (\text{m/s})$$

- Cálculo del ancho de descarga del rotor (b_2).

$$b_2 = b_1 * \frac{Ds}{D_d} \quad (\text{m})$$

➤ Determinación del ángulo de salida (β_2).

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \quad (\text{Grados})$$

$$Ht_\infty = \frac{u_2 * c_{2u}}{g} \quad (\text{m})$$

$$H_{real} = \mu_Z \neq \infty * \eta_h * \frac{u_2 * c_{2u}}{g} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$C_{2u} = \frac{H_{real} * g}{\mu * \eta_h * u_2} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$Q_2 = A_{real} * C_{2r}$$

$$Q_2 = \pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$C_{2r} = \frac{Q_2}{\pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r}}$$

$$\mu_s = \frac{A_r}{A} = \frac{\pi * D_1 * b_1 + Z * \delta * b_1}{\pi * D_1 * b_1}$$

➤ Cálculo del árbol y selección de los cojinetes.

- Cálculo del peso del impelente.

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

- Cálculo para determinar el peso de los álabes:

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

- Cálculo del peso del eje:

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

- Determinación del diámetro mínimo del eje¹⁸:

$$d = \sqrt{\frac{Mt}{0.2 * [\tau] * 10}} \quad (\text{cm})$$

$$Mt = 95550 * \frac{Ne}{n} \quad (\text{N-m})$$

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

¹⁸ Ramos, N. P. Bombas, Ventiladores y Compresores. —La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —p111

- Cálculo de la fuerza radial que actúa sobre el eje:

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right) * P * Dd * b_2$$

Conociendo que la presión de descarga se determina por:

$$P = \rho * g * H$$

Sustituyendo la presión de descarga en la expresión anterior se obtiene que:

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right) * P * Dd * b_2$$

- Cálculo de la fuerza axial.

$$Fa = \pi * \left(R_{emp}^2 - R_{ext}^2 \right) * \left(P_2 - P_1 \right) - \frac{\pi * \rho * \omega^2}{8} * \left(R_{emp}^2 - R_{ext}^2 \right) * \left[R_2^2 - 0.5 * \left(R_{emp}^2 + R_{ext}^2 \right) \right]$$

- Cálculo del diámetro crítico del árbol .

$$dc = \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{Mt^2 + Mf^2}}{\sigma_{adm. flex. III}}}$$

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

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

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

$$Qc = (x * ka * R - y * A) * ks * kt * (n * h)^{0.3}$$

- Selección de los cojinetes a partir de entrar al catalogo con la carga reducida calculada anteriormente:

- Cálculo de la carcaza.

Calculando la dimensión (a) por la expresión (LI) se crea el cuadrado que permitirá el dimensionamiento de la carcaza como se muestra en la figura 3.15.

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

Donde:

$$C = 0.74 * C_2$$

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

$$C_{2r} = \frac{Q}{\pi * Dd * b_2}$$

$$C_{2u} = \frac{C_{2r}}{U_2 * tg \beta_2}$$

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

- 3.4. Elaboración de una hoja de cálculo en [Excel](#) para el desarrollo de los cálculos hidráulicos y mecánicos de los impelentes y carcazas de los ventiladores de tiro inducido y forzado de los generadores de vapor.

Al igual que en el capítulo anterior se realizó una hoja de cálculo en Excel con la metodología anterior de cálculo para los ventiladores.

En la tabla 3.1 se muestra como se realiza la introducción de los datos para el cálculo.

Tabla 3.1: Datos iniciales para el cálculo.

Datos	U/M
Revoluciones del motor. (n)	rpm
Potencia del motor. (Ne)	kW
Velocidad del fluido a la entrada. (Co)	m/s
Flujo de aire o gases. (Q)	m ³ /s
Presión total descarga. (Pt)	mm.ca
Densidad del aire o gas. (ρ)	kG/m ³
Diámetro de eje (Deje). -doble succión-	m

Una vez introducido los datos se obtienen los principales parámetros de diseño para los ventiladores como se muestra en la tabla 3.2 de resultados.

Tabla 3.2: Resultados de los cálculos.

Resultados	
Velocidad (U1)	m/s
Velocidad (U2)	m/s
Diámetro de succión. (Ds) ó (D1)	m
Ancho b1	m
Diámetro de descarga. (Dd) ó (D2)	m
Ancho b2	m

También se creó una tabla para el cálculo del peso del rotor (tabla 3.3), así como para calcular el diámetro crítico del árbol (tabla 3.4) que soportará el impelente y la carga reducida de los cojinetes, con la que se hará la selección de los mismos en los catálogos (tabla 3.5) y finalmente se creó la tabla 3.6 en la que se determina los parámetros para diseñar la carcasa por el método del cuadrado.

Tabla 3.3: Cálculo del peso del impelente.

