

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA
ESCUELA DE INGENIERIA

MODIFICACION Y DISEÑO DE ALABES EN TURBINAS DE
VAPOR : ESPECIFICAMENTE EN LA RUEDA No. 16 DEL
ROTOR SIEMENS DE 7600 RPM Y 8000 HP.

TESIS PROFESIONAL QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTA : RODRIGO RAMIREZ LEMUS

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

GUADALAJARA, JALISCO

1994.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



29/6/89

" FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA "

Guadalajara, Jal., Junio 23 de 1989.

Al Pasante de
Ingeniero Mecánico Electricista
Area: Mecánica
Sr. Rodrigo Ramirez Lemds
P r e s e n t e .

En contestación a su solicitud de fecha Mayo 18 del presente año, me es grato informar que la Comisión de Tesis que me honro en presidir, aprobó como tema que usted deberá desarrollar para su examen de Ingeniero Mecánico Electricista, el que a continuación transcribo:

" MODIFICACION Y DISEÑO DE ALABES EN TURBINAS DE VAPOR, ESPECIFICAMENTE EN LA RUEDA No. 16 DEL ROTOR SIEMENS DE 7600 RPM. Y 8000 HP"

INTRODUCCION

ANTECEDENTES

- I.- TURBINAS DE VAPOR (ALABES)
 - II.- CAUSAS Y DIAGNOSTICO DE FALLAS
 - III.- MATERIALES USADOS PARA LA FABRICACION DE ALABES
 - IV.- MODIFICACION Y DISEÑO DEL ALABE FRACTURADO
 - V.- SORTEO PARA EL ENSAMBLE DE LOS ALABES
 - VI.- BALANCE DINAMICO DEL ROTOR
- CONCLUSIONES
BIBLIOGRAFIA

Ruego a usted tomar nota que la copia fotografiada - del presente oficio, deberá ser incluida en cada uno de los preliminares de su Tesis.

A T E N T A M E N T E .
" CIENCIA Y LIBERTAD "

ING. MANUEL VARRIARTE RAZO
DIRECTOR
FAC. DE ING. MEC. ELECT.

INTRODUCCION

ANTECEDENTES

CAPITULO I	TURBINAS DE VAPOR (ALABES)	PAG. 1
CAPITULO II	CAUSAS Y DIAGNOSTICO DE FALLAS	PAG. 10
CAPITULO III	MATERIALES USADOS PARA LA FABRICACION DE ALABES	PAG. 13
CAPITULO IV	MODIFICACION Y DISEÑO DE ALABE FRACTURADO	PAG. 18
CAPITULO V	SORTEO PARA EL ENSAMBLE DE LOS ALABES	PAG. 28
CAPITULO VI	BALANCE DINAMICO DEL ROTOR	PAG. 30
	CONCLUSIONES	PAG. 39
	APENDICE	PAG. 40
	BIBLIOGRAFIA	PAG. 47

INTRODUCCION

Reparar turbomaquinaria es una actividad indispensable y de mucha importancia para el desarrollo del país. El crear energía no es tarea fácil y menos reparar el equipo para producirla, aun cuando se cuentan con empresas especializadas que brindan este servicio.

Existe una gran demanda en la reparación de turbomaquinaria no solo dentro del país sino también fuera. Una de las partes principales que con frecuencia es causa de desperfectos es el álabe; hence puesto cuidado en modificar álbes y fallas.

El constante progreso y las necesidades de la industria constituyen el factor para el empleo de técnicas de rehabilitación de elementos para turbomaquinaria.

Este desenfrenado progreso ha hecho que constantemente surjan innovaciones en los componentes de turbinas, provocando a su vez un incremento notorio en el valor de las piezas industriales, aunado a la escasa fabricación de refacciones para máquinas; esto sin tomar en cuenta la lejanía de las fábricas o distribuidoras.

Esta tesis trata sobre la necesidad de rediseñar los álbes haciendo uso de técnicas variadas.

ANTECEDENTES

Siempre ha sido la energía una de las grandes metas de la humanidad y de su sueño por un mundo mejor.

En tiempos modernos, el hombre ha creado medios más complejos y más eficaces para usar la energía en metas cada día más difíciles. La turbina de vapor es, por preferencia, el medio más adecuado para la generación de energía eléctrica. En los tiempos que corren las centrales eléctricas de mayor actividad poseen turbinas de grandes capacidades.

Actualmente la importancia de crear sistemas y medios de producción de energía que estén de acuerdo con nuestras necesidades es de vital interés para el desarrollo de nuestra tecnología; debido a esto podemos considerar la industria Modificadora o Rehabilitadora como un pilar fundamental en el avance científico y tecnológico.

Los casos de falla o desgaste en las partes de turbinas constituye, en la mayor parte de los casos, un problema muy serio que se puede solucionar cambiando o diseñando para evitar próximas fallas, cosa que no es tarea fácil, puesto que se requieren instrumentos y maquinaria de elevado costo. Es por esto que el desarrollo de nuevas técnicas y aplicación de métodos efectivos para la reparación de turbinas es importante para la economía y desarrollo del país.

CAPITULO I

TURBINAS DE VAPOR

El nombre familiar con que se denomina a la mayoría de las máquinas que tienen aspas en un rotor que gira rápidamente en una carcasa estrechamente ajustada, es turbinas de vapor.

Con estos equipos se ha establecido un campo muy amplio en la industria como máquinas motrices; en la actualidad se fabrican en muchas formas y diferentes distribuciones. Las turbinas son probablemente las máquinas con menos problema y más eficientes.

Existen muchas ventajas de las turbinas sobre las máquinas recíprocas y son:

- 1.- Una turbina proporciona un flujo suave e ininterrumpido de potencia a altas velocidades de rotación, en lugar de una serie de impulsos de potencia a bajas velocidades.
- 2.- Hay un mejor uso de la energía calorífica en el vapor, puesto que el metal de la turbina puede soportar la alta temperatura del vapor y descargar a una presión muy baja (vacío).
- 3.- No existe contaminación del agua de la caldera a causa del aceite de lubricación, como en una máquina ordinaria de vapor.
- 4.- Las turbinas tienen menos peso por caballo de potencia y menos partes susceptibles de desgaste.

Las turbinas se dividen en dos tipos básicos, a saber: impulso y reacción.

El fundamento de una turbina de impulso es que un chorro de vapor proveniente de una tobera fija produzca un empuje en las aspas del rotor y las impulse hacia adelante.

La velocidad del vapor es de alrededor del doble de la velocidad de las aspas. Solamente las turbinas que utilizan toberas fijas se clasifican como turbinas de impulso.

Una turbina de reacción utiliza un chorro de vapor que fluye de una tobera sobre el rotor.

En realidad el vapor es dirigido hacia las aspas en movimiento por medio de aspas fijas diseñadas para expandir el vapor; el resultado es un pequeño incremento en la velocidad sobre las aspas en movimiento; estas aspas constituyen un muro de toberas que expanden aún más vapor. El flujo de vapor es parcialmente invertido por las aspas en movimiento lo que produce una reacción sobre las mismas. Puesto que la caída de presión es pequeña a través de cada hilera de toberas (aspas), la velocidad es comparativamente baja, así que se necesitan más hileras de aspas móviles que en una turbina de impulso.

CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas de vapor pueden clasificarse así:

a) De acuerdo con la forma de los canales comprendidos entre las paletas o álabes por donde circula el vapor en la turbina.

