



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

“Dr. Antonio Núñez Jiménez”

FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA
EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

**Título: Comprobación del diseño mecánico del ventilador de tiro
forzado (VTF-B) de la empresa termoeléctrica**

“Lidio Ramón Pérez”

Autor: Efren Luis Sánchez Chacón

Moa, 2014

“Año 56 de la Revolución”



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

“Dr. Antonio Núñez Jiménez ”

FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA
EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

**Título: Comprobación del diseño mecánico del ventilador de tiro
forzado (VTF-B) de la empresa termoeléctrica
“Lidio Ramón Pérez”**

Autor: Efren Luis Sánchez Chacón

Tutor: Int. Ing. Danilo Campos Duffús

Moa, 2014

“Año 56 de la Revolución”

Pensamiento

“La experiencia no consiste en el número de cosas que se han visto, sino en el número de cosas que se han reflexionado”.

José María de Pereda

El saber no se obtiene por azar. Hay que buscarlo con afán y alimentarlo con diligencia.

Abigail Adams

La perfección no existe. Pero si la buscáramos, alcanzaríamos la excelencia.

Vince Lombarda

Ten siempre todas las cosa presentes de cuyos cambios han sido testigo. El universo es puro cambio y la vida es comprenderlo.

Marco Aurelio

Sin el enorme capital humano creado por la Revolución no podía ni siquiera soñarse con la gran revolución educacional que Cuba lleva a cabo en la actualidad, cuya trascendencia rebasará las fronteras de nuestro propio país.

Fidel Castro Ruz

Agradecimientos

A todos los profesores que me ayudaron de una forma u otra para formarme como un profesional.

A mi tutor por confiar en mí en la realización de este trabajo, Ing. Danilo Campos Duffús.

Al obrero, MSc. Juan Carlos Peña Céspedes por haberme ayudado en la realización de este trabajo.

A mis familiares por haberme apoyado en el momento de mi vida en que más lo necesitaba.

A mis amigos que siempre creyeron en mí.

A la Revolución, por darme la oportunidad de convertirme en profesional.

A todos

Muchas Gracias.

Dedicatoria

Este trabajo en opción al título de Ingeniero Mecánico está dedicado al ser más querido, hermoso y comprensible que he conocido, la que me ha dado el amor más puro, la única persona que ha estado conmigo en las buenas y las malas, es el ángel de inspiración que me ha dado Dios, **MI MADRE.**

A mis demás familiares mis tías, mis primas, mis primos y mi tío, por haberme apoyado mucho en los momentos más especiales.

A mi tutor Ing. Danilo Campos Duffús por ayudarme de una forma honesta.

Declaración de Autoridad

Yo: Efren Luis Sánchez Chacón

Autor de este trabajo de Diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad de texto de consulta, para las generaciones que me sucedan, para los estudiantes de las carreras técnicas.

Efren Luis Sánchez Chacón

Ing. Danilo Campos Duffús

Resumen

El presente trabajo está enfocado a efectuar la comprobación del diseño mecánico del ventilador de tiro forzado B, ubicado en la empresa termoeléctrica (ETE) “Lidio Ramón Pérez” de Felton, el cual durante su explotación ha presentado deficiencias desde el punto de vista de su operatividad.

Para el desarrollo del mismo se realizó la revisión de algunos trabajos referidos a los ventiladores centrífugos, así como, una breve descripción técnica junto al análisis de sus principales partes componentes.

Se analizó la disponibilidad técnica del ventilador VTF-B, se establecieron los parámetros reales que rigen el funcionamiento del motor y por medio de un procedimiento metodológico se llevó a cabo la comprobación de los cojinetes de contacto plano del sistema de transmisión, así como del árbol de alta velocidad.

Con el fin de evaluar la problemática planteada a partir del análisis de los resultados, se tuvo en cuenta su incidencia desde el punto de vista económico así como su impacto en el medio ambiente.

Abstract

The present work is focused to make the confirmation of the mechanical design of the fan of force shot B located at Lidio Ramón Pérez thermoelectric in Felton, which has presented defficiencies in its operability during its exploitation.

For the development of this research work the revision of some works referred to the centrifugal fans was carried out, as well as a brief technical description and the analysis of their main components.

The technical capacity of the VTF-B fan was analyzed, the real parameters of operation of the motor were setted down and by means of a methodological procedure the confirmation of the bearing of contact plane of the transmission system together the high-speed tree were checked.

Finally, with the purpose of evaluating the problem, the analysis of the results, their incidence in the economy and their impact in the environment were considered.

ÍNDICE

Contenido	Pág.
Introducción	1
CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	
1.1 - Introducción	4
1.2 - Trabajos precedentes	4
1.3 - Propiedades de los fluidos	5
1.4 - Leyes de semejanza aplicada a equipos de flujo	6
1.5 - Caracterización de las máquinas de flujo	7
1.6 - Características de los ventiladores	8
1.7 - Clasificación de los ventiladores	8
1.7.1 - Clasificación atendiendo a su función	9
1.7.2 - Clasificación atendiendo a la trayectoria del aire	10
1.7.3 - Clasificación atendiendo a la presión de trabajo	12
1.8 - Principales componentes de los ventiladores centrífugos	13
1.8.1 - Conducto de entrada	13
1.8.2 - Impelente de un ventilador centrífugo	14
1.8.3 - Voluta de un ventilador centrífugo	14
1.8.4 - Árbol motor de las máquinas centrífugas	14

1.8.5 - Cojinetes	15
1.8.6 - Conductos de descarga	15
1.9 - Flujo Tecnológico de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”	15
1.10 - Parámetros básicos del ventilador (VTF)	16
1.11 - Principales averías que pueden ocurrir	17
1.12 - Características de los árboles y ejes	18
1.12.1 - Diámetros normalizados para árboles y ejes	20
1.13 - Caracterización de los acoplamientos	20
1.14 - Características de los Cojinetes de deslizamiento y rodadura	21
1.15 - Lubricantes para el Ventilador (VTF)	23
1.16 - Grasa Lisan 2	24
1.17 - Mantenimiento	25
1.17.1 - Función del mantenimiento	26
1.17.2 - Objetivos del mantenimiento	26
1.17.3 - Tipos de mantenimientos	26
Conclusiones del Capítulo 1	28
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS	
2.1 - Introducción	29
2.2 - Disponibilidad del Ventilador de Tiro Forzado (VTF)-B	29

2.2.1 - Ciclos de mantenimientos del VTF-B	29
2.2.2 - Comportamiento de rotura del ventilador VTF-B	31
2.3 - Materiales y equipos de medición	32
2.4 - Mediciones obtenidas del ventilador de tiro forzado B	35
2.5 - Cálculo para la comprobación de la eficiencia del motor.	36
2.6 - Metodología de cálculo para la comprobación del diseño del árbol del ventilador.	36
2.7 - Metodología de cálculo para la comprobación de los cojinetes de contacto plano.	40
2.7.1 - Cálculo del espesor mínimo de la película lubricante	41
2.7.2 - Cálculo de la excentricidad relativa	42
2.7.3 - Determinación del criterio de la carga	42
2.7.4 - Cálculo del parámetro que considera las propiedades del lubricante	43
2.7.5 - Determinación de la viscosidad dinámica del aceite	44
2.7.6 - Cálculo de la carga máxima que podrá soportar el cojinete	45
2.7.7 - Determinación de la holgura diametral máxima	45
2.7.8 - Pérdidas por rozamiento en los cojinetes de contacto plano	46
Conclusiones del Capítulo 2	47

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1 - Introducción	48
3.2 - Eficiencia del motor	48
3.3 - Diseño del árbol del ventilador	49
3.4 - Cojinetes de contacto plano o deslizamiento.	49
3.5 - Valoración económica	50
3.6 - Impacto ambiental	51
Conclusiones del Capítulo 3	51
Conclusiones Generales	53
Recomendaciones	54
Referencias Bibliográficas	55
Anexos	57

Introducción

Introducción

Desde la antigüedad el hombre se dio a la tarea de buscar fuentes de energía para su propio beneficio. Con el transitar de los años se han implementado en el mundo innovadoras formas de obtención de energía cada vez más sofisticadas, utilizando en algunos casos los combustibles fósiles para su obtención, una de las energías que produce el hombre es la electricidad y para su producción el hombre ideó la construcción de hidroeléctricas utilizando el agua como medio para su obtención de energía y además las centrales termoeléctricas que utilizan combustibles como el petróleo dentro de las que se encuentra la Empresa termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” enclavada en Felton. Esta es la instalación de su tipo de más reciente construcción en nuestro país, consta de dos unidades generadoras de 250 MW cada una, la primera unidad fue sincronizada al Sistema Electroenergético Nacional (SEN) el 16 de febrero de 1996, la segunda unidad se sincronizó al SEN el 12 de diciembre de 1999, cuentan con dos turbinas de vapor, marca Skoda, de fabricación Checa; en estas se transforma el calor del vapor en trabajo en el eje de la misma y dos generadores de vapor de construcción Eslovaca, en los que se usa la energía térmica que se libera al quemar combustible orgánico líquido; para tal fin, es necesario suministrar al hogar de caldera oxígeno en exceso que se logra por medio de dos ventiladores centrífugos de aspiración bilateral, esto se obtiene haciendo transitar el aire producido por dichos ventiladores a través de conductos hasta los quemadores de generador de vapor para favorecer el proceso de combustión del combustible.

Dentro de la numerosa gama de equipos que componen la unida generadora es de significar el rol tan importante que juegan los ventiladores centrífugos dentro del flujo productivo de esta empresa que se basa en la producción de energía eléctrica, aprovechando el calor generado en el proceso, es por tal motivo que se le presta gran atención en cuanto al diseño de estos equipos dinámicos y a la eficiencia de operación, la cual muchas veces se ven afectadas por desperfectos técnicos

producidos por la mala manipulación, mantenimientos inadecuados o los regímenes de explotación.

Los sistemas de ventiladores centrífugos de la empresa termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” (ETE) son los encargados de garantizar la cantidad de aire necesaria para la combustión de la caldera, venciendo además toda la resistencia de la caldera en la parte de gases de combustión. Estos ventiladores transportan el aire a través de los precalentadores de aire con vapor y los calentadores regenerativos (CAR) antes de alcanzar los quemadores. La cantidad de aire es regulada mediante las dobles compuertas situadas en la succión de los ventiladores.

Situación problemática

Actualmente el flujo de aire que se suministra no satisface las necesidades de la caldera, en algunos casos se ve limitada la generación de la unidad y en otros casos provoca la salida de servicio. Por lo que es necesario hacer una comprobación del diseño mecánico del ventilador de tiro forzado (VTF)-B para tener una mayor precisión de su régimen de trabajo.

A partir de la deficiencia expresada se declara como **problema** de la investigación:

Desconocimiento de las causas que provocan la disminución del suministro de aire del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE “Lidio Ramón Pérez”.

Teniendo en cuenta la problemática planteada y el problema de la investigación se define como **objeto de estudio de la investigación**:

El ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE “Lidio Ramón Pérez”.

Sobre la base del problema a resolver se formula la siguiente **hipótesis**:

Si se realiza la comprobación del diseño mecánico del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1, así como de sus principales partes componentes, se podrán definir las causas que originan la disminución del suministro de aire para satisfacer las necesidades de la caldera.

En correspondencia con la hipótesis planteada se define como **objetivo general del trabajo**:

Analizar el diseño de los componentes que afectan el buen funcionamiento del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE “Lidio Ramón Pérez” que permita el incremento del flujo de aire.

Para dar cumplimiento al objetivo general de la investigación se definen los siguientes **objetivos específicos:**

1. Realizar un análisis de diseño que permita identificar las causas de la disminución del flujo de aire del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE “Lidio Ramón Pérez”.
2. Establecer un procedimiento metodológico que permita comprobar los cojinetes de contacto plano del sistema de transmisión del ventilador que respondan con un funcionamiento adecuado, así como del árbol de alta velocidad.
3. Realizar el análisis de los resultados de la metodología propuesta, así como la valoración económica y el impacto medioambiental.

Para garantizar el cumplimiento del objetivo de la investigación se proponen las siguientes **tareas del trabajo:**

1. Revisión y búsqueda bibliográfica y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el diseño de elementos de máquinas de flujo.
2. Análisis del diseño actual del mecanismo del ventilador.
3. Estudio de las causas que originan la disminución del flujo de aire del ventilador.
4. Análisis de los resultados y fundamentación de los parámetros del ventilador.
5. Análisis de la incidencia de esta problemática en el medio ambiente.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES

INVESTIGATIVOS

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1 - Introducción

Por lo general, en la combustión se utiliza como comburente el aire atmosférico, que es una mezcla de oxígeno y nitrógeno con pequeñas cantidades de otros gases como dióxido de carbono, argón y vapor de agua. El horno es el lugar del generador de vapor a donde se suministra el combustible conjuntamente con el aire en exceso, empleando para ello ventiladores centrífugos. Estos ventiladores son equipos que tienen una amplia gama de aplicaciones en las industrias, como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de procesos, torres de enfriamiento, para el transporte neumático, entre otros. La creciente demanda de estos equipos con dimensiones más pequeñas y confiables y las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta mayor atención a su diseño, por lo que se requiere una evaluación de ingeniería antes de la selección de un ventilador. Para ello, es esencial el conocimiento de los rasgos distintivos de estas máquinas, lo que nos dará un mayor conocimiento acerca de sus condiciones de operación (Greene, 1995).