Cálculo del peso del impulsor	U/M
Volumen del disco posterior. (Vd1)	m³
Espesor del disco.	mm
Diámetro del disco.	m
Volumen del ojo de succión. (Vos)	m³
Espesor del disco.	mm
Distancia. (h)	m
Diámetro del disco.	m
Volumen del cono de la entrada. (Vce)	m³
Espesor del cono.	mm
Radio R1.	m
Radio R2.	m
Radio r1.	m
Radio r2.	m
Longitud L.	m
Volumen del álabe. (Val)	m³
Número de álabes (z).	-
Espesor del álabe.	mm
Peso del impulsor. (Wi)	N

Tabla 3.4: Cálculo de los árboles para los ventiladores de simple y doble succión.

Cálculo de los árboles.

Árbol de simple succión. Fig 3.10 (1)	U/M
Momento torsor (Mt).	N-m
Momento flector (Mf).	N-m

Fuerza producto del peso (P1).	N
Fuerza axial (Pa).	N
Longitud (a)	m
Longitud (b)	m
Tensión de fluencia (σ_f). Ac. 45	Pa
Tensión admisible [σ]	Pa
Diámetro crítico (dc).	m
Árbol de doble succión. Fig 3.10 (2)	
Momento torsor (M_t).	N-m
Momento flector (M_f).	N-m
Fuerza producto del peso (P1).	N
Longitud (a)	m
Tensión de fluencia (σ_f). Ac. 45	Pa
Tensión admisible [σ]	Pa
Diámetro crítico (dc).	m

Tabla 3.5 Cálculo de la carga reducida del cojinete, con esta se seleccionan los cojinetes en el catálogo.

Selección de cojinetes.

Simple succión.	U/M
Carga radial (R).	N
Carga axial (A).	N
Coeficiente de carga radial (x).	
Coeficiente de carga axial (y).	
Coeficiente de rotación del aro (k_a).	
Coeficiente de seguridad (k_s).	
Coeficiente de temperatura (k_t).	
Carga reducida (Q_c).	N

Doble succión.	U/M
Carga radial (R).	N
Coeficiente de carga radial (x).	
Coeficiente de carga axial (y).	
Coeficiente de rotación del aro (ka).	
Coeficiente de seguridad (ks).	
Coeficiente de temperatura (kt).	
Carga reducida (Q_c).	N

Tabla 3.6: Parámetros para el diseño de la carcaza por el método del cuadrado.

Parámetros de la carcaza.

Simple succión	U/M
Ancho de la sección transversal de la carcaza (B).	m
Ancho de salida de la carcaza (C).	m
Ancho del cuadrado base para el diseño (a)	m

Doble succión	
Ancho de la sección transversal de la carcaza (B).	m
Ancho de salida de la carcaza (C).	m
Ancho del cuadrado base para el diseño (a)	m

Conclusiones Parciales.

1. La metodología establecida permite determinar los parámetros principales de diseño fundamentales para los ventiladores centrífugos de tiro inducido y forzado.
2. La hoja de Excel elaborada facilita los cálculos de los parámetros principales de diseño de los ventiladores.

Capítulo IV

Capítulo IV: Desarrollo técnico de proyectos de ventiladores de tiro inducido y forzado para dos situaciones reales de la industria azucarera de la provincia de Cienfuegos.

4.1. Cálculo de los volúmenes de gases y aire para los ventiladores de tiro inducido y forzado a partir de la metodología creada en el Capítulo II y apoyándose en el programa hecho en Excel.

Parámetros operacionales del Generador de Vapor EVELMA IV:

Generación de vapor: 35 t/h – 35000 (kGv/h)

Presión del generador: 18 kG/cm²

Temperatura del vapor: 350 °C.

Temperatura del aire para la combustión: 30 °C.

Temperatura del agua de alimentación: 90 °C.

Eficiencia del Generador de Vapor: 70 %

Relación aire combustible: 1.6

- Fijar la composición química del combustible que se utilizará para los cálculos a partir de la Tabla 2.1, asumiendo composición elemental dada en la tabla 4.1:

Tabla 4.1: Composición del bagazo escogida para los cálculos.

Nº	Elemento	(%)
1	Carbono	23.5
2	Hidrógeno	3.25

3	Oxígeno	22
4	Ceniza	1.25
5	Nitrógeno	0
6	Azufre	0
7	Humedad*	50

- Cálculo del consumo de combustible a partir de la eficiencia del generador por el método directo. (ver expresión VI, Epígrafe 2.2.2).

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

Vcs_{comb} es el valor calórico del combustible y se determina por la ecuación V del epígrafe 2.2.2.

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

$$Vcs_{comb} = 1824.15 \text{ kcal/kGc.}$$

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

iaa – Entalpía del agua $iaa = 90 \text{ kcal/kG}_v$ para $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

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

$$Bc = 18081.298 \approx 18100 \text{ kGc/h.}$$

Tabla 4.2: Flujo de combustible y relación (kG_v/kGc) para diversos valores de eficiencia.