1.- de acción o impulso

- de una sola etapa
- con salto de velocidad; Curtis
- con salto de presión; Rateau
- con salto de velocidad y presión

2.- De reacción; Parsons

3.- De acción y reacción

- b) Con respecto al diseño interno y a la secuencia del flujo:
- de flujo simple
 - de doble flujo
 - de flujo dividido
- c) Con respecto a la dirección del flujo de vapor relativa al plano de rotación:
- flujo axial
 - flujo radial
 - flujo tangencial
- d) Con respecto a la repetición del flujo de vapor a través de los álabes:
- de un solo paso
 - de flujo repetido
- e) Con respecto a la velocidad de rotación:
- para generadores de 60 Hz
 - para generadores de 50 Hz (práctica europea)
 - para generadores de 25 Hz
 - para unidades de acoplamiento directo o con engranajes, o para el accionamiento de unidades eléctricas marinas sin exigencias especiales de velocidad.
- f) Con respecto al movimiento relativo del rotor o de los rotores:
- de movimiento simple, monorrotatoria
 - de movimiento doble, birrotatoria
- g) Con respecto a las condiciones de empleo:
- de alta presión con condensación
 - regenerativa
 - de alta presión sin condensación
 - de extracción simple
 - de contrapresión
 - de doble extracción
 - de superposición
 - con sobrecalentamiento o recalentamiento
 - de dos presiones
 - de baja presión

OPERACION Y MANTENIMIENTO

Procedimiento de arranque.

Antes de que un turbogenerador de vapor pueda arrancarse se debe asegurar la adecuada operación de cierto número de sistemas auxiliares que incluyen:

- Bomba de aceite de cojinetes y bomba de sello de aceite cuando se aplica.
- Bomba del fluido hidráulico de control.
- Bomba del vacío del condensador, cuando se aplica.
- Sistema de enfriamiento del generador.
- Sistema de disparo de emergencia.

Se deben abrir los drenajes en todas las líneas de vapor para evitar que entren porciones de agua a las turbinas. Las unidades de MW, o mayores, generalmente se suministran con un tornaflecha, este se acopla para hacer que ruede lentamente la unidad. Las líneas de vapor se precalientan y se ponen en operación el sistema de escape, de sello y de presostopos.

El vapor se admite poco a poco en la turbina y el tornaflecha se desacopla de la turbina que gradualmente se acelera.

La rapidez de aceleración seleccionada dependerá de la temperatura del metal de la carcasa, la cual depende de la duración del paro previo. El tiempo de aceleración puede variar de 10 a 30 minutos; durante este periodo se monitorea la vibración y la temperatura de la envolvente de la turbina.

Operación Normal:

Durante los periodos de operación normal se monitorean varios parámetros, incluyendo la temperatura y presión de la coraza de la turbina, la temperatura de la cubierta de escape, la temperatura del aceite de cojinetes y su presión, el vacío del condensador, la vibración del árbol, la presión del aceite hidráulico y las temperaturas del gas.

Los sistemas de control suelen contener muchas protecciones automáticas y sistemas de alarma. Un sistema típico de protección incluye una válvula principal de corte con resorte para cerrar, está montada por delante de la válvula de entrada a la turbina. El aceite hidráulico mantiene esta válvula abierta si los diferentes dispositivos de protección indican operación segura. Estos dispositivos incluyen un gobernador contra exceso de velocidad; relé de presión del aceite de cojinete; relé de disparo manual y cuando son aplicables, un relé de bajo vacío y relé de válvulas de no retorno.

Mantenimiento.

Se requiere una actividad mínima de mantenimiento en funcionamiento de la turbina de datos. Esto incluye la lubricación periódica de los mecanismos de válvulas (mensual o trimestral).

La careza de la turbina generalmente se desmonta para una inspección de garantía después de un año de operación, luego deben hacerse paros a intervalos de tres, cuatro o cinco años. Los largos periodos de operación con mantenimiento mínimo requieren vapor de alta pureza.

El arrastre de ciertos contaminantes en el vapor pueden causar depósitos, erosión y grietas de esfuerzos.

El tratamiento primario de agua, acondiciona el agua de repuesto antes de que entre al ciclo. El tratamiento secundario de agua es la adición de químicos al ciclo para purificar el agua de alimentación. La purga de la caldera es la remoción de sólidos del ciclo para evitar altas concentraciones en el domo.

El monitoreo de la pureza del vapor es una parte muy importante del mantenimiento de la turbina de vapor. Se pueden detectar los depósitos por lectura normal de la presión de la correa. Hay una tendencia hacia el empleo creciente de boroscopios para detectar la erosión y agrietamiento por esfuerzo durante el paro de una turbina sin que se requieran desmontar la carcasa de la turbina a velocidad reducida con vapor húmedo.

Los depósitos persistentes se eliminan, los más solubles. Tal vez sea necesario la limpieza con vapor o chorro con abrasivo de grano fino para los depósitos duros, como sílice u óxido de hierro.

A L A B E S

El propósito o función de los álabes es combinar la dirección del chorro de vapor procedente de las toberas y de esta manera producir una fuerza que impulse a la rueda.

Es un hecho de primera importancia que nosotros podemos calcular la fuerza aplicada a los álabes bajo cualquier condición, para de esta manera poder calcular la potencia entregada por la máquina.

Para calcular el cambio de velocidad ocasionado por el paso en su caso a través de los álabes, se emplea el método gráfico de los diagramas de velocidad; siendo la velocidad un vector, estos diagramas se dibujarán de acuerdo a las leyes elementales de las operaciones vectoriales.

El vapor entra a las toberas a una presión P_0 y sale de ella a una velocidad U_1 ; esta será la velocidad del vapor relativa a la carcasa o absoluta a la entrada de los álabes.

En una turbina de impulso no existe expansión de vapor al fluir a través de los álabes, por lo tanto, la presión a la entrada debe ser la misma que a la salida; esta condición hace que la velocidad del vapor relativo a los álabes no cambie en magnitud en su paso a través de ellos. En la práctica las pérdidas por fricción en los canales de los álabes se manifiestan por una ligera disminución de la velocidad relativa de salida.

Como vemos, U_2 será ligeramente menor a U_1 en magnitud y tendrá un ángulo de inclinación β_2 que en general es igual a β_1 .

Para sumar a U la velocidad relativa de la salida U_2 dibujamos a esta a partir de U ; la velocidad absoluta de salida debe ser la suma de estas dos, así dibujamos el diagrama de velocidad completo (ver figura No. 1).

Utilizaremos siempre la siguiente notación:

U = Velocidad absoluta de los álabes

V_1 = Velocidad absoluta de entrada

U_1 = Velocidad relativa de entrada

U_2 = Velocidad relativa de salida

V_2 = Velocidad absoluta de salida

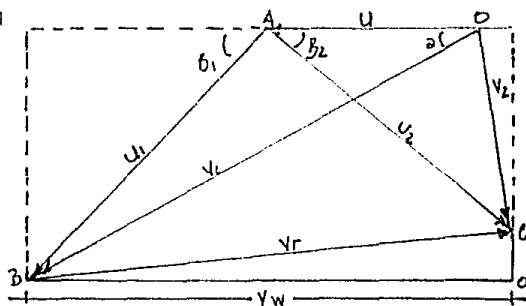
α = Ángulo de choque de vapor

β_2 = Ángulo de salida de los álabes

β_1 = Ángulo de entrada de los álabes

Siendo V_1 la velocidad absoluta de entrada, y V_2 la velocidad absoluta de salida, es claro que el cambio total de velocidad (amplitud y dirección), el vapor en su paso a través de los álabes será el vector que principia al final de V_1 y termina al final de V_2 ; esto es el vector de velocidad V_r . Como este cambio de velocidad no puede haber ocurrido por sí mismo, necesariamente se debe a la fuerza que los álabes han ejercido sobre el vapor precisamente en esa dirección de choque con la 3a. ley de Newton. Los álabes experimentarán una reacción de igual magnitud y dirección pero en sentido contrario que descompondremos en los vectores de velocidad.