En el presente capítulo se establece como **objetivo:**

Realizar un análisis bibliográfico que permita definir el estado del arte sobre las máquinas soplantes, que posibilite desarrollar un campo teórico que guíe y sustente la presente investigación.

1.2 - Trabajos precedentes

Una investigación científica de acuerdo con lo planteado por Aróstegui (1978), en cualquier área del conocimiento debe siempre estar sustentada por la actividad teórica y empírica, de ahí que sea necesario utilizar los métodos que caracterizan a cada una de ellas para desarrollar científicamente las mismas a partir de una clara caracterización del objeto, del planteamiento del problema, la hipótesis, los objetivos, y las tareas.

Remiro y Lozano (1994), refieren en su investigación que el diagnóstico de la operación de un sistema energético consiste en descubrir e interpretar los signos de un mal funcionamiento en los equipos y cuantificar sus efectos en términos de

consumo adicional de recursos; es decir, saber dónde, cómo y qué parte del consumo de recursos puede ser ahorrado, manteniendo constantes la cantidad y especificaciones de los productos del sistema. Para realizar el diagnóstico no basta con determinar el estado de funcionamiento de la central a partir de pruebas de rendimiento; se requiere, además, comparar dicho estado con una situación límite o estado de referencia.

Pacheco (1994), persigue el objetivo de exponer los complicados fenómenos que tienen lugar en las máquinas centrífugas, como las que se usan en los sistemas de suministro de aire para la combustión en instalaciones energéticas. Aunque la mayor parte de la monografía es dedicada al análisis de los sistemas de bombeo de líquidos.

Según, Erojin y Majanco (1986), la presión desarrollada por un ventilador, depende de la resistencia hidráulica que ejerce la red de aire, cuanto mayor sea la resistencia ejercida tanto menor será el caudal del ventilador.

Por su parte, A. H. Church (1976), ofrece información detallada sobre la teoría del funcionamiento y el diseño tanto de bombas centrífugas como de máquinas soplantes, según este autor el método corriente para ensayar una bomba o una máquina soplante es hacerla funcionar a velocidad constante y variar el caudal estrangulando la salida.

Cherkaski, 1986. Aborda con bastante profundidad la teoría de los ventiladores desde una óptica muy actual. Analiza los ventiladores de tiro forzado de la industria de generación de potencia, aspecto no muy tratado en otras literaturas.

1.3 - Propiedades de los fluidos

La rama de la mecánica que estudia el comportamiento de los fluidos, ya sea en reposo o en movimiento, se le llama “Mecánica de los Fluidos”. En la estática de los fluidos, el peso específico es la propiedad importante, mientras que en el flujo de fluidos, la densidad y la viscosidad son las que predominan. Cuando tiene lugar una compresibilidad apreciable es necesario considerar los principios de la termodinámica. Al intervenir presiones manométricas negativas, la tensión de vapor

adquiere importancia, y la tensión superficial afecta a la estática o cinemática de los fluidos cuando las secciones de paso son pequeñas según plantea (Torres, 2000).

Los fluidos son sustancias que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma. Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases según Greene (1995). Los líquidos son prácticamente incompresibles, ocupan un volumen definido y tiene superficies libres, sin embargo los gases son compresibles, se expansionan hasta ocupar todas las partes del recipiente que los contenga.

1.4 - Leyes de semejanza aplicada a equipos de flujo

En la construcción de máquinas modernas, se utiliza ampliamente el método de simulación y ensayo de modelos que permiten comprobar el proyecto e introducir, en las correcciones prácticas, las modificaciones en las distintas variables analizadas. Los modelos se construyen cumpliendo las leyes de semejanza (Ramos, 1995), a saber:

Primera ley de semejanza

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_{e1}}{D_{e2}} \right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \quad 1.1$$

Donde:

Q_1 y Q_2 - semejanza de los gastos volumétricos de dos máquinas, (m³/s)

D_{e1} y D_{e2} - semejanza de diámetros de dos máquinas, (m)

n_1 y n_2 - semejanza entre la frecuencia de rotación de dos máquinas, (rev/min)

η_{v1} y η_{v2} - rendimiento volumétrico de dos máquinas semejantes, (%)

Segunda ley de semejanza

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_{e1}}{D_{e2}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}} \quad 1.2$$

Siendo:

H_1 y H_2 - carga de impulsión de dos máquinas semejantes, (m)

η_{h1} y η_{h2} - rendimiento en la impulsión de dos máquinas semejantes, (%)

Tercera ley de semejanza

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_{e1}}{D_{e2}} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad 1.3$$

Para lo que:

N_1 y N_2 - potencia de dos máquinas semejantes, (W)

η_1 y η_2 - rendimiento del motor de dos máquinas semejantes, (%)

ρ_1 y ρ_2 - densidad del fluido trasegado por dos máquinas semejantes, (kg/m³)

1.5 - Caracterización de las máquinas de flujo

Las bombas, ventiladores y compresores son equipos que son accionados por un medio exterior (motor, turbina, etcétera), donde la energía mecánica obtenida es utilizada para elevar la del fluido. Esta energía, en forma de presión y velocidad, permitirá que el fluido se desplace desde un punto a otro venciendo las resistencias que se oponen a su paso (Gerhart, 1995).

Para el trabajo con gases y vapores se emplean los ventiladores y compresores. La diferencia entre unos y otros está dada por el incremento de presión que se desea transmitir al fluido. Generalmente, se emplean ventiladores para obtener incrementos en presión no mayores de 300 mm de columna de agua. Para incrementos mayores de presión, es necesario emplear compresores (Rosselió, 2001).

Cualquier tipo de industria, pequeña o grande, automatizada o artesanal, siempre requerirá el empleo de algunos de estos equipos para el movimiento de los fluidos que intervienen en el proceso productivo (agua, soluciones, aire comprimido, gases industriales, gases refrigerantes aire para la ventilación, etc).

1.6 - Características de los ventiladores

Un ventilador, es una máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento. Podemos definirlo como una turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria para mantener un flujo continuo de aire.

Dentro de una clasificación general de máquinas, se encuentran los ventiladores como turbomáquinas hidráulicas, tipo generador y para gases, de acuerdo con Vennard y Street (1992).

Según Roydex (1972) un ventilador consta, en esencia, de un motor de accionamiento, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos: arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad y un propulsor giratorio en contacto con el aire, al que le transmite energía.

Este propulsor adopta la forma de rodete con álabes, en el caso del tipo centrífugo, o de una hélice con palas de silueta y en número diverso, en el caso de los axiales. El conjunto, o por lo menos el rodete o la hélice, van envueltos por una caja con paredes de cierre en forma de espiral para los centrífugos y por un marco plano o una envoltura tubular en los axiales. La envoltura tubular puede llevar una reja radial de álabes fijos a la entrada o salida de la hélice, llamada directriz, que guía el aire, para aumentar la presión y el rendimiento del aparato (Vennard y Street, 1992).

En el tipo helicocentrífugo y en el transversal, el elemento impulsor del aire adopta una forma cercana al de los rodetes centrífugos (Greene, 1995).

1.7 - Clasificación de los ventiladores

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

Es bastante común adoptar la designación atendiendo a alguna de sus características adaptadas, según Ramos (1995) se clasifican atendiendo a:

- La función que cumplen.
- En dependencia de la trayectoria que recorre el aire.
- La presión que desarrollan.

1.7.1 - Clasificación atendiendo a su función

Los ventiladores cumplen varias funciones dentro de cualquier proceso productivo, en dependencia de su función pueden ser con envolvente, murales y de chorro.

1.7.1.1 - Clasificación de los ventiladores con envolvente

En los ventiladores con envolvente, la forma que posee la succión y la descarga determina el tipo de ventilador, a saber: ventiladores impulsores, ventiladores extractores y ventiladores impulsores – extractores.

1.7.1.1.1 - Ventiladores impulsores

Los ventiladores impulsores se utilizan cuando se quiere dirigir una masa de aire en una dirección específica, aumentando hasta cierto punto la presión de flujo y donde se requieren grandes caudales de aire. En estos equipos la succión es libre y la salida entubada, con el fin de que el flujo sea estable con la menor cantidad de pérdidas posible (Ramos, 1995).

1.7.1.1.2 - Ventiladores extractores

Los ventiladores extractores son utilizados para la extracción de gases y partículas de diferentes granulometrías, por lo que sus especificaciones técnicas son muy exigentes. También tienen una amplia gama de aplicaciones en algunos sistemas industriales como cabinas de pintura y extracciones localizadas de humo y locales, donde las elevadas temperaturas requieren que estos ventiladores extraigan parte del calor que se produce en su interior. Generalmente operan con la succión entubada y con la descarga libre que puede ser al medio circundante (Greene, 1995).

1.7.1.1.3 - Ventiladores impulsores – extractores

Los ventiladores que son impulsores – extractores deben cumplir la condición de que al gas o mezcla de gas con partículas, que es trasegado por el ventilador, se le

entregue suficiente energía para que el flujo por el interior de la cavidad tubular venza las resistencias que encuentre a su paso en toda la trayectoria. Estos ventiladores son utilizados generalmente para el transporte neumático de gases o mezcla de gases con partículas de pequeñas granulometrías como las partículas de polvo. Son contruidos con la succión y la descarga entubadas (Ramos, 1995).

1.7.1.2 - Ventiladores murales

Los ventiladores tipo murales conocidos también como simplemente extractores, tienen la función de trasladar aire, entre dos espacios separados, por un muro o pared. Generalmente son utilizados como extractores de vapor en algunos establecimientos de elaboración de alimentos, o como purificador, extrayendo polvos y elementos nocivos de locales donde se requieren determinadas condiciones de trabajo.

1.7.1.3 - Ventiladores de chorro

Los ventiladores de chorro son aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas, trabajan a presión atmosférica en la mayoría de los casos. Actualmente su mayor uso es con fines domésticos aunque a nivel industrial se utilizan como medios de ventilación de máquinas y locales de pequeño tamaño.

1.7.2 - Clasificación atendiendo a la trayectoria del aire

Según (Vennard y Street, 1992), atendiendo a la trayectoria del aire, los ventiladores tienen varias clasificaciones que pueden variar en dependencia de la disposición del aire en el ventilador por lo que se distinguen los del tipo centrífugo y el axial aunque existen otros como los transversales y helicocentrífugos que no son tan difundidos en las industrias modernas.

1.7.2.1 - Ventilador centrífugo

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

Según Ramos (1995), los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar, en general, en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación (ver figura 1.1).

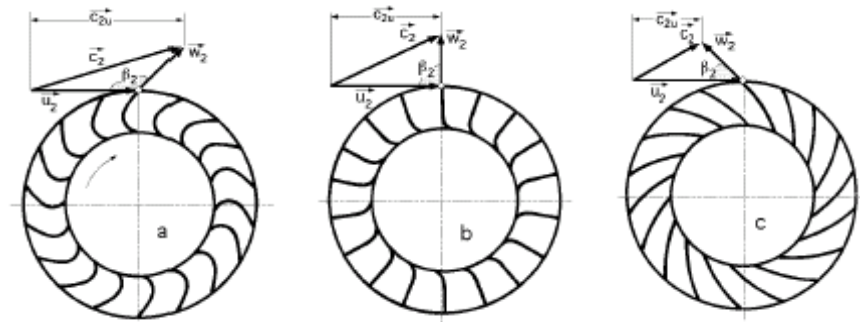


Figura 1.1. Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos (fuente: Barzaga, 2010)

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

1.7.2.2 - Ventiladores axiales

En los ventiladores axiales según lo planteado por Ramos (1995), la entrada de aire al aparato y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales, es decir, el flujo de aire sigue la dirección del eje del mismo. Se suelen llamar helicoidales, pues el flujo a la salida tiene una trayectoria con esa forma. En líneas generales, son aptos para mover grandes caudales a bajas presiones. Con velocidades periféricas ligeramente altas suelen ser muy ruidosos (ver figura 1.2).

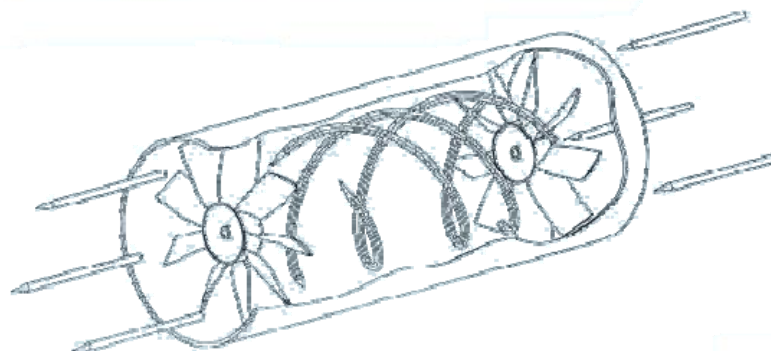


Figura 1.2. Trayectoria del aire en ventiladores axiales (Fuente: Ramos: 1995).