Nº	η_{GV} (%)	$Bc(\text{kGc/h})$	(kG_v/kGc)
1	60	20873.00	1.68
2	65	19267.38	1.82

3	70	18100.00	1.93
4	75	16698.40	2.10

*Según Hugot “la relación (kGv/kGc) varía en un rango de 1.8 a 2.75 (kGv/kGc)” por lo que se concluye que el generador está en los parámetros recomendados, sin embargo no tiene un parámetro alto de generación de vapor por kilogramo de combustible.

Tabla 4.3: Consumo de combustible en (t/h) variando la relación (kGv/kGc) en los rangos recomendados y manteniendo constante el flujo de vapor.

Nº	Dv (kGv/h)	(kGv/kGc)	Bc (kGc/h)
1	35000	1.83	19125.68
2	35000	1.93	18100.00
3	35000	2.03	17241.38
4	35000	2.13	16431.92
5	35000	2.23	15695.07

➤ Cálculo del volumen teórico de aire.

Según la expresión VII del epígrafe 2.2.3:

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

Teniendo en cuenta que el contenido de azufre es de 0% en el bagazo, la fórmula VII da:

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

$$Va^{\circ} = \underline{2.218} \quad m^3N/kg.$$

Según los parámetros del generador $\alpha = 1.6$, entonces de la expresión IX del epígrafe 2.2.3:

$$Va_{real} = \left(a^o * \alpha \right) * \frac{273 + Ta}{273} = \underline{3.9} \text{ m}^3/\text{kG}.$$

Tabla 4.4: Volumen de aire real para diferentes valores del coeficiente de aire en exceso.

Nº	α	$V_{real}(m^3 / kG_c)$
1	1.2	2.954
2	1.3	3.200
3	1.4	3.446
4	1.5	3.693
5	1.6	3.939
6	1.7	4.185

Esta tabla 4.4 permite visualizar con mayor facilidad la influencia del coeficiente de exceso de aire en el resultado del volumen de aire real a suministrar para la combustión.

➤ Calcular el volumen de gases producto de la combustión.

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). (Ver ecuación X, epígrafe 2.2.4)

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

Donde el volumen de gases secos se determina por la expresión XXI del epígrafe 2.3.5:

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

Sustituyendo los valores se obtiene que:

$$V_{gs} = 3.5 \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

El volumen de vapor de agua se determina por la formula XXII del epígrafe 2.3.5.

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

$$V_{H_2O} = 1.07 \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

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

$$V_g = 4.571 \text{ m}^3 \text{ N/ kg}$$

Tabla 4.5: Volumen de gases de la combustión (V_g) para diferentes valores del coeficiente de aire en exceso (α).

Nº	α	$V_g(\text{m}^3_g / \text{kG}_c)$
1	1.2	3.647
2	1.3	3.873
3	1.4	4.098
4	1.5	4.324
5	1.6	4.571
6	1.7	4.775

Esta tabla 4.5 permite analizar la influencia del coeficiente de exceso de aire con mayor facilidad en el resultado del volumen de gases producto de la combustión.

Para determinar el volumen de gases a la temperatura de trabajo aplicamos pa expresión XVI del epígrafe 2.2.4:

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

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

$$V_{gt} = \underline{7.922} \text{ m}^3_g / \text{kG}_c$$

Tabla 4.6: Volumen de gases a la temperatura de trabajo variable (V_{gt}).

Nº	T_g ($^\circ\text{C}$)	V_g ($\text{m}^3_g / \text{kG}_c$)	$(273+T_g/273)$	V_{gt} ($\text{m}^3_g / \text{kG}_c$)
1	180	4.571	1.659	7.652
2	200	4.571	1.733	7.922
3	240	4.571	1.879	8.668

Tabla 4.7: Volumen de gases para los valores limites de temperatura de los gases (T_g), humedad (w) de un 50 % y coeficiente de exceso de aire variable (α).

Nº	T_g ($^\circ\text{C}$)	α	V_g ($\text{m}^3_g / \text{kG}_c$)	$(273+T_g/273)$	V_{gt} ($\text{m}^3_g / \text{kG}_c$)
1	180	1.2	3.647	1.659	6.050
		1.4	4.098	1.659	6.799
		1.6	4.571	1.659	7.547
2	200	1.2	3.647	1.733	6.320
		1.4	4.098	1.733	7.102
		1.6	4.571	1.733	7.922
3	240	1.2	3.647	1.879	6.853
		1.4	4.098	1.879	7.700
		1.6	4.571	1.879	8.548

Las tablas 4.6 y 4.7 permiten tener un idea de cómo dan los resultados a partir de la variación de algunos parámetros como pueden ser el coeficiente de exceso de aire, la temperatura de los gases de escape de la combustión, entre otros.

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

➤ Flujo de aire que manejan los ventiladores de tiro forzado e inducido.