FIG. 1



El primero actúa en dirección del movimiento de los álabes y es la causa de dicho movimiento; el segundo actúa a través del eje de la turbina originando el empuje axial que es una de las principales causas de problemas en las turbinas.

Ahora podemos calcular el empuje suministrado por el vapor a los álabes, y es:

$$F = U w \frac{w}{g}$$

En donde:

F = fuerza en todos los álabes que reciben el chorro de vapor en Kg.
fuerza.

Uw = componente tangencial de cambio de velocidad m/s.

w = flujo de vapor en peso Kg.

g = aceleración de la gravedad m/s.

En donde: $P = U w U \frac{w}{g}$

P = potencia entregada en Kg.-m/s.

U = velocidad tangencial de los álabes m/s.

Como la energía cinética del vapor a la entrada de los álabes es dada por:

$$\frac{w U^2}{2g}$$

y la potencia entregada por: $U w U \frac{w}{g}$

El rendimiento de los álabes se puede expresar:

$$\eta_b = 2Uw/U$$

CAPITULO II

CAUSAS Y DIAGNOSTICO

DEL FALLAS

En la actualidad es importante tomar económicamente de la lista de causas que provocan los desperfectos en las turbinas de vapor esencialmente nos avocaremos a los álabes, siendo esta la parte más vulnerable, con estos conocimientos llegaremos a diseñar máquinas y sobre todo esogeremos la maquinaria por el trabajo deseado.

El manejo inadecuado de una turbina es causa de un posible desperfecto en ella, esta mala utilización del sistema puede ser generado por falta de información o escasa experiencia y en algunos de los casos negligencia del personal.

A continuación mencionaremos algunas causas:

VARIACION DE VELOCIDAD 50 Hz - 60 Hz.

Las turbinas en México han hecho adquisiciones de maquinaria europea sin darse cuenta en la existencia de un rango para frecuencia de trabajo que afecta directamente a la eficiencia de la máquina. Esto ha generado problemas en la adaptación de la turbomáquina e inclusive se ha tenido que modificar esta maquinaria casi en su totalidad.

DISEÑO DEL ALABE.

Existen problemas en algunas turbinas a causa del diseño mal calculado para la máxima eficiencia de la maquinaria.

En casos contados esta falla es generalmente la causa de algún desperfecto en los álabes; un álabes mal diseñado puede provocar desde una deficiente eficiencia, hasta una fractura del mismo que por lo

general daña seriamente a la turbina.

MATERIALES INADECUADOS.

Esto va muy ligado al diseño del álabe es responsabilidad del ingeniero escoger adecuadamente el material que utilizara en cada componente de la turbina. Desafortunadamente los materiales no tienen la propiedad deseada exponiendo la maquinaria a una falla.

MALA CALIDAD DEL VAPOR

Esta causa es una de las más frecuentes fallas que se presentan en las turbinas, la mala calidad del vapor es el principal enemigo de los álabes, un incremento en la humedad o acidez del vapor pueda provocar los siguientes efectos: stretched corrosion y el pitted.

Pitted: es un marcado o picado con hoyos provocado por el PH del vapor.

Stretched corrosion: es un ataque químico que afecta a los lugares donde existe una fatiga provocando una fisura y desprendimiento total del álabe.

Otra problema a causa de la existencia de agua en el vapor es la erosión del álabe.

FRECUENCIA DE TRABAJO INAPROPIADA.

Factor increíblemente destructivo, cuando la máquina entra en resonancia, todos los álabes sufren fatiga a causa de las vibraciones que se multiplican en él, por estar en cantílaber.

DIAGNOSTICO DE FALLAS

Un diseño mal elaborado de un álabe es detectado por la poca eficiencia de la turbina y las fallas generadas en las zonas principales.

Por ejemplo la vibración excesiva en los álabes puede ser causa de reforzamiento en el álabe o la fractura en la sección de amortiguamiento por un mal cálculo en el área del orificio; inclusive las fracturas en el pie también pueden ser un defectuoso cálculo, otro factor es la distribución de la masa en el álabe.

El diseño del álabe también involucra la elección del material para su elaboración; la resistencia del álabe al ataque químico y circunstancias externas no controladas dan a la paleta más confiabilidad.

La mala calidad del vapor ocasiona problemas catastróficos en las turbinas, que se detectan cuando los álaves presentan picaduras, grietas, cambios de tono de color en los álaves (oxidación en las grietas encontradas). Cuando penetra un objeto extraño a causa de la calidad del vapor puede dejar en los álaves daños considerables (allones en todas las paletas, fractura de los mismos o inclusive que queden doblados, los análisis estructurales practicados a los álaves dañados revelan la causa del desperfecto.

La variación de velocidad generalmente causa un mal funcionamiento, ocasiona trastornos no pronosticados como son:

El desprendimiento de los álaves y el desbalance.

Existe un factor muy importante en el diagnóstico de falla, el cual es la frecuencia: si la frecuencia de trabajo llega a poner en resonancia a la turbina, las partes más susceptibles a falla son los álaves, que presentarán grietas por fatiga o prácticamente llegan a desprenderse.

Cuando se tiene un manejo o mantenimiento inadecuado es posible que la turbina falle de sus partes deslizantes si no existe una adecuada lubricación, esto es detectable en la elevación de temperatura en el aceite o en las chumaceras.

CAPITULO III

Es importante mencionar que los análisis son hechos según sean requeridos.

El análisis debe formularlo un ingeniero capaz con los conocimientos y herramientas adecuadas para hacerlo.

A continuación mencionaremos el esquema de un análisis.

ANÁLISIS DE FALLA DE TURBINA

- 1.- Esquema de la turbina
- 2.- Análisis visual de la turbina
- 3.- Análisis macrográfico del álabe fracturado
- 4.- Examen metalográfico
- 5.- Comentarios y conclusiones sobre la probable causa de la falla
- 6.- Propuesta de reparación

MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE ALABES

LOS ACEROS MAS APROPIADOS EN LA ELABORACION DE ALABES Y CON BASE A ESTANDARES DE LA AISI SON:

- a) Para álabes fijos tenemos de la serie 300; el 304 y 316, de la serie 400; tenemos el 403.

ACEROS INOXIDABLES Y RESISTENTES AL CALOR FORJADOS.

Composición nominal %

aceros austeníticos

TIPO

ANSI No.	C	Mn máx	Si máx	Cr	Ni	otros
304	.08 máx	2.0	1.0	18.0-20.0	8.0-10.50	
304 L	.03 máx	2.0	1.0	18.0-20.0	8.0-12.0	
316	.08 máx	2.0	1.0	15.0-18.0	10.0-14.0	2.-3. Mo
316 L	.03 máx	2.0	1.0	16.0-18.0	10.0-14.0	2.-3. Mo

aceros martensíticos

403	.15 máx	1.0	0.5	11.5-13.0		
-----	---------	-----	-----	-----------	--	--

b) Para álabes móviles utilizamos de la serie 400; el 410 y 422

aceros martensíticos

TIPO

ANSI No.	C	Mn máx	Si máx	Cr	Ni	otros
410	.15 máx	1.0	1.0	11.50-13.50		

ACEROS INOXIDABLES

ACEROS RESISTENTES A LA CORROSIÓN Y AL CALOR.