1.7.3 - Clasificación atendiendo a la presión de trabajo

Los ventiladores, atendiendo a la energía en forma de presión que es entregada al fluido luego que es succionado por la máquina se clasifican en ventiladores de baja presión, ventiladores de mediana presión y ventiladores de alta presión.

1.7.3.1 - Ventiladores de baja presión

Se consideran ventiladores de baja presión a los que no alcanzan los 70 Pascales. Suelen ser centrífugos y por antonomasia, generalmente estos son utilizados en la climatización de locales Gerhart (1995).

1.7.3.2 - Ventiladores de mediana presión

Son ventiladores de mediana presión si se encuentra entre los 70 y 3000 Pascales según White (1979). Los ventiladores con estas características pueden ser o bien centrífugos o axiales en dependencia de las condiciones que se desea darle al fluido trasegado.

1.7.3.3 - Ventiladores de alta presión

Los ventiladores se consideran de alta presión cuando la presión está por encima de los 3000 Pascales. Estos ventiladores suelen ser de gran tamaño con rodets estrechos y diámetros relativamente grandes, generalmente para estas características suelen ser centrífugos (Greene, 1995).

Es importante tener en cuenta que tanto la altura efectiva, así como la altura dinámica y estática y el caudal desarrollado por el ventilador en condiciones de rendimiento óptimo son idénticos; pero al variar la densidad, las presiones estáticas, dinámicas y totales son distintas.

Esto se ha de tener presente en el trazado de las curvas características, ya que en los ventiladores no se suelen utilizar como variables las alturas, sino las presiones (White, 1979).

Conocido un punto cualquiera de la característica del ventilador trabajando, por ejemplo, como soplante, es fácil hallar el punto correspondiente de la misma trabajando como exhaustor.

1.8 - Principales componentes de los ventiladores centrífugos

En general las máquinas centrífugas (ver figura 1.3), están compuestas por un conducto de entrada, impelente, voluta, árbol motor, cojinetes, conducto de descarga, entre otros, según (Ramos, 1995).

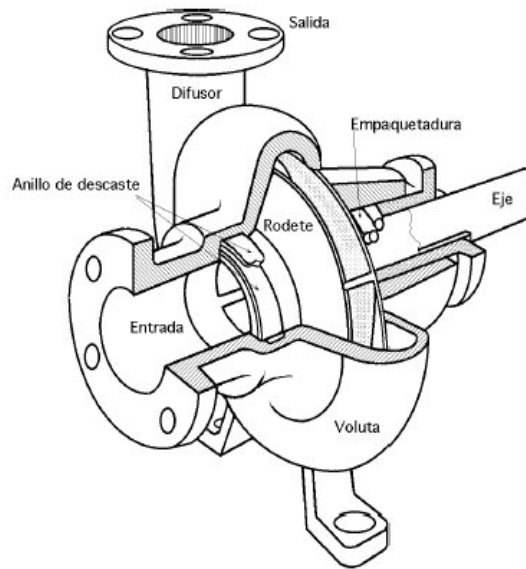


Figura 1.3. Disposición de los elementos en una máquina centrífuga (fuente: Rosselió, 2001).

1.8.1 - Conducto de entrada

Según lo planteado por White (1979), el conducto de entrada tiene como objetivo conducir el fluido hacia el impelente. Puede tener la forma de un conducto axial o puede tener la forma de cámara colectora.

Tanto el conducto como la cámara de entrada deben tener un buen acabado superficial y no deben producir cambios bruscos en la dirección del fluido para evitar caídas de presión adicionales, que contribuyen a la aparición de la cavitación. Estos conductos de entrada pueden tener variadas configuraciones, la selección de estas depende de las posibilidades constructivas y del costo permisible del ventilador.

En los ventiladores de alta eficiencia se emplean muy frecuentemente los conductos de entrada del tipo toroidal o del tipo combinado. La ventaja de estos conductos consiste en que contribuyen a modificar la dirección del flujo de axial a radial.

1.8.2 - Impelente de un ventilador centrífugo

En el impelente del ventilador, como en toda máquina centrífuga ocurre la entrega de energía al fluido que penetra en él. Los impelentes generalmente están formados por los discos delantero y trasero, y los álabes que se encuentren fijos entre estos discos. En ocasiones se emplean impelentes semiabiertos que carecen del disco delantero.

El parámetro característico de los impelentes de los ventiladores es su diámetro exterior D_2 , el cual se define por el borde de salida de los álabes, ya que existen ventiladores en los cuales este diámetro es menor que el diámetro exterior de los discos del impelente.

El diámetro exterior del impelente debe ser tal que garantice la presión deseada con un mínimo de pérdidas y el menor ruido posible. Para disminuir las pérdidas hidráulicas relacionadas con la transformación de energía cinética en potencial en los canales del impelente, se recomienda perfilar los álabes de forma tal que sean iguales las velocidades relativas a la entrada y salida del canal interálabe. Esto se puede lograr solamente con el empleo de álabes retrasados ($\beta_2 < 90^\circ$). (Gerhart, M. and Gross, J. 1992).

1.8.3 - Voluta de un ventilador centrífugo

Al salir del impelente, el fluido es recolectado en una cámara denominada voluta y que generalmente tiene forma de espiral. En la voluta ocurre una transformación de carga de velocidad en presión. Esta transformación se logra mediante un incremento gradual del área de flujo, con lo cual se produce el efecto de difusión. El diseño de la voluta debe ser tal que logre la transformación de energía, la que tiene lugar luego de que el fluido sale del impelente con un mínimo de pérdidas. Para lograr esto, debe evitarse la formación de turbulencias y remolinos, así como hacer coincidir la dirección del fluido con la del área de la voluta (Roydex, 1972).

1.8.4 - Árbol motor de las máquinas centrífugas

El árbol puede estar soportado por uno de sus extremos, con el impelente en el extremo opuesto o puede estar apoyado por ambos extremos, como en el caso de

varios impelentes montados en el mismo eje o impelentes que poseen succión por ambos lados (Ramos, 1995).

1.8.5 - Cojinetes

Un cojinete en ingeniería es la pieza o conjunto de ellas sobre las que se soporta y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina. De acuerdo con la naturaleza del rozamiento entre las superficies que se desplazan unas respecto a otras, los cojinetes se dividen en cojinete de deslizamiento (de contacto plano) y cojinete de contacto rodante. (V. Dobrovolski, 1980)

1.8.6 - Conductos de descarga

El conducto de descarga se encuentra a continuación de la voluta y puede tener una sección transversal constante o puede tener forma cónica para lograr una disminución adicional de la velocidad del fluido. El objetivo de mantener baja la velocidad es para evitar grandes pérdidas por fricción en los conductos que según Ramos (1995) son proporcionales al cuadrado de la velocidad.

1.9 - Flujo Tecnológico de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”

La empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” cuenta con dos unidades generadoras de electricidad, ambas poseen una caldera con doce quemadores tangenciales, ubicados en tres niveles en las esquinas del horno, cada uno puede suministrar hasta 5700 Litros de combustible por hora. Además del combustible, para el proceso de oxidación del mismo con el consiguiente desprendimiento de gran cantidad del calor, al horno de la caldera se suministra la cantidad de aire necesaria para lograr la combustión completa, este aire es succionado de la atmósfera por dos ventiladores conectados en paralelo como lo indica la figura 1.4. El aire se precalienta con vapor hasta 75 °C y finalmente se eleva su temperatura hasta 315 °C en los calentadores de aire regenerativos (CAR). Por otra parte a la caldera se le suministra agua de alimentación, la cual al absorber el calor desprendido por la combustión se transforma en vapor de agua. El vapor producido en la caldera llega a la turbina a través de las tuberías de alta presión, donde entra al cuerpo de alta presión a través de 4 válvulas que controlan la

El diagrama ilustra un ciclo de potencia industrial. El combustible (B. Petróleo limpio) es almacenado y luego enviado a quemadores dentro de una caldera. El agua en la caldera se calienta y se convierte en vapor, el cual es supercalentado y enviado a la turbina. La turbina está conectada a un generador que produce energía (SEN). El vapor sale de la turbina y entra en un condensador, donde se enfría con agua de mar. El agua condensada pasa por un sistema de bombeo (B. condensado 1 etapa, B. condensado 2 etapa) y luego a un sistema de alimentación de agua (T. alimentar, B. Alimentar). El agua alimentada entra en la caldera. El sistema también incluye un recalentador (Recal.) y un sistema de ventilación (VTF A, VTF B) que recibe aire (Aire) y combustible (CAR A, CAR B) para ser expulsado por una chimenea.

1.10 - Parámetros básicos del ventilador (VTF)

- Equipo: Ventilador de Tiro Forzado (VTF)
- Tamaño del rodete: 2316 mm

- Modelo: CSD SER B-1306
- Rotación: anti horario
- Peso: 5490 kg
- Potencia absorbida del ventilador: 1825 kW
- Revoluciones críticas: 1744 rpm
- Flujo de aire: 137 m³/s
- Presión a la salida: 11 kPa
- Temperatura del aire: 32 °C
- Densidad de entrada: 1,1585kg/m³
- Velocidad de rotación: 1180 rpm
- Material del árbol: acero forjado AISI – C – 1030, normalizado, examinado ultra – sónicamente y esfuerzo relevado.
- Horas de trabajo: 24 hrs

Parámetros del motor

- Potencia : 2000 kW
- Voltaje: 6000 V
- Revoluciones: 1190 rpm
- Eficiencia: 95.5%
- Corriente: 232 A

En la siguiente tabla 1.1 se muestran los datos del peso del impelente y el árbol

Tabla1.1. Parámetros del impelente y el árbol.

Parámetros	Impelente	Eje	Total	U/M
Peso	1592	3898	5490	Kg

1.11 - Principales averías que pueden ocurrir

Estos ventiladores llevan muchos años de explotación en la empresa los cuales

presentan numerosos problemas durante su funcionamiento, esto provoca la parada inmediata del equipo y afecta a la producción, unos de estos problemas o averías que suelen ocurrir son:

- El ventilador no alcanza la potencia de trabajo.
- Exceso de vibraciones del ventilador.
- El rodamiento se calienta demasiado.
- El rodamiento silba.
- Ruido en el rodamiento.
- El motor eléctrico no arranca y es silencioso.
- El motor eléctrico no arranca y emite un ruido fuerte.
- El motor no alcanza las revoluciones nominales.

1.12 - Características de los árboles y ejes

Según lo planteado por Ramos (1995), el esfuerzo principal que actúa sobre el eje de una máquina centrífuga es el originado por el momento torsor aplicado en la sección más débil del mismo. Un criterio a tener en cuenta en los ejes de las máquinas centrífugas, es el de la velocidad crítica que es aquella para la cual el eje comienza a vibrar con amplitudes inadmisibles, al coincidir la frecuencia de rotación con la frecuencia natural del eje, por lo que al diseñarlos, se recomienda que la primera velocidad crítica sea por lo menos un 20% mayor que su velocidad de rotación en condiciones normales de operación. Otro criterio a tener en cuenta en los ejes de las máquinas centrífugas, está basado en el valor de deflexión o flecha estática producida por su propio peso y el del impelente, cuyo valor máximo es de 0.130 a 0.150.

Los ejes, son elementos destinados a que una o más ruedas puedan girar libremente, como es el caso de ejes de vagones de ferrocarril y los ejes delanteros de automóviles de tracción a las ruedas traseras. Los ejes no transmiten potencia y por ello están sometidos solamente a esfuerzos de flexión, con efecto de fatiga los ejes

de vagones y sin efecto de fatiga los ejes de automóviles, los ejes pueden ser redondos y giratorios tal como lo son los de vagones, o tener cualquier otra forma y ser estacionarios, como es el caso de los ejes de automóviles (Rodríguez; Corugedo, 1990).

Se conocen como árboles (ver figura 1.5) a los elementos giratorios encargados de transmitir potencia, estando por ello sometidos, a veces, a esfuerzos de torsión pura y casi siempre a esfuerzos combinados de torsión y flexión. (Rodríguez, 2000, Reshetov, 1987)

El esfuerzo de torsión se produce al transmitir torque y la flexión debido a las fuerzas radiales que aparecen según sea la forma como se transmite la potencia a otro árbol (mediante acoplamientos, cadenas de transmisión, correas planas y trapeciales, por medio de engranajes y otros).

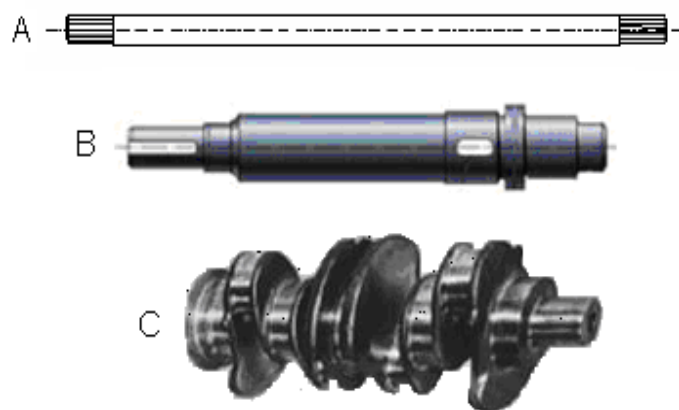


Figura 1.5. Tipos fundamentales de árboles según su forma geométrica.