A partir de las expresiones XIX y XX del epígrafe 2.2.5 tenemos que:

$$Q_a = ((V_{a_{real}} * Bc)/3600) + 20\%$$

$$Q_a = 23.57 \approx 25 \text{ m}^3/\text{s}.$$

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

$$Q_g = 47.79 \approx 48 \text{ m}^3/\text{s}.$$

4.2. Cálculo de los parámetros fundamentales de los ventiladores.

Datos:

Ventilador de tiro forzado (simple succión).

Velocidad del rotor $n = 900$ rpm.

Caudal requerido para la combustión $Q_g = 25$ m³/s.

Presión = 600 mm c.a.*

Densidad del aire $\rho = 1.2$ (kg/m³).

Ventilador de tiro inducido (doble succión).

Velocidad del rotor $n = 900$ rpm.

Caudal requerido para extraer gases de la combustión $Q_g = 30$ m³/s.

Presión = 160 mm c.a.*

Densidad del gas $\rho = 0.85$ (kg/m³)**

➤ Cálculo del diámetro del ojo de succión (D_s).

Para el ventilador de simple succión (expresión III del epígrafe 3.2.1) es:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V_s}}$$

$$D_s = 1.00 \text{ m.}$$

Para el ventilador de doble succión (expresión IV del epígrafe 3.2.1) es:

* Estos valores de presión han sido tomados a partir de los rangos en que varían ventiladores que existen, por no haber podido realizar un estudio de caída de presión en la caldera.

** Igualmente tomado de datos promedios que se consultaron.

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V_s} + D_{eje}^2}$$

$$D_s = 1.03 \text{ m.}$$

El diámetro del eje se determina por la ecuación V del epígrafe 3.2.1.

$$D_{eje} = 36.28 * \sqrt[3]{\frac{Nu}{n * \tau_{adm}}}$$

$$D_{eje} = 0.2 \text{ m.}$$

El cálculo de la potencia se realiza a partir de la expresión VI del epígrafe 3.2.1.

$$Nu = m * \frac{Q * Pt}{1000 * \eta * \eta_T}$$

$$Nu = 70 \text{ kW.}$$

➤ Cálculo del ancho en la entrada del impulsor (b_1).

Del epígrafe 3.2.3 se tiene que el ancho en la entrada del impulsor se determina por la expresión IX.

$$b_1 = 0.28 * D_s \text{ (m)}$$

Para simple succión:

$$b_1 = 0.28 \text{ m.}$$

Para doble succión:

$$b_1 = 0.30 \text{ m}$$

➤ Cálculo del ángulo de salida a la entrada del impulsor (β_1) determinada según la expresión VII del epígrafe 3.2.2.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1r}}{u_1}$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{C_{1r}}{u_1} \text{ [grados]}$$

Para simple succión:

$$\beta_1 = 27.9^\circ$$

para doble succión:

$$\beta_1 = 31.7^\circ$$

La velocidad tangencial u_1 se determina por la expresión VIII del epígrafe 3.2.2 como:

$$u_1 = \omega * r_1$$

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

Para simple succión:

$$u_1 = 47.1 \text{ m/s}$$

Para doble succión:

$$u_1 = 48.5 \text{ m/s}$$

➤ Cálculo de diámetro de descarga del impelente (D_d).

Según la expresión X del epígrafe 3.2.4 el diámetro de descarga se determina como:

$$D_d = \frac{60 * U_2}{\pi * n}$$

Para simple succión:

$$D_d = 1.75 \text{ m.}$$

Para doble succión:

$$D_d = 1.29 \text{ m.}$$

Para determinar U_2 se utiliza la expresión XI:

$$U_2 = \sqrt{\left[\left(\frac{P_t}{\rho} - \frac{1}{2} * V_s \right) + U_1^2 \right]} \quad (\text{XI})$$

Para simple succión:

$$U_2 = 69.5 \text{ m/s}$$

Para doble succión:

$$U_2 = 57.2 \text{ m/s}$$

➤ Cálculo del ancho de descarga del rotor (b_2) a partir de la fórmula XII del epígrafe 3.2.5.

$$b_2 = b_1 * \frac{D_s}{D_d} \quad (\text{XII})$$

Para simple succión:

$$b_2 = 0.16 \text{ m.}$$

Para doble succión:

$$b_2 = 0.23 \text{ m}$$

- Cálculo del ángulo (β_2) a la salida del impulsor según la expresión XIII del epígrafe 3.2.6.