Ciertas aleaciones de hierro y cromo poseen alta resistencia a la corrosión y la oxidación a temperaturas elevadas y mantienen una resistencia considerable a esas temperaturas. Estas aleaciones, a veces contienen níquel con pequeños porcentajes de silicio, molibdeno, tungsteno, cobre y otros elementos.

Este vasto y complejo grupo de aleaciones se conoce como aceros inoxidable y, normalmente, se clasifican en tres grupos:

- 1) aceros austeníticos, que contienen níquel y cromo.
- 2) aceros martensíticos, las cuales son aleaciones templables conteniendo hasta de 18% de cromo y que, al enfriarlos por inmersión, son martensíticos.
- 3) aceros ferríticos, que son aleaciones con bajo contenido de carbono que no se templea, conteniendo hasta 27% de cromo.

CARACTERISTICAS DEL 304.

Debido a su bajo contenido de carbono, el grado 304 es menos propenso a la precipitación de carburos en el rango crítico de temperaturas, siendo su empleo recomendado para la construcción de equipos soldados, sujetos al tanque de agentes mediante corrosivos, o sometidos a temperaturas hasta de 300 grad. C. aproximadamente. Siendo el contenido un carbono limitado a 0.08% aumenta el tiempo necesario para la precipitación de carburos en las zonas intercrystalinas de la estructura del acero y dicho fenómeno no alcanza a desarrollarse cuando se soldan chapas de espesor mediano.

Para los equipos en cuya construcción entran chapas gruesas, o que deben trabajar a temperaturas comprendidas en el intervalo 400 a 800 Grados Centígrados, se puede emplear el grado 304 - L, llamado también 304 - ELC (contenido extra bajo de carbono) cuya composición es similar a la del grado 304, con excepción del carbono, cuyo contenido máximo es 0.03 %.

CARACTERÍSTICAS DEL 316.

El molibdeno, presente en la composición química de este grado, mejora considerablemente su resistencia al ataque corrosivo químico, así como su resistencia a la oxidación a altas temperaturas y su resistencia mecánica. Desde el punto de vista de la corrosión química, el grado 316 es en general más resistente que los grados precedentes. En contacto, sin embargo, con ciertos ácidos oxidantes, como por ejemplo el nítrico, resiste menos que los demás grados de la serie. La resistencia a la corrosión del acero 316 es muy buena también en atmósferas donde hay condensación de sulfuros, siempre y cuando dichas atmósferas no sean ácidas.

El grado 316 no presenta corrosión por puntos (picaduras) en contacto con el ácido acético o en contacto con las soluciones de cloruros, bromuros y yoduros.

Este acero es sujeto a la corrosión intergranular, como consecuencia de la precipitación de carburos. Por esta razón, al ser soldado, y para conservarle su resistencia a la corrosión, es necesario tratarlo térmicamente después del proceso de fabricación. Cuando no es factible aplicar el tratamiento térmico, se puede emplear el grado 316 con un contenido máximo de carbono de 0.03 % (grado 316 - ELC).

CARACTERISTICAS DEL 403 Y 410.

Los grados tienen en general la misma composición química, siendo la del grado 403 más cuidadosamente controlada, para obtener las cualidades mecánicas (límite elástico y resistencia al impacto elevado) que lo hacen adecuado para la construcción de los elementos delicados de turbina, como aletas y las toberas.

Sus cualidades mecánicas son afectadas por el tratamiento térmico, siendo templeable al aire y en aceite.

En el proceso de soldadura, las costuras y las zonas adyacentes a ellas se endurecen durante el enfriamiento, por tomar el temple, siendo necesario revenir las zonas afectadas, lo que puede hacerse con la antorcha de acetileno.

Debido a la propiedad que tiene de formar una capa de óxido adherente a la superficie, el grado 410 posee muy buena resistencia a la corrosión atmosférica. En el estado templado y siendo la superficie pulida, se obtiene la mayor resistencia a la corrosión.

CAPITULO IV

MODIFICACION Y DISEÑO DEL ALABE

El exacto conocimiento de los factores que involucran el arreglo del álabes es pilar para determinar si es conveniente modificarlo o diseñarlo.

En realidad es justamente el criterio del Ingeniero lo que decide que ha de hacerse, en base al análisis de causa y efecto realizado en la fractura.

La parte más castigada en la turbina es el álabes, por esfuerzos, corrosión, oxidación, fatiga cíclica, vibraciones, etc.

En este caso, tenemos el álabes de una turbina SIEMENS en la cual procedemos a realizar un rediseño por falla de fractura al nivel del aro de amortiguamiento; hacemos un estudio y análisis del comportamiento como sigue:

PROCEDIMIENTO:

1).- Características.

El álabes originalmente en su diseño tiene un orificio para el alambre de amortiguamiento.

Ventajas:

- Facilidad de construcción del álabes
- Economía en el proceso de fabricación
- Seguridad en el trabajo de los álabes.

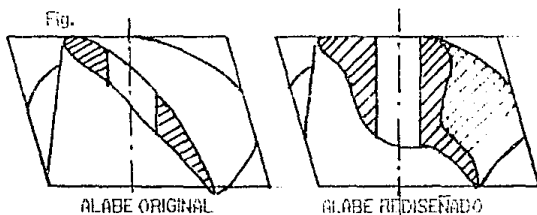
Desventajas:

- Al taladrar el orificio, disminuye la sección del álabes y se incrementa el esfuerzo centrífugo junto con los esfuerzos laterales.
- El poco contacto entre el álabes y el alambre hace disminuir el efecto de amortiguamiento del alambre.

2).- Modificación del orificio.

El álabe modificado varía en cuanto a su forma; aumentando la sección de área, y el orificio se transformó en una protuberancia, que causa los siguientes efectos:

Al aumentar la sección de área disminuimos el esfuerzo producido por la fuerza centrífuga a la altura del orificio.



3).- Efecto del amortiguamiento en la frecuencia propia del álabe.

El comportamiento vibratorio de un álabe se podría decir que es similar al de una viga empotrada, de una sección constante. El álabe se encuentra empotrado en el disco de la turbina y la otra parte está libre.

El análisis de vibración requiere los siguientes puntos:

- Evaluar la masa y la elasticidad de las partes involucradas.
- Calcular la cantidad de rozamiento.
- Escribir la ecuación diferencial de movimiento del sistema idealizado.
- Calcular el amortiguamiento del sistema.

En el álabe mismo se determinan la masa M , y la elasticidad K , el amortiguamiento C lo determina el contacto del orificio con el alambre y las dimensiones de este último.