(a) árbol recto, (b) árbol escalonado, (c) árbol acodado (cigüeñal).

Los árboles, en general, quedan expuestos a esfuerzos de fatiga, especialmente en flexión. Los árboles generalmente son redondos y escalonados aunque también existen árboles acodados como los cigüeñales y árboles flexibles

Los árboles son elementos de máquinas que están diseñados para transmitir movimiento, estos están presentes en todas aquellas máquinas donde se realice esta función. Estos elementos se montan en las partes giratorias de las máquinas, resultando ser los verdaderos ejes geométricos de estos dispositivos de rotación. Los

árboles, a diferencia de los ejes, además de sostener las unidades giratorias transmiten momentos torsores, por consiguiente, los árboles resultan cargados, no sólo por esfuerzos normales debido a los momentos flectores, sino también, por esfuerzos tangenciales generados por momentos torsores en toda la longitud o en sectores aislados del árbol (Rodríguez; Corugedo, 1990).

1.12.1 - Diámetros normalizados para árboles y ejes

Para el dimensionamiento de ejes y árboles se dará preferencia, si no existe una buena razón en su contra, a los siguientes diámetros normalizados:

10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; etc., aumentando de 5 y 10 mm hasta 500 mm cuando sobre ellos se deban montar rodamientos.

Para los extremos de árboles de motores eléctricos, reductores de velocidad, motorreductores, en aquellas partes donde se montan acoplamientos, poleas, ruedas de cadenas, ruedas de engranajes y otros elementos afines, los diámetros recomendados son los correspondientes a las cifras normativas DIN 323, series R5, R10, R20 y eventualmente serie R40:

10; 11; 12; 12,5; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500.

Siempre que sea posible, para dimensionar los diámetros de los ejes, se dará preferencia a los valores de la serie R5. Si lo anterior no es posible, se preferirán los valores de la serie R10 (Rodríguez, 2000).

1.13 - Caracterización de los acoplamientos

Según lo planteado por Aneiros (1983), la misión de los acoplamientos de mando es transmitir el momento de torsión entre árboles que está uno a continuación de otro o entre el árbol y las piezas montadas en él (ver figura 1.6). Mediante los acoplamientos se unen árboles coaxiales y otras piezas, árboles aproximadamente coaxiales y árboles con ejes entrecruzados y mutuamente inclinados.

En las máquinas centrífugas, el acoplamiento permite que ocurran transformaciones de energía empezando por la motora transmitida por el motor eléctrico y terminando por la energía que es entregada el fluido en forma de presión.

Según Erick (2003), es importante tener en cuenta en las máquinas centrífugas los aspectos relacionados con la alineación de los acoplamientos ya sean del tipo flexible o rígido, dado a que existe una idea errónea de que los acoplamientos rígidos merecen especial atención en cuanto a este aspecto y la verdad es que un acoplamiento flexible desalineado logra transmitir torque produciendo niveles de vibración relativamente bajos pero estos pueden ser suficientemente altos como para dañar los rodamientos y los sellos. La mayoría de los fabricantes recomiendan alinear los acoplamientos flexibles con tanto cuidado y exactitud como si estos fueran acoplamientos rígidos.

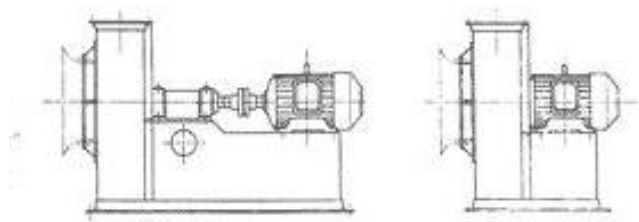


Figura 1.6. Acoplamientos ente árboles uno a continuación del otro y árbol del motor sujetando directamente el rodete del ventilador (Fuente: Shigley, 1983).

1.14 - Características de los Cojinetes de deslizamiento y rodadura

En los cojinetes de deslizamiento los elementos rozantes están separados por medio de la capa de líquido, gracias a lo que el rozamiento entre los cuerpos sólidos se sustituye por el roce en líquido. En función del procedimiento de aseguramiento del roce líquido los cojinetes se clasifican en hidrodinámicos e hidrostáticos. (V. Dobrovolski, 1980)

En los cojinetes hidrodinámicos, la presión hidrodinámica en la capa de líquido que separa las superficies rozantes, surge al desplazarse dichas superficies relativamente unas a otras. (V. Dobrovolski, 1980)

En los cojinetes hidrostáticos, el lubricante separa las superficies del árbol y del cojinete independientemente de que se encuentren dichas superficies en estado de reposo o de movimiento, puesto que el lubricante se suministra bajo la presión por una fuente accesoria (bomba). (V. Dobrovolski, 1980)

Los cojinetes de deslizamientos están compuestos por dos casquillos que tienen un movimiento en contacto directo, realizándose un deslizamiento por fricción, con el fin de que esta sea la menor posible. La reducción del rozamiento se realiza según la selección de materiales y lubricantes. Los lubricantes tienen la función de crear una película deslizante que separe los dos materiales o evite el contacto directo. Como material de los casquillos se suele emplear el metal Babbitt. Al tocarse las dos partes, que es uno de los casos de uso más solicitados de los cojinetes de deslizamiento, el desgaste en las superficies de contacto limita la vida útil. La generación de la película lubricante que separa por una lubricación completa requiere un esfuerzo adicional para elevar la presión y que se usa sólo en máquinas de gran tamaño para grandes cojinetes de deslizamiento. La resistencia al deslizamiento provoca la conversión de parte de la energía cinética en calor, que desemboca en las partes que sostienen los casquillos del cojinete. (V. Dobrovolski, 1980)

Los cojinetes de rodamientos está constituido por un conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Teóricamente, estos no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura (Rodríguez; Corugedo, 1990).

Las bolas, en su trayectoria circular, están sometidas alternativamente a cargas y descargas, lo que produce deformaciones alternantes, que a su vez provocan un calor de histéresis que habrá que eliminar. Dependiendo de estas cargas, el cojinete se lubricará simplemente por grasa o por baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

1.15 - Lubricantes para el Ventilador (VTF)

Según el pasaporte del ventilador, el lubricante que utiliza es el ISO VG46, el cual posee las siguientes características:

- Densidad a 15 °C: 874 Kg/m³
- Viscosidad a 40 °C: 46,0 Cst; a 100 °C: 8,4 Cst
- Índice de viscosidad: 161
- Punto de congelación: -39 °C
- Punto de inflamación Cleveland: 215 °C

Aplicaciones:

Todo tipo de circuitos hidráulicos, tanto de interior como de exterior, y que estén sometidos a extremas presiones, alta velocidad en bombas o cambios bruscos de temperatura, así como en aplicaciones de alta tecnología, donde se requieren de aceites hidráulicos cuya viscosidad deba permanecer dentro de unos límites muy estrechos.

Propiedades típicas:

- Excelente protección frente al desgaste, ofreciendo una excepcional protección a la maquinaria, alargando la vida de sus componentes.
- Altísimo índice de viscosidad, que le permite asegurar siempre la mejor lubricación en cualquier situación presentada, incluso en grandes cambios de temperatura.
- Elevada estabilidad frente a la oxidación, permitiéndole alargar la vida útil del aceite en servicio.
- Gran protección frente a la corrosión y la herrumbre, ofreciendo una inestimable protección de los componentes de los circuitos hidráulicos.

- Excelentes propiedades antiespumantes, y de desaireación, mejorando la lubricación del circuito y protegiendo contra la cavitación a la bomba, además de reducir el ruido de funcionamiento de los equipos.
- Muy buena filtrabilidad, incluso en presencia de agua.
- Excepcional estabilidad a la hidrólisis, evitando el colmataje de filtros.
- Bajísimo punto de congelación, que le confiere unas excelentes prestaciones incluso a baja temperatura.
- Total compatibilidad con juntas y elastómeros.

Buscando un aceite con características similares en Cubalub, tenemos el aceite Turbo 46, el cual posee las siguientes características:

Son aceites para la lubricación de cojinetes, reguladores de velocidad y otros dispositivos de los turbogeneradores. Pueden utilizarse también para la lubricación de mecanismos similares de turbocompresores, turbina de gas y de vapor que tengan sistemas de lubricación por circulación forzada.

Estos aceites poseen buena estabilidad química y permite el uso continuado durante prolongados periodos de tiempo, con características antioxidantes, anticorrosivas, antiespumantes y buena resistencia a la formación de emulsiones y rápida separación del agua, características de gran importancia para la lubricación de turbinas de vapor. Cumple con las Especificaciones British Standard 489. Termoxidación ASTM 943 con 2000 Hrs min.

Propiedades típicas:

- Viscosidad a 40 °C: 46,0 Cst; a 100 °C: 8,4 Cst
- Densidad a 15 °C: 874 Kg/m³
- Punto de inflamación CA: 225 °C
- Demulsificación: 254 seg

1.16 - Grasa Lisan 2

La grasa Lisan está diseñada para la utilización en diferentes mecanismos tanto automotor, de construcción como industriales en condiciones de trabajo adversas. Esta grasa tiene buena característica ya que son elaboradas con Jabón de Litio y

aceites básicos refinados de la más alta calidad. Poseen buena bombeabilidad, resistencia al arrastre por agua, buena estabilidad mecánica y resistencia a la oxidación, propiedades antiherrumbre y anticorrosivas.

Propiedades típicas:

- Apariencia: Brillante
- Color: Ámbar
- Tipo de Jabón: Litio
- Penetración Trabajada: 265/280
- % Ablandamiento: 10 máx
- Viscosidad a 40 °C: 200,0 Cst
- Viscosidad a 100 °C: 14 Cst

A continuación se ilustra en la tabla 1.2 en la cual se hace alusión a las principales partes que hay que lubricar (apoyarse en el anexo 1 para ver los puntos).

Tabla 1.2. Datos técnicos para la lubricación del (VTF-B).

Parts a lubricar	Ptos	Lubrt	Aplición	Frecc	Capacd	Norma	Total
Coj del motor eléctr.(delanteros radial)	1	Gr. L 2	pistola	1000 h	0,351kg	0,03 kg	1,24 kg
Coj del motor eléctr. (delanteros axial)	2	Gr. L 2	pistola	1000 h	0,17 kg	0,02 kg	0,70 kg
Coj del motor electr. (traseros radial)	3	Gr. L 2	pistola	1000 h	0,17 kg	0,02 kg	0,70 kg
Coj de ventiladores (delanteros)	4	Ac. T 46	baño	1000 h	5,4 L	2,7 L	102,6 L
Coj de ventiladores (traseros)	5	Ac. T 46	baño	1000 h	5 L	2,52 L	95 L

1.17 - Mantenimiento

El mantenimiento es un conjunto de disposiciones técnicas, medios y actuaciones que permiten garantizar que la maquina e instalaciones de una línea automática de producción pueda desarrollar el trabajo que tiene previsto en un determinado plan de producción en constante evolución.

1.17.1 - Función del mantenimiento

Cuidar y explotar los sistemas y procesos básicos productivos, manteniéndolos en su “estado de referencia”.

1.17.2 - Objetivos del mantenimiento

El mantenimiento de una instalación se le realiza con el objetivo de alcanzar la máxima durabilidad del equipo con el mínimo costo, con el fin de conseguir la máxima disponibilidad alcanzando la mayor productividad y calidad posible del producto con la máxima seguridad.

1. Asegurar la fiabilidad y disponibilidad de los equipos, así como lograr el alcance de la vida útil de los mismos.
2. Contribuir a lograr en la calidad del producto a la buena presentación y correcta operatividad de los equipos.
3. Contribuir en el retorno óptimo del capital invertido en el equipo durante su funcionamiento.
4. Contribuir con la seguridad del usuario, del personal de mantenimiento, así como la protección del medio ambiente.
5. Limitar el envejecimiento del equipo.
6. Mejorar el rendimiento de las instalaciones.

1.17.3 - Tipos de mantenimientos

Desde el punto de vista de ejecución se hace una división de tres grandes grupos de mantenimiento, distintos en cuanto a forma, pero no así en sus fines:

1. Mantenimiento Correctivo.
2. Mantenimiento Preventivo Planificado.
3. Mantenimiento Predictivo.
4. Mantenimiento Mejorado.

➤ **Mantenimiento Correctivo:**

Comprende las acciones de mantenimiento por paradas de emergencia, averías o roturas imprevistas; no se planifican ni la mano de obra ni los materiales para la solución de los mismos, simplemente se ejecuta el mantenimiento cuando el equipo entra en avería.

➤ **Mantenimiento Preventivo Planificado (MPP):**

Es también llamado Mantenimiento Programado o MPP. Comprende aquellas acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener un equipo o instalación bajo condiciones específicas de operación y que disminuya la posibilidad de ocurrencia de fallo. Con él se pueden planificar los recursos necesarios tales como: el personal, materiales herramientas e informaciones, así como el tiempo necesario para la ejecución de trabajos que se determinan de acuerdo a las condiciones operacionales y los requisitos de ventas o producción.