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

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \quad (\text{XIII})$$

Para simple succión:

$$\beta_2 = 41.3^\circ$$

Para doble succión:

$$\beta_2 = 58.59^\circ$$

Y según las expresiones (XIV) y (XV) respectivamente:

$$H_{t_\infty} = \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (\text{XIV})$$

$$H_{real} = \mu_{z \neq \infty} * \eta_h * \frac{u_2 * C_{2u}}{g} \quad (\text{XV})$$

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

$$C_{2u} = \frac{H_{real} * g}{\mu * \eta_h * u_2} \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

Para simple succión:

$$C_{2u} = 28.06 \text{ m/s}$$

Para doble succión:

$$C_{2u} = 38.7 \text{ m/s}$$

La velocidad radial a la salida se calcula por la fórmula (XVI) como:

$$Q_2 = A_{real} * C_{2r} \quad (XVI)$$

$$Q_2 = \pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r} \quad (m^3/s)$$

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 (XVI) se tiene que:

$$C_{2r} = \frac{Q_2}{\pi * D_2 * b_2 * \mu_s * C_{2r}}$$

Para simple succión:

$$C_{2r} = 25.27 \text{ m/s}$$

Para doble succión:

$$C_{2r} = 30.3 \text{ m/s}$$

Cálculo de μ_s

$$\mu_s = \frac{A_r}{A} = \frac{\pi * D_1 * b_1 + Z * \delta * b_1}{\pi * D_1 * b_1} \quad (XVII)$$

Para simple succión:

$$\mu_s = 0.90$$

Para doble succión:

$$\mu_s = 0.85$$

➤ Cálculo del árbol y selección de los cojinetes.

✓ Cálculo del peso del impulsor por la expresión XX, epígrafe 3.2.7.

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

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

Donde

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

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

Para simple succión:

$$W_i = 2759.3\text{N}$$

Para doble succión:

$$W_i = 1499.3\text{N}$$

✓ Cálculo del peso de los álabes por la expresión XXI, epígrafe 3.2.7.

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

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

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

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

El espesor $e_a=0.015\text{m}$

El área de los álabes se determina:

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

Para simple succión:

$$A=0.28\text{m}$$

Para doble succión:

A=0.30m

Una vez calculadas las áreas podemos determinar el peso de los álabes los
cuales:

Para simple succión

$$W_{\text{alabes}} = 3856.5\text{N}$$

Para doble succión

$$W_{\text{alabes}} = 22037.1\text{N}$$

✓ Cálculo del peso aproximado del eje

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

Para simple succión

$$W_{\text{eje}} = 4204.6\text{N}$$

Para doble succión

$$W_{\text{eje}} = 4709.2\text{N}$$

Siendo:

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

Para obtener este resultado primero se tuvo que determinar el diámetro mínimo
del eje a partir de la expresión (XXIII) del epígrafe 3.2.7.

$$d = \sqrt{\frac{Mt}{0.2 * [\tau] * 10}} \quad \text{Para simple succión}$$

d= 17.5cm

Para doble succión

$$d = 19.6\text{cm}$$

Tomando un esfuerzo permisible de 1.2 kN/cm^2 y habiendo calculado el momento torsor tenemos:

$$M_t = 9550 * \frac{N_e}{n}$$

Para simple succión

$$M_t = 742.7 \text{ N-m}$$

Para doble succión

$$M_t = 923.1 \text{ N-m}$$

Siendo

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

De donde

$$m = 1.05$$

$$\eta = 0.85 \quad \eta_t = 1$$

Para simple succión

$$N_e = 70 \text{ Kw}$$

Para doble succión

$$N_e = 87.25 \approx 87 \text{ Kw}$$

- ✓ Cálculo de la fuerza radial a partir de la fórmula XXVI, epígrafe 3.2.7.

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right) * P * Dd * b_2 \quad (XXVI)$$

Para simple succión:

$$Fr = 2176.3 \text{ Pa.}$$

Para doble succión:

$$Fr = 7737.69 \text{ Pa.}$$

- ✓ Cálculo de la fuerza axial por la ecuación XXIX, epígrafe 3.2.7.

$$Fa = \pi * \left(R_{emp}^2 - R_{ext}^2 \right) * \left(P_2 - P_1 \right) - \frac{\pi * \rho * \omega^2}{8} * \left(R_{emp}^2 - R_{ext}^2 \right) * \left[R_2^2 - 0.5 * \left(R_{emp}^2 + R_{ext}^2 \right) \right]$$

$$Fa = 3682.9 \text{ N.}$$

Nota: Solo se calcula para simple succión porque para el ventilador de doble succión se anulan por tener doble entrada.

- ✓ Cálculo del diámetro critico del árbol por la expresión XXX, epígrafe 3.2.7.

$$dc = \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{Mt^2 + Mf^2}}{F}} \quad (XXX)$$

Para simple succión:

$$dc = 0.0709 \text{ m.}$$

Para doble succión:

$$dc = 0.0714 \text{ m.}$$

- ✓ Selección de los cojinetes a partir de entrar al catalogo con la carga reducida calculada por la fórmula XLIV, epígrafe 3.2.7.

$$Q_c = \left(\frac{1}{2} \rho k_a R - \gamma A \right) k_s k_t \left(\frac{1}{2} \rho h_{esp} \right)^{0.3} \quad (\text{XLIV})$$

El procedimiento de selección consiste en entrar con el diámetro que se diseñó el árbol al catálogo de cojinetes o al atlas de diseño¹⁹ y entonces buscar un cojinete cuyo coeficiente de capacidad de carga (C) sea mayor que el Q_c calculado de no encontrarse la solución puede ser aumentar el diámetro del árbol porque sería entonces el cojinete el que regiría la dimensión del mismo y no el cálculo de resistencia que estaría con un factor de seguridad alto.