Al someter el ábalo a movimiento forzado, la ecuación general de movimiento es:

$$F(t) = M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F_0 \sin \omega t = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

La fuerza senoidal se convierte en:

$$F_0 \sin \omega t = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

La ecuación del estado estable:

$$F_0 e^{i\omega t} = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

$x =$ amplitud.

$$\frac{c}{2m} = \alpha = \text{coeficiente de amortiguamiento.}$$

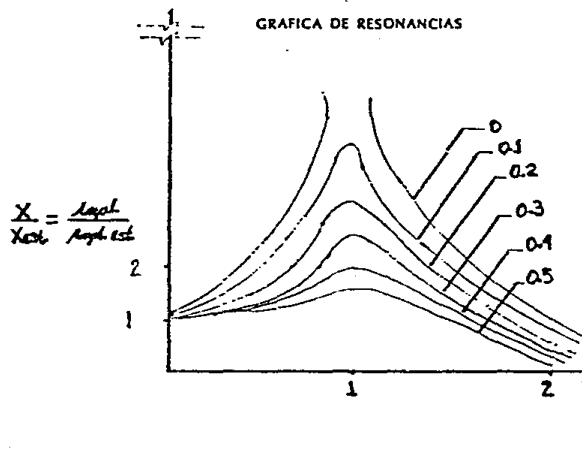
La amplitud de la vibración de $x = \frac{F_0/k}{\left[1 - \left[\frac{\omega}{\omega_c} \right]^2 + 4\alpha^2 \left[\frac{\omega}{\omega_c} \right]^2 \right]^{1/2}}$

y el ángulo $\text{Tan } \beta = \frac{2\alpha \left[\frac{\omega}{\omega_c} \right]}{1 - \left[\frac{\omega}{\omega_c} \right]^2}$

Lo cual conduce a la siguiente gráfica de resonancia.

En la cual observamos la importancia en el decremento de la amplitud de la vibración en función del amortiguamiento.

GRAFICA DE RESONANCIAS



$$\zeta = \frac{c}{c_c}$$

RADIO DE AMORTIGUAMIENTO

ROBUSTECIMIENTO DE LA SECCION DEL ALABE

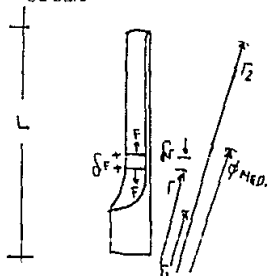
Al modificar el álabe en la zona de amortiguamiento en protuberancia, aumentamos su masa y también fuerza centrífuga.

Para compensar el aumento de fuerza centrífuga incrementamos el área en el pie del álabe (donde el esfuerzo es más crítico) mejorando así el esfuerzo inducido.

Al robustecer la sección del álabe también mejoramos el momento de inercia, lo cual nos mejora la resistencia a los esfuerzos laterales.

b) Esfuerzo Centrífuco

Cálculo:



F_c = tensión de reforzamiento

F_c = tensión debido a la inercia

F = fuerza interna en el álabe en un radio r

$F+dF$ = fuerza interna en el álabe con un radio $r+dr$

Volumen del álabe = $\rho \cdot dr$ (en la sección)

Fuerza centrífuga en el elemento álabe:

$$F_c = \frac{W \rho \cdot \omega^2 r}{g}$$

W = densidad

Volumen del álabe = $A \cdot dr$ (en la sección)

Fuerza centrífuga en el elemento del álabe:

$$F_c = \frac{WA \cdot \omega^2 r \, dr}{g}$$

W = densidad
 ω = velocidad angular

donde $F + dF + \frac{WA \cdot \omega^2 r \, dr}{g} = F$ por lo tanto $dF = - \frac{WA \cdot \omega^2 r \, dr}{g}$

F_1 = fuerza interna en el pie.

F_2 = fuerza interna en la parte superior debido a la fuerza centrífuga en la cubierta.

$$F_1 - F_2 = \frac{WA \omega^2}{g} \int_{r_1}^{r_2} r \, dr = \frac{WA \omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{WA \omega^2 DL}{2g} \text{ por lo}$$

tanto $F = \frac{w}{g} r \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2$

Esfuerzo Centrífuco: $\frac{w}{g} r \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2$
 \sqrt{r} $\frac{\text{área}}{\text{área}}$

a) Caso del álabe original $0.202 \times 0.394 \left(\frac{2 \times 7600}{60} \right)^2$
 $M = 0.202 \text{ Kg.}$
 $r = 0.394 \text{ m.}$
 $N = 7,600 \text{ rpm.}$
 $\text{Área} = 292 \text{ mm}^2$

$$= \frac{172.64 \text{ Kg/mm}}{292}$$

Caso del álabe modificado:

$M = 0.209 \text{ Kg.}$

$r = 0.394 \text{ m}$

$N = 7600 \text{ rpm}$

$\text{área} = 306 \text{ mm}^2$

$= 170.45 \text{ Kg./mm}$

ESFUERZO LATERAL DEBIDO AL IMPULSO DEL VAPOR.

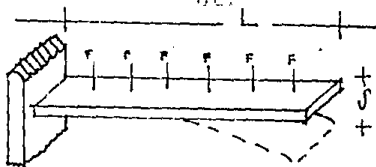
Aunque este esfuerzo no es tan grande como el centrífugo su efecto contribuye para formar el esfuerzo máximo en el alabe.

Para efectuar este cálculo necesitamos los valores de la presión en cada punto del alabe, pero como en algunos casos no es posible determinar esta presión, elaboramos un estudio comparativo entre el alabe original y el modificado.

Considerando hipotéticamente el alabe como una viga empotrada, so metida a una presión uniforme.

El esfuerzo máximo de tensión es:
$$t = \frac{M_x X}{I_y} + \frac{M_y Y}{I_x}$$

La deflección máxima:
$$= \frac{WL}{8EI}$$
, $W = L \times F$.



El rediseño de la sección en el alabe cambia el momento de inercia, variando totalmente el esfuerzo y la deformación o deflección.

$$\text{Original: } \frac{K}{I} = \frac{K}{19,567 \text{ mm}}$$

$$\text{Modificado: } \frac{K}{I_m} = \frac{K}{19,708 \text{ mm}}$$

El momento de inercia aumento y con ello mejora la resistencia del alabe.

Los datos que damos fueron hechos por medio de un comparador óptico y una computadora ya que es muy difícil calcularlos manualmente.

DISEÑO MECÁNICO DE LOS ALABES

I.- Filosofía general del diseño.

- a.- Reconocer que la causa más frecuente de falla en los álabes es la fatiga.
- b.- Establecer límites de esfuerzo por vibración en el material de los álabes.
- c.- Evitar dentro de lo posible la excitación de los modos de vibración altos en los álabes.
- d.- Diseñar los álabes para que los esfuerzos debidos a vibración estén por debajo del límite aceptable con un margen de seguridad considerable.
- e.- Revisar las técnicas actuales y desarrollar técnicas nuevas de diseño, para aprovechar al máximo los conocimientos que existen acerca del diseño de álabes.

II.- Determinar la existencia de resonancia en los álabes utilizando el diagrama de Campbell.

- a) Las frecuencias naturales de vibración en los álabes se determinan utilizando programas de computación, que se desarrollan en base a pruebas estáticas en álabes reales, pruebas dinámicas en rotores reales o en modelos, e información disponible en literatura especializada.
- b) Las frecuencias naturales de vibración de los álabes dependen de las siguientes características:
 - Geometría del álabe (altura, sección, etc.).
 - Número de álabes cinchados juntos.
 - Velocidad de rotación.
 - Tolerancias en el montaje.
 - Temperatura de operación.

c.- Las frecuencias de vibración calculadas se dibujan en diagramas como funciones de la velocidad de operación.

Las frecuencias de vibración de los álabes cortos no se ven afectadas por la velocidad de rotación.

Las frecuencias de vibración de los álabes largos aumentan al incrementar se la velocidad de rotación.

d.- Las frecuencias excitadoras se dibujan en el diagrama como funciones de la velocidad de rotación.