➤ **Mantenimiento Predictivo:**

Comprende aquellas acciones de mantenimiento programadas de acuerdo a las evaluaciones del estado en que se encuentran los equipos o las instalaciones. Estas evaluaciones se realizan a través de instrumentos especiales, y su ejecución se lleva a cabo de manera que no afecte el proceso productivo de forma imprevista.

El mantenimiento predictivo permite determinar el requerimiento de mantenimiento de una instalación o equipo por medio de monitoreo antes de que ocurra una falla entre ciclos de mantenimiento programado. La medición y detección continua o periódica del comportamiento de equipos por medio de instrumentos (nivel de vibración, temperatura, emisión acústica, lubricación, grado de corrosión, etc.) permite el análisis del equipo sin interrumpir o alterar sus condiciones de operación y sin introducir la posibilidad de fallas por mortalidad prematura. La implementación de este mantenimiento requiere de altas inversiones en equipos de monitoreo o en la instalación de instrumentos para medir los distintos parámetros. Exige un personal altamente calificado.

➤ **Mantenimiento Mejorado o Proactivo:**

El mantenimiento mejorado es el proceso sistemático en que se optimiza la confiabilidad y las tácticas de mantenimiento asociado, con respecto a los requerimientos operacionales. En términos generales, el mantenimiento centrado en la confiabilidad permite distribuir de forma efectiva los recursos asignados a la gestión de mantenimiento, tomando en cuenta los activos dentro del contexto operacional y los posibles defectos o consecuencias de los modos de fallas de estos activos, sobre la seguridad, el ambiente y las operaciones.

Conclusiones del Capítulo 1

1. Se estableció una búsqueda acerca de los ventiladores centrífugos.
2. Se profundizó acerca del estudio bibliográfico de ventilador de tiro forzado de la unidad 1 de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton.
3. En la bibliográfica consultada no existen referencias acerca de las causas que provocan la disminución del flujo de aire en los ventiladores de tiro forzado en las Centrales Termoeléctricas.
4. Se pudo comprobar que los ventiladores de tiro forzado de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de felton son de alta presión porque la presión está por encima de los 3000 Pascales.

CAPÍTULO 2

MATERIALES Y MÉTODOS

CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 - Introducción

En el presente capítulo se abordan los cálculos correspondientes a la comprobación del diseño del árbol y de los cojinetes del Ventilador Tiro Forzado (VTF)-B de la Empresa Termoeléctrica de Felton. Así como otros temas que serán de gran importancia durante el desarrollo del mismo.

Se define como **objetivo** del capítulo:

Establecer los métodos de cálculo para comprobar el diseño mecánico del Ventilador de Tiro Forzado (VTF)-B de la Empresa Termoeléctrica de Felton.

2.2 - Disponibilidad del Ventilador de Tiro Forzado (VTF)-B

La disponibilidad de estos equipos comprende dos acciones fundamentales para su producción, los cuales están relacionados con su ciclo de mantenimiento y su comportamiento de rotura.

2.2.1 - Ciclos de mantenimientos del VTF-B

El mantenimiento que predomina en la empresa es el mantenimiento preventivo planificado, que comprende aquellas acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener un equipo o instalación bajo condiciones específicas de operación que disminuyen la posibilidad de ocurrencia de falla. En el cual están programados tres ciclos de mantenimientos:

- 1- Mantenimiento ligero
- 2- Mantenimientos parciales y Ampliados
- 3- Mantenimientos capitales

- Mantenimiento ligero:

Cada 3 meses en la empresa se determina dar un mantenimiento ligero que dura dentro de 7 a 10 días, para comprobar el estado técnico del equipo, solucionar defectos sencillos y determinar los preparativos que deben hacerse para acometer en un próximo mantenimiento.

Este mantenimiento ligero incluye algunos parámetros como:

- 1- Revisión de los tacos de acoplamiento del VTF-B.
- 2- Revisión de las chumaceras lado libre y lado acoplamiento del VTF-B.
- 3- Ajuste de la tornillería del ventilador del VTF-B.
- 4- Prueba del equipo del VTF-B.
- 5- Limpieza del área.

- Mantenimientos parciales y Ampliados:

Este mantenimiento se da cada 6 meses durante 25 a 30 días, aquí se reparan o se cambian un determinado número de piezas de fácil acceso y que se deterioran frecuentemente, además de regular los mecanismos, así se garantiza la explotación normal del equipo. Es decir, se cambian o se reparan aquellas piezas cuyo plazo de vida de servicio es menor o igual que el período de tiempo del mantenimiento.

Este mantenimiento parcial ampliado incluye algunos parámetros como:

- 1- Revisión de los tacos de acoplamiento del VTF-B.
- 2- Revisión el muñón lado acoplamiento del VTF-B.
- 3- Revisión de las chumaceras lado libre y lado acoplamiento del VTF-B.
- 4- Ajuste de la tornillería del ventilador del VTF-B.
- 5- Prueba del equipo del VTF-B. (Balancear de ser necesario)
- 6- Limpieza del área

- Mantenimientos capitales:

Este mantenimiento es la actividad de mayor volumen de trabajo y se lleva a cabo para restituirle al equipo no menos del 90% de su efectividad y condiciones de diseño originales, se establece en un periodo de cada 5 años en la empresa durante 2 o 3 meses y más, aquí se realiza el desmontaje total del equipo donde se sustituyen o se reparan las piezas básicas y las partes desgastadas, así se garantiza la fiabilidad, potencia y productividad del equipo.

Este mantenimiento capital incluye algunos parámetros como:

- 1- Revisión de los tacos de acoplamiento del VTF-B.
- 2- Revisión el muñón lado acoplamiento del VTF-B.
- 3- Revisión de las chumaceras lado libre y lado acoplamiento del VTF-B.
- 4- Revisión del aro de lubricación de las chumaceras.
- 5- Revisión de las paletas de las compuertas izquierda y derecha
- 6- Ajuste de la tornillería del ventilador del VTF-B.
- 7- Prueba del equipo del VTF-B. (Balancear de ser necesario)
- 8- Limpieza del área

2.2.2 - Comportamiento de rotura del ventilador VTF-B

A continuación se muestran algunas intervenciones del ventilador VTF-B de la unidad 1, producto de varias fallas ocurrida en su tiempo de explotación.

- 5/11/2009, hubo un incremento de la temperatura a 79 °C en rodamiento del motor lado acoplamiento radial y el rodamiento axial del mismo lado se incrementa a 70 °C.
- 12/02/2010, el motor señala alta temperatura en el rodamiento lado libre del motor en el que se comprueba que está dañado.
- 16 de marzo del 2011 a las 2:16 AM alcanza alta temperatura de 76 °C en la chumacera, por esta alta temperatura sostenida el día 20 alcanza 82 °C por lo que se dispara.
- 07/12/2011, se produce un incremento ligero en la amplitud de las vibraciones en la dirección vertical del rodamiento lado acoplamiento del motor, acompañado de un incremento de los valores de impulso de choques.
- 25/01/2012, hubo un incremento de las vibraciones al doble de lo que tenían en un pequeño período después de haber sido intervenido el anterior mes.

- 24/08/2013, Falla mecánica por holgura en chumacera y desalineamiento paralelo.

En la figura 2.1 se muestra el gráfico del comportamiento de roturas de los ventiladores VTF-B y A de la unidad 1 producido por años.

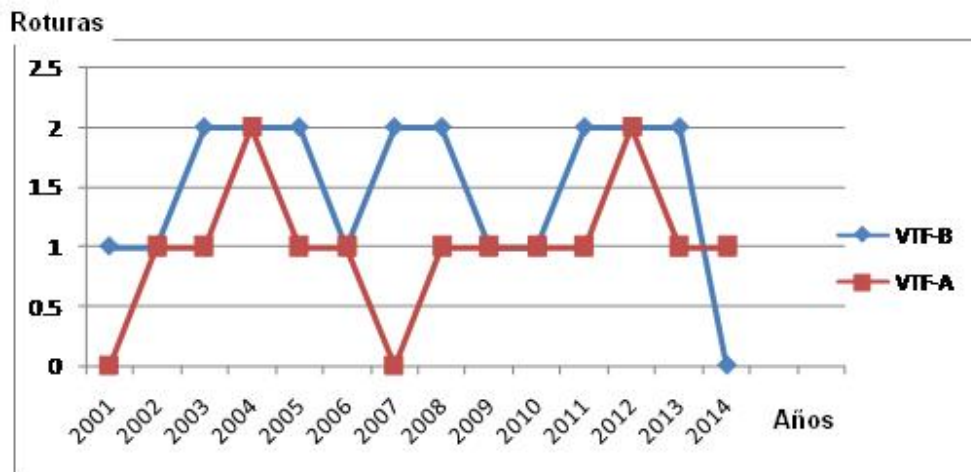


Figura 2.1. Intervenciones del ventilador VTF-B y A de la unidad1.

En el siguiente gráfico se puede constatar el comportamiento de las roturas por años de los ventiladores de tiro forzado A y B desde el 2001 hasta el 2014, en el que se puede apreciar que el rango de averías que se han manifestado en estos ventiladores oscila de una a dos por año. Comparando el número de intervenciones por concepto de averías de estos equipos se puede concluir, que el VTF-B es el que reporta mayor número de incidencias por roturas, ya que las ocurrencias de fallas que ha presentado durante su tiempo de explotación han sido frecuente durante todos estos años, debido fundamentalmente a la alta temperatura de calentamiento de los cojinetes y al incremento de las vibraciones.

2.3 - Materiales y equipos de medición

Para medir de la velocidad de rotación del árbol del ventilador VTF-B de la unidad 1 y la temperatura en los cojinetes, se empleó un equipo marca VIBXPERT® II, de fabricación Alemana, de serie VIB 5.310 Firmware versión: 3,1x, marca PRUFTECHNIK (ver figura 2.2).



Figura 2.2. Equipo marca VIBXPRT® II.

El equipo marca VIBXPRT® II, dispone de accesorios (ver figura 2.3) para la medición de rev/min, los mismos están diseñados para ser colocados en diferentes posiciones, en dependencia de la ubicación de la pieza.

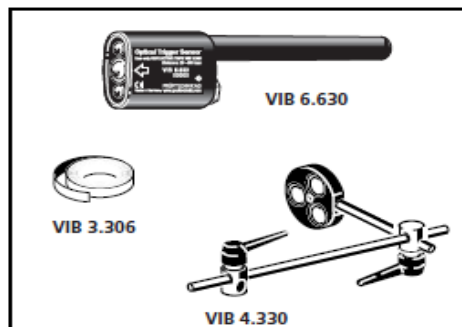


Figura 2.3. Accesorios para medir min^{-1} .

El Campo de acción del equipo aparece relacionadas a continuación:

- Display VGA de 115 x 78 mm a color y de alta resolución (480 x 640 pixels).
- Analizador de dos canales, rango de frecuencia de 1Hz hasta 40 kHz y 102,400 líneas de resolución.
- Valores globales: aceleración, velocidad, desplazamiento, impulso de choque, rev/min, temperatura, señales AC/DC de usuario (datos de procesos), fase, análisis de orden.
- Espectros y espectros envolventes, señal en el tiempo. Marcadores de frecuencias características.

- Cepstrum (diagnóstico de reductores).
- Coast Down/Runup, orbita, fases de canal cruzados, Bump tests, diferentes mediciones simultáneas.
- Análisis ODS y análisis modal.
- Balance de rotores en uno y dos planos.
- Post processing: convierta mediciones en desplazamiento, velocidad o aceleración.
- Simple operación guiada por íconos, ayuda en instrumento.
- Procesador a 806 MHz y memoria de 2 GB.
- Rango de frecuencia. 0,1Hz – 40 kHz, 1200 gramos de peso, IP65, dimensiones 180 x 160 x 50.
- Comunicación con USB y Ethernet (VIXPERT posee dirección IP propia) y se puede integrar en la red.
- Compatible con la mayoría de sensores.
- Batería Recargable de Li Ion de 7,2 V.

Durante la puesta en servicio de la unidad se lograron hacer unas mediciones con un transmisor inteligente de la marca “Rosemaunt” donde se obtuvieron los siguientes parámetros:

➤ **Corriente del motor del Ventilador de Tiro Forzado B**

Código del sensor: NG10E201

Rango: 0 a 300 (A)

Tipo: es un transmisor inteligente de la marca “Rosemaunt”, que funciona variando su señal de salida en un rango de 4 a 20 mA en función de la señal de entrada.

➤ **Flujo de aire a los quemadores**

Código del sensor: NG00UF801

Rango: 0 a 222 m³/s

Tipo: es un transmisor inteligente de la marca “Rosemaunt”, que funciona variando su señal de salida en un rango de 4 a 20 mA en función de la señal de entrada.

➤ **Presión de descarga del Ventilador de Tiro Forzado B**

Código del sensor: NG10P201

Rango: 0 a 12 (kPa)

Tipo: es un transmisor inteligente de la marca “Rosemaunt”, que funciona variando su señal de salida en un rango de 4 a 20 mA en función de la señal de entrada.