Para simple succión:

$$Q_c = 192952.3 \text{ m.}$$

Siguiendo el procedimiento se entró con $d = 85 \text{ mm}$ y se selecciona el cojinete de bolas radiales axiales, Tipo: 36300 Serie Media con

$$C = 203840 \text{ N.}$$

$$\text{rpm}_{\text{máx}} = 4000.$$

Para doble succión:

$$Q_c = 667761.34 \text{ m.}$$

Para este caso se hizo necesario aumentar el diámetro a $d = 105 \text{ mm}$ para obtener un cojinete de roletes con rodillos cortos cilíndricos Tipo: 2400 Serie Pesada, capaz de resistir las especificaciones.

$$C = 670000 \text{ N.}$$

$$\text{rpm}_{\text{máx}} = 2500.$$

¹⁹ Atlas de diseño de elementos de máquinas. — Ciudad de la Habana: Editora Pueblo Educación, 1976.— p121.

➤ Cálculo de la carcaza.

Calculando la dimensión (a) por la expresión (LI) del epígrafe 3.2.8 se crea el cuadrado que permitirá el dimensionamiento de la carcaza como se muestra en la figura 4.1.

$$a = \frac{Q}{4 * B * C} \text{ (LI)}$$

Donde:

$$C = 0.74 * C_2$$

y

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

Para simple succión:

$$a = 0.49 \text{ m.}$$

Para doble succión:

$$a = 0.55 \text{ m.}$$

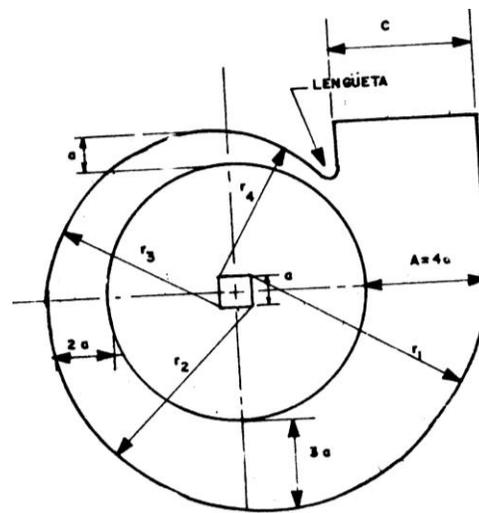


Figura 4.1: Diseño de la voluta por el método del cuadrado.

Conclusiones parciales.

1. Se comprobó la efectividad de la metodología para un generador de vapor “Evelma IV” con capacidad de 35 t/h, realizándole todos los cálculos de volúmenes de aire y gases de combustión que manejan los ventiladores y comparándolos con los nominales se obtiene una diferencia de un 3 %.
2. Se realizaron los cálculos en el libro de Excel creado, comprobando la efectividad del mismo.

Conclusiones

Conclusiones.

1. La Industria Azucarera Cubana importa ventiladores para los generadores de vapor, con grandes dificultades en su adquisición y un elevado costo que alcanza el valor de \$105663.88 y de \$32810.88 por unidad de tiro inducido y forzado respectivamente, en capacidades y presiones que van de 975 a 290 000 m³/h y de 100 a 800 mm c.a.
2. La producción nacional de estos equipos reduce en más de un 20 % los costos de importaciones y garantiza el suministro en la fecha deseada.
3. Se desarrolla la metodología de cálculo de los volúmenes de aire y gases de la combustión para las calderas bagaceras y su soporte en una hoja de Excel (Anexo I) que facilita la rapidez y seguridad de los cálculos.
4. La metodología dada por el Hugot no coincide con los resultados obtenidos en la actualidad, dada las grandes diferencias en la forma de cosecha de la caña de azúcar en la fecha de elaboración del libro y la actualidad.
5. Se desarrolla una metodología de cálculo de ventiladores centrífugos de simple y doble succión así como un libro de Excel para el cálculo hidráulico y mecánico de los elementos componentes del ventilador - Impelente (Anexo II), carcaza (Anexo IV), árbol y selección de cojinetes (Anexo III).

Recomendaciones

Recomendaciones.

1. Enriquecer la metodología de cálculo de volúmenes de aire y gases de combustión, agregándole los cálculos de caídas de presión en el horno de los generadores que permita tener un criterio propio de las presiones que tendrán los fluidos que manejarán los ventiladores.
2. De acuerdo con los precios cambiantes de los materiales de construcción para los ventiladores coordinar con el departamento de economía para realizar un estudio que permita tener una valoración profunda, a fin de conocer si es factible o no la elaboración de las máquinas en el país.

Bibliografía



Bibliografía:

Acinox. Cuba. Guía para la selección y convección de aceros soviéticos a otras normas internacionales (Catálogo industrial).