Frecuencia de paso en la tobera NPF y sus armónicas $2NPF$, $3NPF$ etc.

III. Normas para situar las frecuencias excitadoras evitando resonancia o reduciendo su efecto.

a.- En álabes cortos

Evitar la resonancia de NPF con los modos de vibración altos, es- ta frecuencia excitadora debe tratar de situarse entre la primera y segunda frecuencia naturales.

En turbinas con un rango de operación muy amplio debe tratarse de situar la resonancia con el NPF a la menor velocidad posible.

b.- Alabes largos

Se debe tratar de tener la mayor frecuencia de resonancia para la longitud de álabes requerida. Como la frecuencia de resonancia fundamental es función en primer lugar de la longitud del álabes es poco lo que puede hacerse en este sentido.

El objetivo de esto es que la frecuencia fundamental de resonancia no sea excitada por frecuencias fundamentales, sino por armónicas de orden alto.

III.- Descripción de los factores de diseño para la elaboración del diagrama de Goodman.

Factores que corresponden a límite de resistencia del material, límite uniforme de resistencia, efectos ambientales del vapor sobre el material factor de concentración promedio de esfuerzos.

a.- Factores que corresponden al cálculo de esfuerzo por vibraciones.

Factor de ampliación que depende de:

- tipo de paso
- tipo de resonancia
- tipo de excitación
- amortiguamiento del material y la estructura
- velocidad variable o constante
- factor de seguridad

Factor de calidad de vapor para estimar la reducción del límite de resistencia del material por atmósfera corrosiva.

Corrección por temperatura para estimar la reducción del límite de resistencia del material al aumentar la temperatura.

CAPÍTULO V

SORTEO PARA EL ENSAMBLE DE LOS ALABES

El sorteo de álabes es uno de los momentos más eficaces para colocar la paleta en el lugar indicado y sobre todo agilitar el balanceo de una turbina. Es necesario para balancear un disco que se renueva material en alguna de sus caras justo en el lugar deseado; para evitar la remoción excesiva, se utiliza el sorteo de álabes repartiéndose el peso y los momentos generados por las paletas, en toda la periferia, equilibrando el disco.

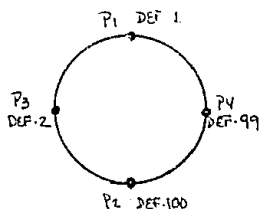
EL METODO CONSISTE EN LO SIGUIENTE:

Simulamos con cada uno de los álabes posible carga que provocan en la turbina, la simulación se lleva a cabo de la siguiente manera: Empleamos una barra de tamaño igual a la distancia que existe desde el centro del eje al extremo del disco; ésta barra está equipada con una mordaza para colocar en su extremo libre los álabes, con el fin de medir la deflexión que sufre está. De tal manera que obtengamos una máxima y mínima de deflexión; estas deflexiones son numeradas para catalogarlas en sucesión progresiva por ejemplo: la deflexión mínima es el No. 1 en forma ascendente de la deflexión que le sigue se denomina No. 2, así hasta completar la cantidad de álabes analizados.

La siguiente etapa del método es la distribución equilibrada de las paletas y se lleva a cabo con métodos trigonométricos.

METODO TRIGONOMETRICO

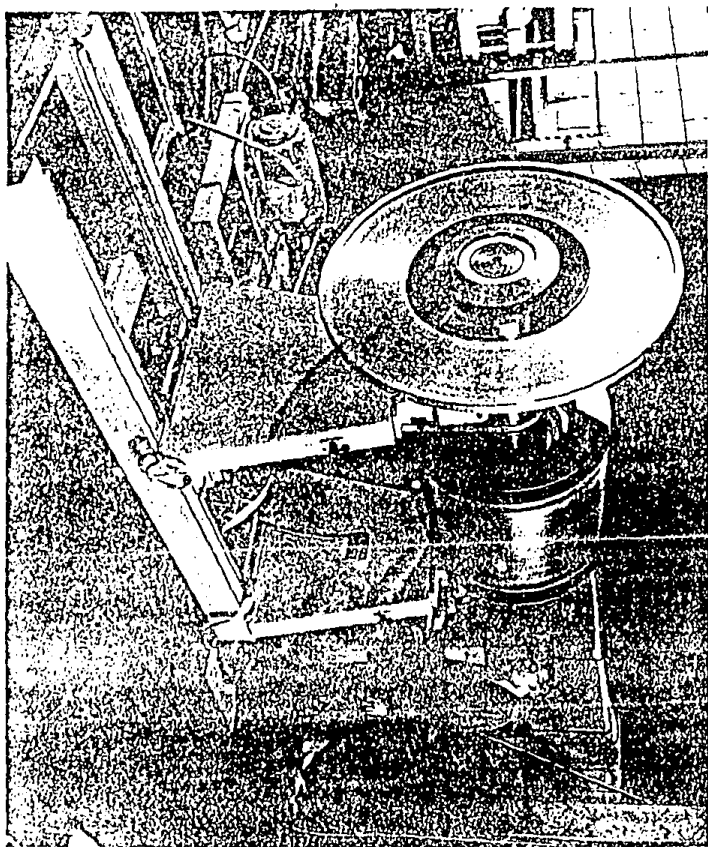
Con un sentido lógico del balanceo este método fue creado a raíz de la necesidad en el balanceo dinámico, la experiencia basta en el campo de la ferramaquinaria desarrolló un sistema práctico para la inserción de álabes en los discos. Ya que no todas las paletas pesan exactamente lo mismo, los pequeños desvarios generan fuerzas que afectan en el trabajo el disco, inclusive con ayuda del efecto resonante llegan a fracturar el álabes; éste sistema ingenioso divide el disco con dos ejes imaginarios originales entre sí seccionando en cuatro partes iguales el plato. Como se muestra en la Fig. siguiente: 1-4.



Distribuimos los álabes en la periferia de la siguiente manera: colocamos el álabes que obtuvo la mayor deflexión en cualquiera de los puntos indicados en la figura ya mencionada e insertamos el de menor deflexión a ciento ochenta grados de diferencia; alternando de esta manera se llega al equilibrio del disco. Ejm: Deflexión uno en el punto uno, deflexión cien punto dos (suponiendo que el disco tuviera cien álabes) posteriormente seguimos con los demás álabes de la misma forma; deflexión dos punto tres, deflexión noventa y nueve punto cuatro, etc.

Por lo general no hay forma de comprobar si el disco quedó exactamente equilibrado; es sólo hasta que se llega al balanceo donde se ve si efectivamente funciona el sistema. (en todos los casos se ha dado resultado).

CAPITULO VI

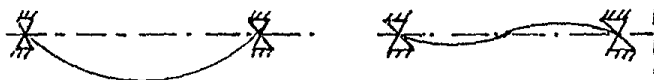


BALANCEO DINAMICO

Para llegar a obtener un balanceo seguro es necesario tomar en cuenta ciertos puntos de suma intereń, los cuales se pueden resumir de la experiencia como sigue.

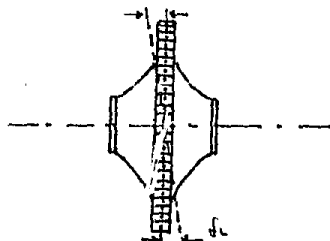
A).- Checar la alineaci3n del eje.

El eje en algunos casos llega a estar doblado, total o parcialmente del eje de giro. Fig. 1-III



B).- Alineaci3n del disco.