2.4 - Mediciones obtenidas del ventilador de tiro forzado B

En la tabla 2.1 se muestran los valores de mediciones obtenido durante el arranque de la unidad, los parámetros que se obtuvieron son los siguientes:

n – Número de rotación del árbol del ventilador

T_t – Temperatura de trabajo del cojinete

I_{med} – Corriente medida del motor del ventilador

P_d – Presión de descarga del ventilador

Q_a – Flujo de aire del ventilador

P_{gen} – Potencia generada en la unidad 1

Tabla 2.1. Parámetros de medición obtenidos durante el arranque.

Magnitud	U/M	Mediciones							
n	min ⁻¹	50	125	232	453	648	875	1054	1165
T _t	°C	15	20	25	32	39	46	55	60
I _{med}	A	98,7	105	111	141	165	171	177	182
P _d	kPa	0	0,2	1,6	3,5	4,7	4,9	5,1	5,7
Q _a	m ³ /s	0	19	44,7	80	104,5	114	121	125
P _{gen}	MWh	0	75	100	151	160	180	200	215

2.5 - Cálculo para la comprobación de la eficiencia del motor

Como se conoce la eficiencia en los motores de inducción esta dada por la relación entre la potencia de salida o potencia mecánica en su árbol y la potencia de entrada o eléctrica, que puede ser tomada en los terminales del estator. Varios autores [Hsu y otros, 1998] han desarrollado algunos métodos de cómo determinar la eficiencia, entre los más divulgados están:

Método de los valores nominales, que consiste en el cálculo mediante:

$$\eta = \frac{P_s}{P_{snom}} \cdot 100 \quad 2.1$$

Donde:

η - es la eficiencia del motor, (%)

P_s - es la potencia de salida del motor, (kW)

P_{snom} - es la potencia de salida nominal de chapa del motor, (kW)

Método de la corriente, que se realiza calculando la potencia de salida con la medición de la corriente:

$$P_s = \frac{I_{med}}{I_{nom}} \cdot P_{snom} \quad 2.2$$

Donde:

I_{med} - es la corriente medida del motor, (A)

I_{nom} - es la corriente nominal de chapa del motor, (A)

2.6 - Metodología de cálculo para la comprobación del diseño del árbol del ventilador

Para el cálculo del diseño del árbol primeramente se determinó el momento torsional que actúa sobre el árbol, donde a través de este se hallan las fuerzas actuantes, el momento torsor se determina:

$$Mt = \frac{N}{\omega} \quad 2.3$$

Donde:

Mt - es el momento torsional que actúa sobre el árbol, $(N \cdot m)$

N - es la potencia del árbol, (kW)

ω - es la velocidad angular del árbol, (rad/s)

La velocidad angular del árbol se determina por la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad 2.4$$

Donde:

n - es el número de revoluciones del árbol, (min^{-1})

Determinación de las fuerzas actuantes:

El esfuerzo tangencial en el impelente está dirigido en sentido opuesto a la dirección de la velocidad periférica, el cual se determina por la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{Mt \cdot 2}{d} \quad 2.5$$

Donde:

F_t - Fuerza tangencial, (N)

d - Diámetro del impelente, (m)

Mt - es el momento torsional que actúa sobre el árbol, $(N \cdot m)$

El esfuerzo radial está dirigido desde el punto de contacto hacia el centro del impelente, donde se determina por la siguiente expresión:

$$F_r = F_t \cdot \tan \beta_1 \quad 2.6$$

Donde:

F_r - fuerza radial, (N)

β_1 - ángulo de entrada al álabe, está por lo general comprendido entre 10° y 25° (A.H.CHURCH, 1976), $\beta_1 = 20^\circ$

La dirección del esfuerzo axial depende de las direcciones de rotación y de la inclinación de los álabes, en este caso como los álabes son radiales con un ángulo de salida de 90° para eliminar las fatigas de flexión y el ventilador es de aspiración bilateral la fuerza axial se compensa, por lo que se desprecia. (A.H.CHURCH, 1976)

Cálculo preliminar:

Para la determinación de los diámetros de salida (d_k) de los árboles o sección crítica, se parte de la condición de resistencia donde se tiene en cuenta el momento torsor actuante.

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2 \cdot [\sigma]}} \quad 2.7$$

Donde:

d_k - Diámetro de salida, (mm)

Mt - es el momento torsional que actúa sobre el árbol, (N · m)

$[\sigma]$ - Tensión admisible a cortante, (MPa)

La tensión admisible a cortante depende del número de revoluciones del árbol, comúnmente se suele adoptar:

$$[\sigma] = 12 \dots 20 \text{ MPa} \quad \text{por lo que escogemos } [\sigma] = 20 \text{ MPa}$$

El valor de d_k se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él.

El objetivo de este cálculo es obtener el diámetro de salida del árbol teniendo en cuenta que este no debe diferenciarse con el del motor en más del 2 %.

Cálculo de los momentos (flexión y torsión)

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas. En el esquema de cálculo se debe tener en cuenta que las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas; el árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada; las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares.

Para determinar los cálculos de resistencia del árbol se utilizó el software MECASOFT donde se tuvo en cuenta el orden siguiente; determinación de las reacciones de apoyo en el plano vertical; determinación de las reacciones de apoyo en el plano horizontal; elaborar los gráficos de momentos de flexión y torsión; para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante.

Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante

$$M_{f\acute{m}ax} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad 2.8$$

Donde:

$M_{f\acute{m}ax}$ - Momento flector máximo, $(N \cdot m)$

M_x - Momento flector en x máxima, $(N \cdot m)$

M_y - Momento flector en y máxima, $(N \cdot m)$

Los M_x y M_y se obtuvieron del software Mecasoft donde se determinaron las dirección y sentido de las reacciones de apoyo con sus valores; el gráfico del momento flector, en sus respectivos ejes (ver anexo 2).

Luego se determina el momento equivalente para la combinación de esfuerzos

$$M_{equi} = \sqrt{M_{f\acute{m}ax}^2 + M_{tor}^2} \quad 2.9$$

Donde:

M_{equi} - Momento equivalente para la combinación de esfuerzos, $(N \cdot m)$

M_{tor} - es el momento torsional que actúa sobre el árbol, $(N \cdot m)$

$M_{f\acute{m}ax}$ - Momento flector máximo, $(N \cdot m)$

Cálculo aproximado o de proyecto:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{eq}}{[\sigma_{flex}]_{III}}} \quad 2.10$$

Donde:

d - Diámetro de la sección más peligrosa, (mm)

M_{equi} - Momento equivalente para la combinación de esfuerzos, $(N \cdot m)$

$[\sigma_{flex}]_{III}$ - Tensión normal a flexión, (MPa) y se determina:

$$[\sigma_{flex}]_{III} = \frac{0,33 \cdot \sigma_{rest}}{3,8} \quad 2.11$$

Donde:

σ_{res} - Tensión de resistencia, (MPa)

Nota: El material del árbol es acero forjado AISI 1030, el cual tiene $\sigma_{rest} = 633MPa$

Como aspecto esencial de este paso se tiene que luego de determinar el diámetro de la sección más peligrosa y estandarizar por la serie Ra 40, se escalona en sentido inverso hasta obtener el diámetro de salida.

2.7 - Metodología de cálculo para la comprobación de los cojinetes de contacto plano

Los datos de referencia para realizar este cálculo son los siguientes, carga sobre el cojinete $R=4044,2339$ N, diámetro del cojinete $D=140$ mm, longitud del cojinete $l_{coj}=106$ mm, frecuencia de rotación $n=1165$ min^{-1} .

2.7.1 - Cálculo del espesor mínimo de la película lubricante

Si la lubricación es fluida, el espesor mínimo de la película de aceite es suficiente para que no se produzca el contacto entre las crestas de las superficies del gorrón y del cojinete. Existen diferentes factores en un cojinete, de los que depende el espesor mínimo de la película lubricante, como son el diámetro del gorrón y cojinete, rugosidad de las superficies en contacto, fuerza soportada por el eje, velocidad de rotación del eje. Es muy importante el acabado de la superficie, tanto del gorrón como del cojinete, ya que ellos determinan el espesor de la película de aceite. Cuanto más rugosa es la superficie, más gruesa debe ser la película, lo que trae implicado aumento en los coeficientes de rozamiento fluidos, pérdidas de potencia y calentamientos más elevados, (V. Dobrovolski, 1980).

$$h_{\min} = K(R_{z1} + R_{z2} + Y_{\text{piv}}) \quad 2.12$$

Donde:

$h_{\min}$ - es la altura mínima de la capa lubricante en la holgura, (μm)

K - coeficiente de fiabilidad del cojinete que caracteriza el margen de su capacidad de carga; ($K \geq 1,2 \dots 1,5$)

R_{z1} y R_{z2} – son los valores de las rugosidades del muñón y del casquillo, (mm)

Y_{piv} - pandeo en el gollete extremo en el cojinete, (mm) y se determina:

$$Y_{\text{piv}} = 1,6 \frac{l_{\text{coj}}}{L} Y_{\text{arb}} \quad 2.13$$

Donde:

l_{coj} - longitud del cojinete, (mm)

L - distancia entre los medios de los cojinetes, (mm)

Y_{arb} - pandeo máximo del árbol, (mm)

Notas:

- Si los cojinetes son autoalineadores, entonces $Y_{\text{piv}} = 0$.

- El límite superior de K puede ser hasta de 10, sin embargo con el incremento de K crece el espesor de la capa de lubricante y la resistencia a la rotación. Además, para los valores grandes de K surge el peligro de las vibraciones, indeseables del árbol en la capa de lubricante.

Holgura relativa

El huelgo relativo ψ está en los límites desde 0,0003 hasta 0,005. Los grandes valores de ψ corresponden a los cojinetes con elevado número de revoluciones, con menor presión, con mayor relación longitud de contacto diámetro nominal y con casquillo más duro, (V. Dobrovolski, 1980)

$$0,0003 \leq \psi \leq 0,005 \quad 2.14$$

Para los cojinetes de material plástico $\psi = 0,004 \dots 0,007$, si el cojinete es de una pieza y el hinchamiento del casquillo no está restringido por el cuerpo; los valores de $\psi = 0,001 \dots 0,002$, son para los casquillos de dos y más elementos.

2.7.2 - Cálculo de la excentricidad relativa

La excentricidad relativa se calcula por la ecuación:

$$\chi = 1 - \frac{2 \cdot h_{\min}}{d \cdot \psi} \quad 2.15$$

X – excentricidad relativa, (adimensional)

$h_{\min}$ - es la altura mínima de la capa lubricante en la holgura, (μm)

d - diámetro nominal del muñón de apoyo, (mm)

ψ - holgura relativa

Nota: Se debe tener en cuenta que $h_{\min}$ debe de estar en (mm).

2.7.3 - Determinación del criterio de la carga

Para diseñar un cojinete, este es uno de los parámetros esenciales que caracteriza el comportamiento ante las cargas y se determina de dos formas, por la siguiente expresión:

$$\phi = 19,11 \left[\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot n} \right] \quad 2.16$$

Donde:

Φ – criterio de la carga, (adimensional)

P - presión sobre el área de la proyección diametral del cojinete, (Pa)

μ - viscosidad dinámica del aceite, ($P_a \cdot s$)

n - número de revoluciones, (min^{-1})

ψ - holgura relativa

En esta ecuación se relacionan las características del cojinete con la carga que el mismo puede soportar y con la viscosidad del aceite requerida para el trabajo.

También se puede determinar por la tabla 25.2 página 534 del (V. Dobrovolski, 1980), (ver anexo 3), el valor del criterio de carga, el que depende de la excentricidad relativa (X), y de la relación longitud de contacto diámetro nominal (l/d), (se debe tener en cuenta que el valor de la excentricidad no aparece en su valor exacto por lo que se debe interpolar para encontrarlo) a saber:

$$\frac{l_{coj}}{d} \quad 2.17$$

Donde:

l_{coj} - longitud del cojinete, (mm)

d - diámetro nominal del muñón de apoyo, (mm)

2.7.4 - Cálculo del parámetro que considera las propiedades del lubricante

$$A_o = \frac{t_{med} - t_{ent}}{\mu} = 6.10^{-6} \cdot \frac{\phi \frac{f}{\psi}}{\frac{Q}{\psi \cdot v \cdot l_{coj} \cdot d} + \frac{\Pi}{\psi \cdot v}} \cdot \frac{n}{19,11 \cdot \psi^2} \quad 2.18$$

Donde:

Π - coeficiente que depende del tipo de cojinete, (tabla 25.3, pág. 534 (V. Dobrovolski, 1980) ver anexo 4).

t_{med} - temperatura media del cojinete, ($^{\circ}\text{C}$)

t_{emt} - temperatura del aceite en la entrada, ($^{\circ}\text{C}$)

μ - viscosidad cinemática del lubricante, ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

Q - caudal de aceite para garantizar las condiciones de trabajo, (m^3/s)

ψ - holgura relativa, (adimensional)

Con los valores de la excentricidad relativa (X), y de la relación longitud de contacto diámetro nominal (l/d), se entra a la tabla 25.4, pág. 537 del (V. Dobrovolski 1980), (ver anexo 5), se seleccionan las siguientes relaciones.

$$\frac{f}{\psi} \quad 2.19$$

$$\frac{Q}{\psi \cdot v \cdot l_{coj} \cdot d} \quad 2.20$$

v - velocidad tangencial, (m/s) y se determina:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60\,000} \quad 2.21$$

Donde:

d - diámetro nominal del muñón de apoyo, (mm)

n - número de revoluciones, (min^{-1})

2.7.5 - Determinación de la viscosidad dinámica del aceite

La viscosidad caracteriza el rozamiento interior de los líquidos, la propiedad de resistir al desplazamiento de una capa de líquido respecto a otra.

$$\mu = \rho \cdot \nu \quad 2.22$$

Donde:

μ - viscosidad dinámica del aceite, ($P_a \cdot s$)

ρ - densidad del aceite, (kg/m^3)

ν - viscosidad cinemática del aceite, (m^2/s .)