Agüero, Carlos J. Consideraciones sobre el aprovechamiento racional del bagazo de caña como combustible. Tomado De:

<http://www.herrera.unt.edu.ar/revistacet/avances/avance08.pdf>, febrero del 2006.

Atlas de diseño de elementos de máquinas. — Ciudad de la Habana: Editora Pueblo Educación, 1976.—2t.

Beer, Ferdinand P. Resistencia de materiales/ Ferdinand P Beer.—New York: Editorial Mc Graw-Hill, 1981.—347p.

Borroto Nordelo, Aníbal. Combustión y generación de vapor/ Aníbal Borroto Nordelo, Angel Rubio González.—Cienfuegos: Editorial Universo SUR, 2007.—133p.

Cherkasski, V. M. Bombas, Ventiladores y Compresores/ V. M Cherkasski.—Moscú: Editorial MIR MOSCÚ, 1985.—372p.

Church, A. H. Bombas y Máquinas soplantes/ A. H Church.—La Habana: Edición Revolucionaria, 1986.—312p.

Dobrovolski, V. Elementos de Máquinas/ V Dobrovolski.—Moscú: Editorial MIR, 1980.—583p.

Feodosiev, V. I. Resistencia de Materiales/ V. I Feodosiev. —La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1979. —2t.

Fernández Levy, Gilda. Resistencia de Materiales/ Gilda Fernández Levy.—Ciudad de La Habana: Editorial Pueblo y Educación. 1983. —511p.

Hugot, E. Manual para ingenieros azucareros/ E Hugot.—La Habana: Edición Revolucionaria, 1986. —626p.

Keenan, Joseph H. Steam Tables: Thermodynamics properties of water including vapor, liquid, and solid phases/ Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill, Joan G. Moore.— ..[s.l.]:[s.n.], 1978.—155p.

Moring Faires, Virgil. Elementos de Máquinas/ Virgil Moring Faires.—La Habana: Edición Revolucionaria. 1966.—624p.

Thermodynamics: Problems on Thermodynamics/ Virgil Moring Faires.—La Habana: Edición Revolucionaria. 1966.—624p.

Ramos Páez, Néstor. Bombas, Ventiladores y Compresores/ Néstor Ramos Páez.— Ciudad de La Habana: Editora ISPJAE, 1995. —398p.

Reshetov, D. Elementos de Maquinas/ D Reshetov.—Ciudad de La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1990. —830p.

Rodríguez Arias, Adalberto Daniel. Teoría y práctica de los procesos de combustión: Composición elemental de algunos combustibles sólidos/Adalberto Daniel Rodríguez Arias, Belquis Rosabal Ponce, Pedro Brean Martínez.—La Habana: Editorial Academia, 2000. —396p.

Suárez Rivacoba, Rafael. Caña de azúcar y sostenibilidad: Enfoques y experiencias cubanas. Tomado de: http://www.desal.org.mx/article.php3?id_article=26 5 de marzo del 2008.

Anexos

Anexo I.

Cálculo de Volúmenes de Gases de la Caldera.

Datos técnicos	U/M	Valores
Flujo de vapor (Dv)	kg vapor/h	35000
Presión de generación (pv)	kG/cm ²	18
Temperatura del vapor (Tv)	°C	350
Eficiencia de la caldera,	%	70
Temp. Salida de los gases de la combustión (Tg)	°C	200
Relación aire/combustible (alpha)		1,6
Índice generación/combustible.	kG vapor/kG comb	1,75 a 2,10
Consumo de combustible.	T/h	16,5 a 20
Temperatura del aire de combustión (Ta)	°C	30
Temperatura del agua de alimentación (Taa)	°C	90
Composición del bagazo		
Carbono	%	23,5
Hidrógeno	%	3,25
Oxígeno	%	22
Cenizas	%	1,25
Nitrógeno	%	0
Azufre	%	0
Humedad del bagazo (w)	%	50
Humedad absoluta del agua (da)	g/kG	15,6
Entalpía vapor a (presión vapor y temp vapor)	kcal/kG vapor	749,7
Entalpía del agua de alimentar (temp agua)	kcal/kG vapor	90,04
Valor calórico del bagazo (VCS)	kcal/kG comb	1824,15

Resultados	U/M	Valores
Volumen de aire teórico.(Va ^o)	m ³ /kG comb	2,218
Volumen de gases secos. (Vgs)	m ³ /kG comb	3,521
Volumen de vapor de agua. (VH ₂ O)	m ³ /kG comb	1,092
Volumen de gases de la combustión.(Vg)	m ³ /kG comb	4,613
Volumen de gases a la temperatura de trabajo.(Vgt)	m ³ /kG comb	7,993
Calor útil (Qu)	kcal/h	23088100

Anexos.

Calor disponible (Qd)	kcal/kg comb	1824,15
Consumo de combustible (Bc)	kG comb/h	18081,30
Eficiencia del generador de vapor		0,70
Volumen de aire real que manejará el ventilador (TF). (Var)	m³/h	71211,80
Volumen de gases que manejará el ventilador (TI). (Vtg)	m³/h	173432,74

Anexo II.