2.7.6 - Cálculo de la carga máxima que podrá soportar el cojinete

La presión que ejerce la carga sobre la superficie del cojinete se puede determinar por la ecuación:

$$p = \frac{R}{l_{coj} \cdot d} \quad 2.23$$

Donde:

P- Carga máxima que podrá soportar el cojinete, (MP_a)

R- es la fuerza radial, (N)

d- Diámetro del muñón del árbol, (mm)

l_{coj} - longitud del cojinete, (mm)

Se debe comparar la presión admisible que es capaz de soportar el cojinete, según el coeficiente de seguridad establecido, en dependencia de la aplicación y de los materiales:

$$[p] = \frac{\phi \cdot \mu \cdot n}{19,11 \cdot \psi^2} \geq p \quad 2.24$$

Donde:

$[p]$ - compresión admisible, (MP_a)

Nota: Generalmente los valores límites de la presión oscilan entre $[p] = 4 \dots 25 \text{ MPa}$.

2.7.7 - Determinación de la holgura diametral máxima

Se hace necesario determinar la holgura diametral máxima utilizando como ecuación básica:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \psi \cdot d \quad 2.25$$

Donde:

$\Delta_{m\acute{a}x}$ - holgura diametral máxima, (mm)

d- diámetro del muñón del árbol, (mm)

ψ - holgura relativa

Cuando no se tienen los valores de holguras de los cojinetes de deslizamiento y se carece de los datos del fabricante, se puede tomar como relación el valor de la holgura diametral:

$$h_d = 0,002 \cdot D \quad 2.26$$

Donde:

h_d - holgura diametral, (mm)

D - diámetro del cojinete, (mm)

2.7.8 - Pérdidas por rozamiento en los cojinetes de contacto plano

Las pérdidas por rozamiento en los cojinetes de contacto plano son tanto mayores cuanto mayor sea el coeficiente rozamiento, el cual a su vez varía de acuerdo con los parámetros del régimen de funcionamiento del cojinete, (V. Dobrovolski, 1980). El momento de rozamiento, en el cojinete y las pérdidas de potencia se determinan por medio de las fórmulas siguientes:

$$M_{roz} = \frac{R \cdot d \cdot f}{2} \quad 2.27$$

$$N_p = \frac{R \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot 1000} \quad 2.28$$

Donde:

M_{roz} - es el momento de rozamiento, ($N \cdot mm$)

R - es la carga sobre el cojinete, (N)

d - es el diámetro del árbol, (mm)

f - es el coeficiente de rozamiento, que depende de la calidad del lubricante y de las superficies rozantes, y es igual a (0,008 - 0,15). (V. Dobrovolski, 1980)

N_p - es las pérdidas de potencia, (kW)

n - es la frecuencia de rotación, ($\min^{-1}$)

Conclusiones del Capítulo 2

1. De acuerdo a las metodologías de cálculo empleadas se podrán comprobar los parámetros de diseño del ventilador para definir las causas que originan la disminución del flujo de aire de los mismos a la caldera.
2. El ventilador VTF-B de la unidad 1 de la empresa termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” permanece en un estado disponible pero con un comportamiento regular.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

VALORACIÓN ECONÓMICA E

IMPACTO AMBIENTAL

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1 - Introducción

En el presente capítulo se darán a conocer todos los resultados propuestos derivados de las expresiones matemáticas empleadas en la metodología de cálculo realizada anteriormente, ya que a partir de ellos se describirán las irregularidades del comportamiento del diseño mecánico del ventilador VTF, y además se considerara el impacto económico y medioambiental asociado a su funcionamiento.

Se define como **objetivo** del capítulo:

Esclarecer los resultados obtenidos y a través de ellos, explicar los fundamentos que dan solución al problema planteado a partir de la interpretación de las regularidades observadas.

3.2 - Eficiencia del motor

En la tabla 3.1 se muestran los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones utilizadas en el capítulo anterior del cálculo de algunos elementos principales para el buen funcionamiento del motor del ventilador.

Tabla 3.1. Metodología de cálculo para la comprobación de la eficiencia del motor.

Parámetros	Resultados	U/M	Ecuación
η	78	%	2.1
P_s	1568,9655	kW	2.2

Según los resultados obtenidos en esta tabla podemos plantear que el motor del ventilador VTF-B posee una eficiencia y una potencia de salida menor que la planteada por el fabricante: $78 < 95,5 \%$; $1568,9655 < 2000 \text{ kW}$. Este es una de las causas que provoca que el flujo de aire que demanda el ventilador para la caldera no es el suficientemente necesario para que se realice una buena combustión, lo que provoca que la potencia generada por la unidad no sea la adecuada.

3.3 - Diseño del árbol del ventilador

En la tabla 3.2 se muestra los resultados obtenidos de la metodología de cálculo del diseño del árbol del ventilador.

Tabla 3.2. Metodología de cálculo para la comprobación del diseño del árbol del ventilador.

Parámetros	Resultados	U/M	Ecuación
M_t	12867,0491	N·m	2.3
ω	121,9367	rad/s	2.4
F_t	11111,4414	N	2.5
F_r	4044,2339	N	2.6
d_k	150	mm	2.7
R_{1x}	2024	N	----
R_{2x}	2020	N	----
M_{fx}	4539,645	N·m	----
R_{1y}	5661	N	----
R_{2y}	5551	N	----
M_{fy}	-12472,574	N·m	----
$M_{f\text{máx}}$	13273,0358	N·m	2.8
M_{equi}	18486,0605	N·m	2.9
$[\sigma_{\text{flex}}]_{III}$	54,971	MP _a	2.11
d	150	mm	2.10

De acuerdo a los resultados obtenidos en esta tabla 3.2 podemos plantear que el árbol del ventilador si posee las condiciones de diseño requerido, ya que se obtuvo un diámetro de la sección más peligrosa de 150 mm, igual que el diseñado por el fabricante. El Momento flector (M_{fy}) es negativo porque nos indica la dirección del gráfico en su respectivo plano.

3.4 - Cojinetes de contacto plano.

En la tabla 3.3 se muestran los resultados obtenidos de la metodología de cálculo para la comprobación de los cojinetes de contacto plano.

Tabla 3.3. Metodología de cálculo para la comprobación de los cojinetes de contacto plano

Parámetros	Resultados	U/M	Ecuación
$h_{\min}$	120,82	μm	2.12
Y_{piv}	0	mm	2.13
ψ	0,004		2.14
x	0,99		2.15
Φ	178,7		2.16
l_{coj}/d	0,8		2.17
A_0	13,3760		2.18
f/ψ	0,240		2.19
$Q/(\psi \cdot v \cdot l_{\text{coj}} \cdot d)$	0,0784		2.20
v	8,5356	m/s	2.21
μ	0,007	$P_a \cdot s$	2.22
P	0.2725	MP_a	2.23
$[P]$	4,7662	MP_a	2.24
$\Delta_{\text{máx}}$	0,56	mm	2.25
h_d	0,28	mm	2.26
M_{roz}	33,9715648	N·m	2.27
N	4,1424	kW	2.28

De acuerdo a los resultados obtenidos en esta tabla podemos plantear que el diseño del cojinete de deslizamiento que posee el ventilador cumple con las especificaciones para su uso, cumpliéndose la condición de resistencia ya que la carga admisible es mayor que la carga máxima que puede soportar el cojinete, $[P] \geq P$. La holgura diametral (h_d) que se obtuvo es pequeña de 0,28, ya que la máxima que puede admitir es de 0,56, lo que significa que las pérdidas por rozamiento en los cojinetes de deslizamiento durante la puesta en marcha del equipo sean mayores, provocando que se desgasten más los muñones del árbol del ventilador y se deterioren los casquillos del cojinetes.

3.5 - Valoración económica

El cojinete de deslizamiento del VTF-B al poseer una holgura diametral pequeña su vida útil esta estimada en 13128 horas, en este tiempo se cambian los casquillos para repararlo que son las superficies más dañadas debido al rozamiento, esta reparación posee un costo de \$7848,34 lo que equivale que cada 3 años la empresa pierda \$15696,68 por concepto de reparación.

Teniendo en cuenta que la disminución del flujo de aire que demanda el ventilador no es el necesario para que se produzca una buena combustión en la caldera, provoca que la generación de potencia creada por la unidad sea de 215 MWh, la cual debería de ser de 250 MWh, donde se pierden 35 MWh. Si se tiene en cuenta que 1MWh equivale a \$93,60, la empresa posee una pérdida de \$3276 por hora, lo que equivale \$28697760 por año.

3.6 - Impacto ambiental

En el proceso de la actividad productiva, el hombre actúa como un factor decisivo provocando cambios considerables en la naturaleza y alteraciones en la estructura balanceada del intercambio de sustancias en los ecosistemas naturales. El desarrollo intensivo de la producción industrial va acompañado de considerables alteraciones en las propiedades del Medio Ambiente.

En nuestra entidad, el ventilador VTF-B objeto de estudio, juega un papel fundamental dentro del proceso productivo. Es el encargado de suministrar el oxígeno para la combustión del petróleo dentro de la caldera, este sistema de combustión trabaja en automático, los dos ventiladores a través de compuertas de regulación y en dependencia de la carga, son los encargados de suministrar el oxígeno adecuado para la misma, lográndose una combustión perfecta del combustible, evitando grandes emanaciones de monóxido de carbono hacia la atmósfera, así como los inquemados de la combustión. Al quedar solamente un ventilador en servicio, el lazo de combustión pasa a manual, dependiendo la combustión de la percepción de un operador, siendo muy lento el ajuste de la combustión al subir o bajar de carga, emitiéndose grandes concentraciones a la atmósfera de gases de efecto invernadero.

Conclusiones del Capítulo 3

1. Una de la causa que provoca la disminución del suministro de aire del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE "Lidio Ramón Pérez", es la baja eficiencia y la pérdida de potencia del motor.

2. El árbol y los cojinetes que posee el ventilador de tiro forzado cumplen con las condiciones necesarias para su uso, aunque se dedujo que con una holgura diametral aproximada a 0,56 mm las pérdidas por rozamiento en los cojinetes de deslizamiento serían menores.
3. La disminución del flujo de aire que demanda el ventilador para la caldera provoca que la unidad deje de generar 35 MWh obteniendo una pérdida de \$3276 por hora, lo que equivale \$28697760 por año.

Conclusiones Generales

Conclusiones Generales

1. La baja eficiencia y la pérdida de potencia del motor del ventilador de tiro forzado B de la unidad 1 de la ETE "Lidio Ramón Pérez" provocan la disminución del suministro de aire para la quema de combustible.
2. El árbol y los cojinetes que posee el ventilador de tiro forzado cumplen con las condiciones necesarias para su uso, aunque se dedujo que con una holgura diametral aproximada a 0,56 mm las pérdidas por rozamiento en los cojinetes de deslizamiento serían menores.
3. La disminución del flujo de aire que demanda el ventilador para la caldera provoca que la unidad deje de generar 35 MWh obteniendo una pérdida de \$3276 por hora, lo que equivale \$28697760 por año.

Recomendaciones

Recomendaciones

- 1- Utilizar la metodología desarrollada en este trabajo para evaluar el funcionamiento de los ventiladores de tiro forzado ante cualquier cambio en el régimen de operación, así como en otras instalaciones similares.
- 2- Sustituir el motor del ventilador de tiro forzado B del bloque 1 por uno de mayor potencia.
- 3- Aumentar la holgura diametral en el cojinete de deslizamiento para disminuir las pérdidas por rozamiento.

Referencias Bibliográficas

Referencias Bibliográficas

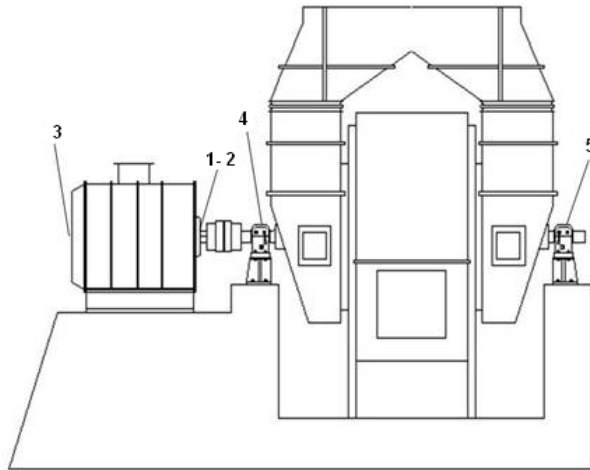
- A.H.CHURCH, Bomba y Maquina Soplates Centrifugas, Editorial Pueblo y Educación, calle 15 no. 604 entre B y C Vedado, La Habana, 1976
- Aneiros, J. M. Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas, 1983.
- ARÓSTEGUI, J. M. y otros. Metodología del Conocimiento Científico. La Habana:Editorial de Ciencias Sociales, 1978.
- Catálogo de Rodamientos SKF
- D. Reshetov. Elementos de Máquinas. Editorial CENIC. La Habana, 1987.
- EROJIN, V.G; MAJANCÓ, M.G. Problemas de fundamentos de hidráulica y termotecnia. Editorial Mir Moscú, 1986.
- Greene, A. Flujo de Fluidos. Editorial Pueblo y Educación. 1995.
- Gerhart, M. and Gross, J. (1992): "Fundamentos de la Mecánica de los Fluidos", eds. Addison – Wesley Iberoamericana, España.
- Hsu J., Kueck J., Olszewski M., Casada D., Otaduy J. Tolberg L. Comparasion of induction motor field efficiency evaluation methods. IEEE Trans. On Ind. Applications. Vol. 34. No.1. Jan. / Feb. 1998.
- <http://pixel.quantserve.com/pixel/p-18-mFEk4J448M.gif?labels=language.es%2Ctype.wpcom%2Cwp.loggedout>
- LOZANO, MA; REMIRO, JA. Diagnóstico energético de la operación de Centrales Termoeléctricas con reconciliación de datos. Ingeniería Química, No 372, Zaragoza. España. Octubre 1994.
- M.M. Francisco, Diagnóstico y solución de problemas térmicos y dinámicos en el funcionamiento del VTF-A perteneciente a la ETE "Lidio Ramón Pérez, Ciudad de la Habana, marzo 2010.
- MECASOFT
- Roydex, D.R. Prontuario de Ventilación, Primera Edición Junio. 1972.

- Rosselió, E. Máquinas de Flujo Industrial. Editorial ISPJAE. 2001.
- Ramos, N. y Fuentes. Bombas, Ventiladores y Compresores. Editora ISPJAE, Ciudad de la Habana, 1995.
- Torres, E. Transporte de partículas en flujos de gases para el incremento de la eficiencia del proceso de secado. En memoria de la segunda conferencia internacional CINAREM 2000. Moa, Holguín. 2000.
- V. Dobrovolski, R. Elementos de Máquinas. Editorial MIR, Moscú, 1980.
- Vennard, J.K. y Street, R.L. (1992): "Elementos de mecánica de los fluidos", editorial Revolucionaria. La Habana.
- V. M. Cherkasski. Bombas ventiladores compresores. Traducción al español, editorial Mir, Moscú, 1986.
- White, F. McGraw Hill Mecánica de Fluidos. 1979.

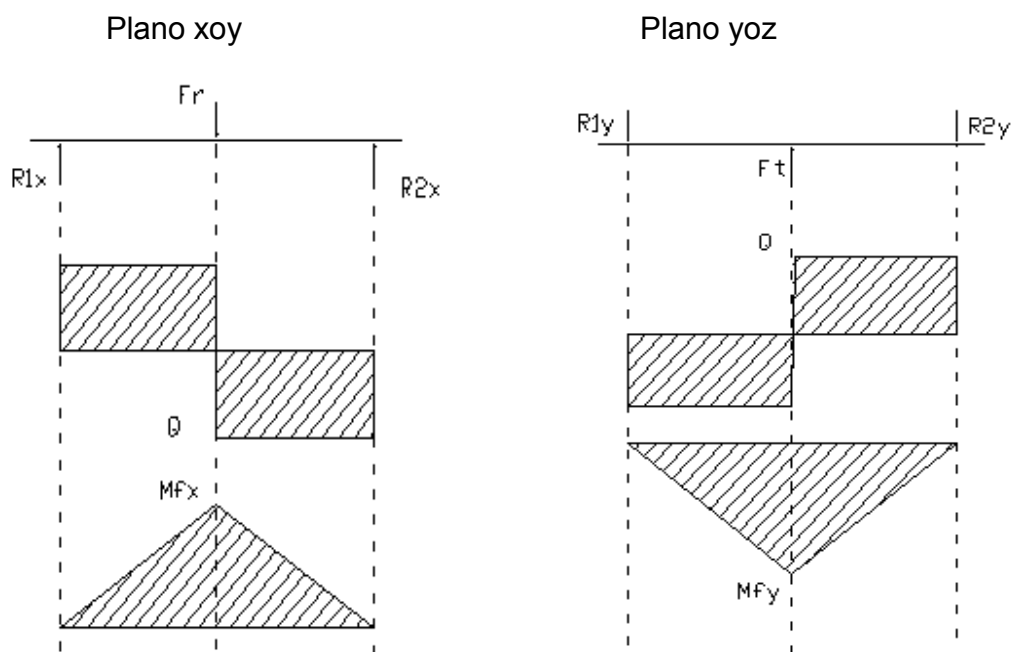
Anexos

ANEXOS

Anexo1: Ventilador de Tiro Forzado de la unidad 1 de la Empresa Termoeléctrica Lidio R. Pérez.



Anexo 2: Gráficos del momento flector en sus respectivos ejes.



Anexo 3: Criterio de carga en dependencia de la relación geométrica y la excentricidad relativa, tabla 25.2 página 534 del (V. Dobrovolski, 1980).

Criterio de la carga $\Phi = \frac{19,11 p \psi^2}{\mu n}$

$\frac{l}{d}$	Valores de Φ para χ													
	0,33	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,83	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
1,5	1,37	1,76	2,47	3,50	4,16	5,10	6,42	8,32	10,3	17,9	23,8	37,3	76,7	196,4
1,3	1,20	1,55	2,20	3,17	3,80	4,68	5,96	7,79	9,68	17,2	22,9	36,2	75,2	193,9
1,2	1,11	1,43	2,05	2,97	3,58	4,44	5,68	7,47	9,30	16,66	22,34	35,4	74,1	192,0
1,1	1,00	1,30	1,89	2,75	3,33	4,15	5,34	7,08	8,86	16,00	21,6	35,4	82,7	190,0
1,0	0,896	1,17	1,70	2,51	3,05	3,83	4,96	6,61	8,35	15,31	20,7	33,4	71,1	187,0
0,9	0,781	1,03	1,51	2,24	2,75	3,47	4,54	6,10	7,75	14,43	19,74	32,0	68,95	183,4
0,8	0,662	0,874	1,30	1,95	2,40	3,06	4,03	5,48	7,02	13,35	18,40	30,20	66,10	178,7
0,7	0,540	0,716	1,07	1,64	2,03	2,61	3,47	4,78	6,18	12,00	16,80	27,85	66,20	171,8
0,6	0,421	0,562	0,85	1,31	1,64	2,13	2,87	3,98	5,21	10,42	14,75	24,95	57,30	162,5
0,5	0,310	0,416	0,636	0,99	1,25	1,64	2,22	3,15	4,16	8,52	12,33	21,28	50,60	149,0
0,4	0,208	0,281	0,433	0,705	0,867	1,14	1,57	2,26	3,02	6,43	9,55	16,72	41,65	129,4

Anexo 4: Coeficientes α y Π según el tipo de cojinete, (tabla 25.3, pág. 534 (V. Dobrovolski, 1980).

Valores de α y Π		
Tipo de Cojinete	α	$\Pi = \frac{\alpha \cdot \pi}{405} \times 10^4$
Cojinetes de construcción ligera, en condiciones difíciles de disipar el calor	0,013	1,0
Cojinetes de construcción normal, en condiciones medias de trabajo	0,018	1,4
<u>Cojinetes de construcción pesada, con intensiva disipación del calor, refrigerados por agua, aire o aceite</u>	0,033	2,5

Anexo5: Factores de carga en dependencia de las relaciones geométricas del cojinete, tabla 25.4, pág. 537 del V. Dobrovolski 1980.

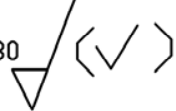
Valores de $\frac{f}{\psi}$ y $\frac{Q}{\psi vld}$									
$\frac{t}{d}$	Relaciones	α							
		0,33	0,50	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99
1,5	$\frac{f}{\psi}$	2,87	1,92	1,24	0,97	0,67	0,48	0,35	0,22
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0697	0,0896	0,1038	0,1009	0,0888	0,077	0,067	0,0576
1,3	$\frac{f}{\psi}$	3,26	2,13	1,33	1,02	0,700	0,490	0,350	0,22
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0775	0,1006	0,1171	0,1134	0,0986	0,089	0,0718	0,0605
1,0	$\frac{f}{\psi}$	4,34	2,71	1,58	1,16	0,760	0,520	0,360	0,230
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0917	0,1215	0,144	0,1415	0,122	0,1017	0,0843	0,0686
0,9	$\frac{f}{\psi}$	4,96	3,04	1,72	1,24	0,790	0,540	0,370	0,230
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0968	0,1295	0,1563	0,1537	0,1334	0,1108	0,0909	0,0729
0,8	$\frac{f}{\psi}$	4,83	3,50	1,92	1,35	0,840	0,560	0,380	0,240
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1023	0,1382	0,1695	0,1685	0,147	0,122	0,0997	0,0784
0,7	$\frac{f}{\psi}$	7,10	4,18	2,21	1,52	0,910	0,600	0,400	0,240
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1078	0,1474	0,184	0,1852	0,164	0,1367	0,1115	0,0864
0,6	$\frac{f}{\psi}$	9,09	5,22	2,66	1,78	1,02	0,650	0,420	0,260
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1132	0,1566	0,1995	0,204	0,1842	0,1552	0,1267	0,0974
0,5	$\frac{f}{\psi}$	12,3	6,94	3,39	2,20	1,20	0,730	0,460	0,270
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1183	0,1656	0,2152	0,224	0,208	0,1785	0,1473	0,1133

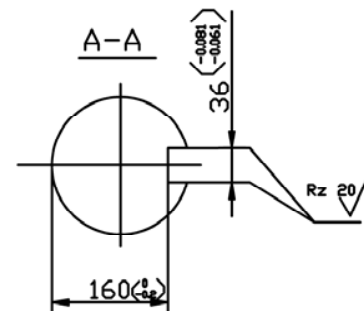
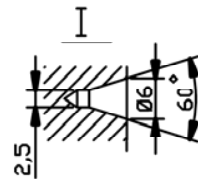
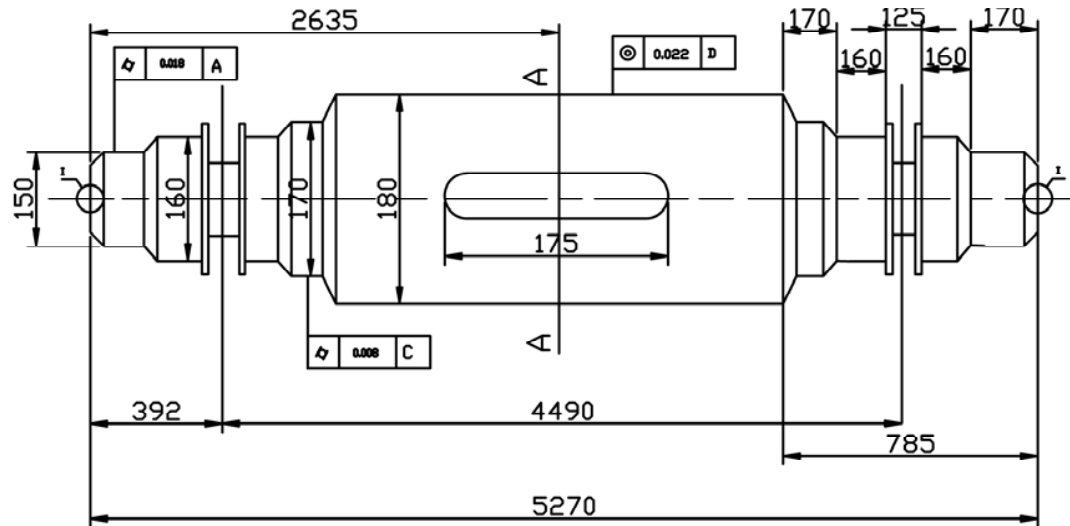
Anexo 6: Ventilador de tiro forzado de la unidad 1 de la empresa termoeléctrica de Felton.



Anexos 7: Daños ocurridos en el casquillo del cojinete de contacto plano.



Rz 80 



Requisitos Técnicos

- Biseles 2x45°
- Biseles no indicados 1x45°
- Dimensiones no toleradas por IT12
- Tratamiento Térmico, Templar HRC 40.....45

					Arbol del VTF-B	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
						Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
						3898kg	1:1	1	1
						ND -10737			
Mod	Cant	No.	Notif	Firma	Fecha	Plano de la pieza			
Dib			E.Sán						
Proy			E.Sán			Material acero forjado AISI 1030			
Rev									
Cont.nor									
Cont.téc									
Aprob									