Cálculo de parámetros del ventilador de simple succión.		
Datos	U/M	Valores
Revoluciones del motor. (n)	rpm	900
Potencia del motor. (Ne)	kW	168
Velocidad del fluido a la entrada. (Co)	m/s	30
Volumen de gases. (Q)	m ³ /s	20
Presión total. (Pt)	mm.ca	700
Densidad del aire. (ρ)	kG/m ³	1,2
Diámetro de eje (Deje). -doble succión-	m	0,2

Resultados		
Velocidad (U1)	m/s	47,1
Velocidad (U2)	m/s	69,5
Diámetro de succión. (Ds) ó (D1)	m	1,00
Ancho b1	m	0,28
Diámetro de descarga. (Dd) ó (D2)	m	1,75
Ancho b2	m	0,16

Cálculo del peso del impulsor	U/M	Valor
Volumen del disco posterior. (Vd1)	m ³	0,03
Espesor del disco.	mm	10
Diámetro del disco.	m	1,79
Volumen del ojo de succión. (Vos)	m ³	0,00014

Anexos.

Espesor del disco.	mm	10
Distancia. (h)	m	0,20
Diámetro del disco.	m	0,92
Volumen del cono de la entrada. (Vce)	m3	0,000011
Espesor del cono.	mm	10
Radio R1.	m	0,88
Radio R2.	m	0,90
Radio r1.	m	0,44
Radio r2.	m	0,46
Longitud L.	m	0,13
Volumen del álabe. (Val)	m3	0,0000305
Número de álabes (z).		16
Espesor del álabe.	mm	10
Peso del impulsor. (Wi)	N	2759,3

Anexo III.

Cálculo de los árboles.		
Árbol de simple succión.	U/M	Valor
Momento torsor (M_t).	N-m	1779,92
Momento flector (M_f).	N-m	1117,91765
Fuerza producto del peso (P1).	N	2794,8
Fuerza axial (Pa).	N	3682.9
Longitud (a)	m	0,5
Longitud (b)	m	0,4
Tensión de fluencia (σ_f). Ac. 45	Pa	353160000
Tensión admisible [σ]	Pa	58860000
Diámetro crítico (dc).	m	0,0709

Selección de cojinetes.

Simple succión.	U/M	Valor
Carga radial (R).	N	2794,8
Carga axial (A).	N	2650,4
Coeficiente de carga radial (x).		1
Coeficiente de carga axial (y).		0

Anexos.

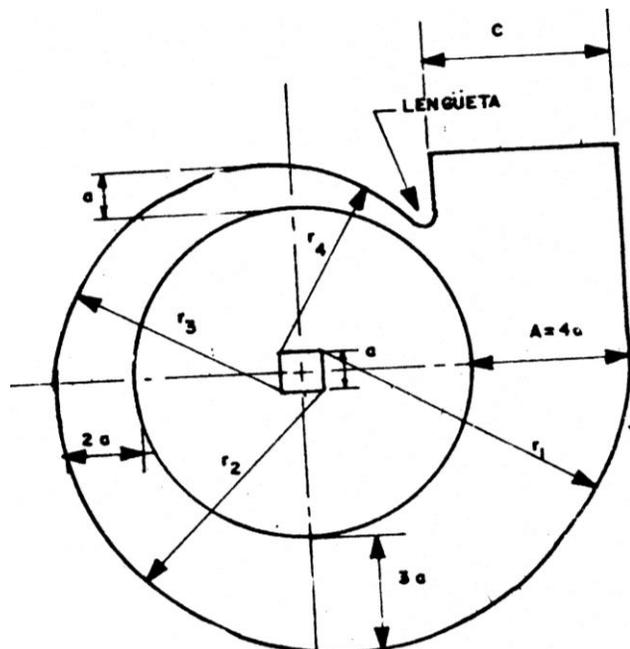
Coeficiente de rotación del aro (k_a).		1
Coeficiente de seguridad (k_s).		1
Coeficiente de temperatura (k_t).		1
Cantidad de horas esperadas (Lhesp).	h	1500
Carga reducida (Q_c).	N	192952,30

Anexo IV.

Parámetros diseñar la carcaza.

Simple succión	U/M	Valores		
Ancho de la sección transversal de la carcaza (B).	m	0,5		
Ancho de salida de la carcaza (C).	m	27.94	25	C2r
Ancho del cuadrado base para el diseño (a)	m	0,44	0,033	C2u

Doble succión	U/M	Valores		
Ancho de la sección transversal de la carcaza (B).	m	0,515		
Ancho de salida de la carcaza (C).	m	31.06	24,1	C2r
Ancho del cuadrado base para el diseño (a)	m	0,46	0,851	C2u



Ángulos de los álabes.	Simple succión	Doble succión
Entrada (β_1).	27.9	31.7
Salida (β_2).	41.3	58.59