El disco puede estar doblado en cualquier punto de su periferia; todos los discos tienen cierta tolerancia en cuanto al problema, pero cuando exceden el lımite se pasa al torno para su rectificaci3n. Fig. 2-III



C).- Si alguno de los dos puntos anteriores muestra alguna alteraci3n se procede a enderezar.

D).- Sortear los 3labes por momentos (capıtulo V).

E).- Monteje de 3labes (se muestra en el capıtulo V).

F).- Balanceo dinámico.

El balanceo se puede hacer parte por parte o en total. Esto es, podemos balancear primero los discos y despu3s el eje o todos los elementos juntos; todo depende del criterio del balanceador.

BALANCEO DINÁMICO.

Para tener una unidad estáticamente balanceada, es suficiente equilibrar el rotor, un componente del mismo o una pequeña parte del eje (un disco). Es usual que los coetres simples, cuya longitud axial es mayor que la mitad del diámetro, se balancean en forma dinámica para lo cual se emplean máquinas especiales.

Por experiencia práctica en los distintos tipos de industria, es un hecho conocido lo que más del 70% de toda vibración que llega a encontrarse en la maquinaria en general, es debido a desbalanceo. El desbalanceo crea problemas en dos aspectos definidos: reduce la vida de servicio de una máquina, las máquinas fallan prematuramente o con frecuencia dando un resultado excesivo en mantenimiento costoso y tiempo perdido. Así también un rotor desbalanceado resulta mecánicamente ineficiente.

Los álabes se encuentran sometidos a vibración y a una posible fracturara por fatiga, si su frecuencia natural se encuentra en resonancia con alguna fuerza de vibración aplicada. Hay que tener en cuenta que también nos referimos a las múltiples de su frecuencia natural ya que generalmente también producen alteraciones conjuntas con fuerzas.

Las fuerzas vibratorias pueden deberse, generalizándolo, a las siguientes causas:

- 1.- Variación en la fuerza del vapor.
- 2.- Las frecuencias de los álabes no deben ser múltiplos justos de la velocidad de trabajo, ni deben estar en resonancia con las divisiones de los pasos de las toberas o de los anillos de las cubiertas de escape.

3.- Choque, el choque es el resultado de que los álabes se encuentren sometidos a una corriente de vapor no continua, como la que es causada por una admisión o extracción periférica incompleta del vapor.

4.- Torciones en el eje debido a vibraciones.

Los álabes de alta velocidad y baja presión de las turbinas turbinas, casi siempre tienen una forma cónica y una superficie abastada para poder proporcionar los ángulos apropiados a las paletas en su longitud.

Es frecuente que los álabes de este tipo tengan su frecuencia natural entre 3 y 4 veces la velocidad de trabajo, o aún más baja. Tales álabes deben estar siempre sintonizados en forma especial, para que puedan tener una reserva de frecuencia fuera de los estímulos de la velocidad de trabajo.

Los márgenes de la velocidad de trabajo que aseguran ausencia de trabajo debida a la vibración resonante, tanto en el plano de volante como en el plano transversal al mismo, son las siguientes:

Frecuencia, ciclos por revolución..... 2, 3, 4, 5.

Margen entre las velocidades críticas y de trabajo en %.

Con el plano del volante (tangencial)..... 15, 10, 5, 5.

Transversal al plano del volante (axial)..... 20, 15, 10, 5.

Cuando no se tiene la seguridad de que las frecuencias de los álabes calculados para trabajar con altas frecuencias no sean resonantes, en el diseño deben calcularse con la adecuada resistencia mecánica para que puedan soportar estas circunstancias, cuando se presentan, lo cual puede ocurrir en condiciones de servicio.

Una condición de desbalance puede ser la causa de un ruido objetable que redundará en una reducción en la aceptación de la eficiencia.

El desbalance en partes o profitas puede ser creado en muchas formas. Está presente en la construcción de un rotor a través de la no homogeneidad del material, falta de simetría de la parte manufacturada, o bien de una distribución mal hecha de su masa. El desbalance puede estar presente cuando los componentes son ensamblados, debido a las tolerancias normales de ensamble. También puede ocurrir durante una operación normal por la distorsión y condiciones de desgaste por servicio.

Desbalance es el problema, que fácilmente puede desarrollarse en un equipo rotativo, pero que, con un poco de conocimientos y el equipo adecuado, no es tan difícil de corregir.

El balanceo dinámico puede haberse de dos maneras:

En posición o en una máquina balancadora.

A continuación listamos algunos de las razones por las que es conveniente el balanceo en posición:

- 1.- Ahorra tiempo y no requiere el desmontaje de la pieza a balancear
- 2.- Permite la corrección de desgastes ocasionados por servicio.
- 3.- Compensa para componentes ensamblados en el campo.
 1. La pieza podría no ser balanceada con efectividad en una máquina balancadora, debido a sus dimensiones, peso, configuración, etc.
 - 5.- Pueden hacerse correcciones de acuerdo con las condiciones existentes de operación.

Las correcciones de balanceo se hacen en una máquina balancadora por las razones siguientes:

- 1.- Por parte del fabricante, para asegurar una operación suave de la pieza manufacturada.
- 2.- Cuando se proporciona un mantenimiento normal y reparación general de la maquinaria.

3.- Para mayor seguridad cuando un rotor se encuentra en posición desbalanceado.

4.- Cuando los cojinetes no pueden ser servidos estando el rotor instalado en posición normal.

Hoy en el mercado existen máquinas portátiles y máquinas fijas para balanceo dinámico. Sin embargo, no importando el tipo de equipo utilizado, hay dos factores importantes y básicos involucrados que deben ser considerados:

- Tener una comprensión amplia y concisa de cómo el desbalanceo está relacionado con la condición de la maquinaria.
- El propósito de obtener una óptima calidad del producto para continuar seguir una suave e ininterrumpida operación de servicio.

El trabajo satisfactorio de una maquinaria puede estar basado en el nivel de vibración establecido como aceptable. Mucho se ha escrito sobre este tema.

Para balanceo dinámico el nivel de vibración es normalmente medido en los cojinetes de una máquina, perpendicularmente a la línea de rotación.

El desbalanceo es identificado cuando la frecuencia de vibración se produce en una pulsación por revolución del elemento rotativo. Este es el principio fundamental ya sea para balancear en posición o bien en máquina para balanceo.

Es muy importante el análisis de las lecturas resultantes para asegurarse de que la señal de la vibración predominantemente está siendo asociada por un desbalanceo y no por algún otro defecto común en la maquinaria, tal como desalineamiento, aflojamiento, cojinetes antifricción en mal estado, etc. Todos estos efectos tienen sus propias características de vibración, de manera que debe establecer

claramente el problema antes de tratar de hacer una corrección. Cuando la vibración se debe a un desbalance, la fórmula para determinar el esfuerzo es el siguiente como sigue:

$$F = 1.77 \left(\frac{WR}{R} \right)^2 WR$$

F = fuerza en libras

WR = cantidad de desbalance en onzas - pulgadas

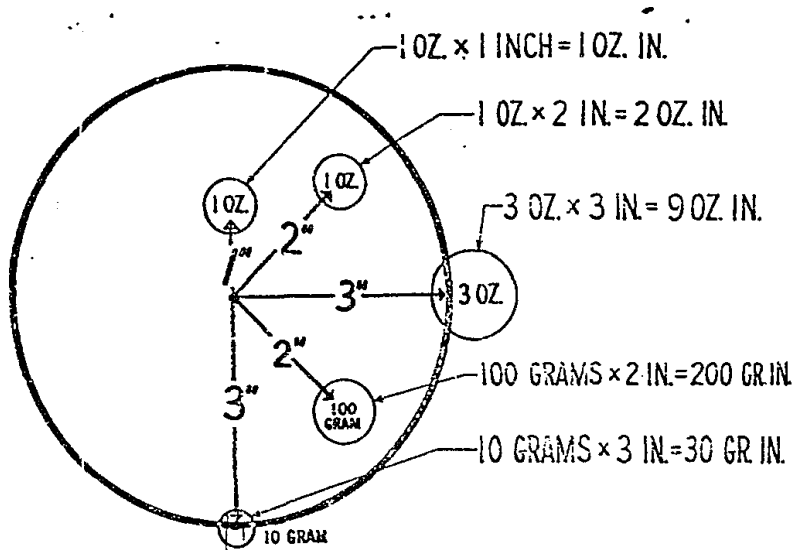
El "WR" en esta fórmula califica el nivel de desbalance dinámico (como se muestra en la figura 3-16) la cantidad de desbalance (peso multiplicado por la distancia desde el centro de rotación (radio).

Por ejemplo:

Una onza pulgada de desbalance sería "el punto de mayor peso", equivalente a una onza (peso) a una distancia de una pulgada (radio) de la línea de centro de rotación.

Eso corresponde a 0.001 pulgadas de desplazamiento desde el eje de rotación del centro de gravedad para un rotor de 1000 onzas. Por lo tanto, 3 onzas localizadas a 3 pulgadas de distancia del centro serían 9 onzas pulgadas.

El resultado de un desbalance (vibración excesiva), es más importante a la industria que una definición. Sin embargo, para aquellos interesados, el desbalance dinámico es aquella condición donde el eje central principal no es coincidente con el eje de rotación. Otro más, el desbalance dinámico puede ser dividido en el acoplamiento y cast-estático desbalance. Así también hay un desbalance estático donde el eje central principal es desplazado únicamente paralelo al eje de la flecha.



UNBALANCE=WEIGHT × DISTANCE FROM CENTER

El tipo de desbalance en una pieza en particular, es importante para el fabricante o ingeniero diseñador de la maquinaria. Para el operador involucrado en efectuar el trabajo de balanceo, el tipo de desbalance es puramente académico; éste solamente necesita ver que la parte sea balanceada a un nivel de vibración aceptable.

El nivel aceptable se define principalmente del requerimiento. Su especificación es la guía de lo que se requiere en ambos casos, ya sea sobre una máquina balanceadora o sea para un operador "En posición".

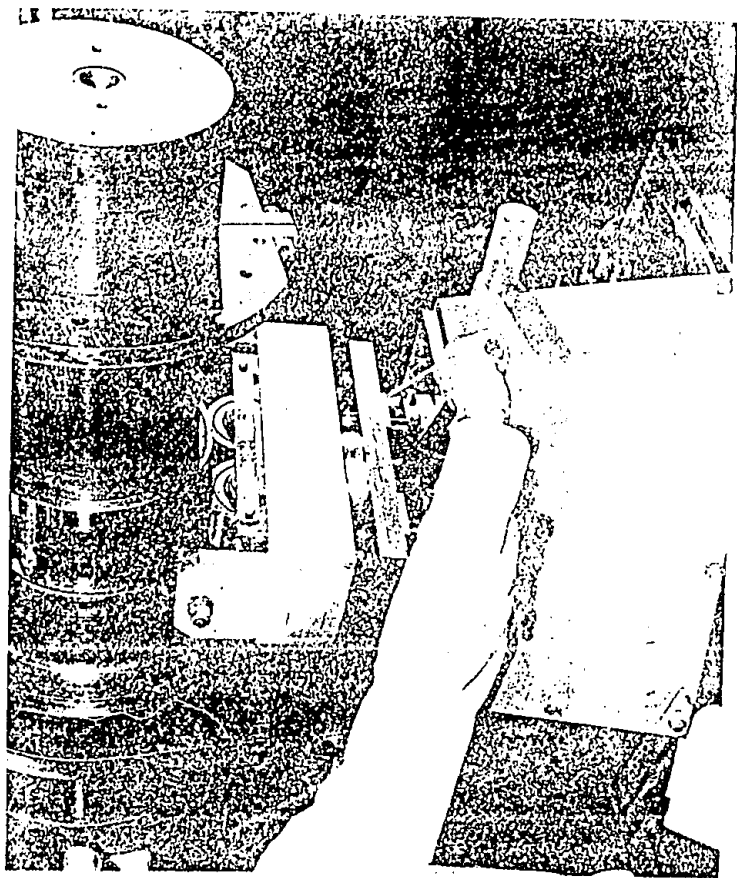
La experiencia del cliente es la segunda mejor guía; ésta está enterado de qué es lo que se requiere en cuanto a balanceo para producir un equipo de operación suave.

Falta de información de cualquiera de estas dos partes requiere alguna otra referencia general. Existen guías tales como la que proporciona la tabla de Severidad de Vibraciones de Maquinaria en general (General Machinery Vibration Severity Chart Fig. 4-VI), y la guía de Tolerancias de Desbalance para rotores Rfrotos, Fig. 5-VI, basada en los Standars VDI (Standars VDI) de la Sociedad de Ingenieros Alemanes, fechada octubre de 1959, para su aplicación en Máquinas de Balanceo.

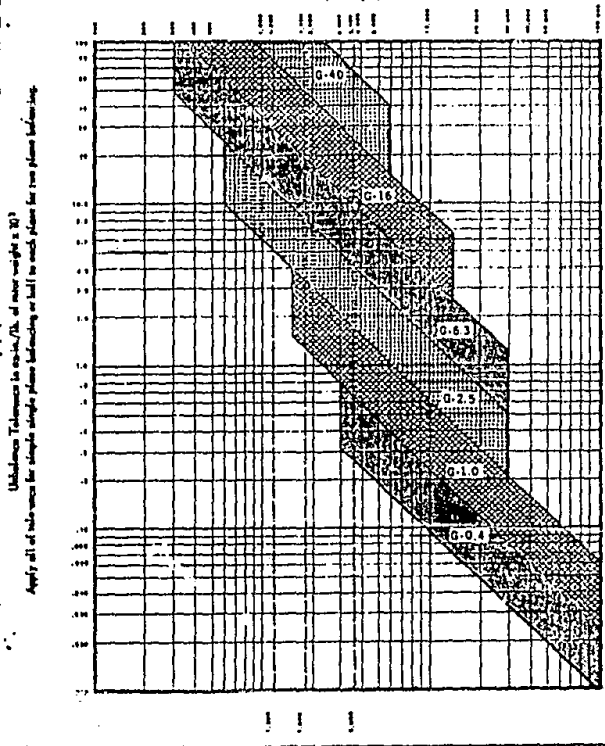
Ambas guías están abiertas a la crítica en cuanto a aplicaciones en particular, y con mucha razón, puesto que éstas fueron recopilaciones basadas en la experiencia y no hay forma posible de hacer una comprobación exacta y garantizada para cada aplicación. Sin embargo, sirven para el propósito que fueron diseñadas, y esto ya es un punto de partida.

Siempre hay que tener en cuenta que el criterio final debe ser de una suave e ininterumpida operación de la Maquinaria rotativa.

Ejemplos de un equipo típico para Balanceo "En posición" y "Máquinas de Balanceo", se muestra en las figuras 7-VI y 6VI.



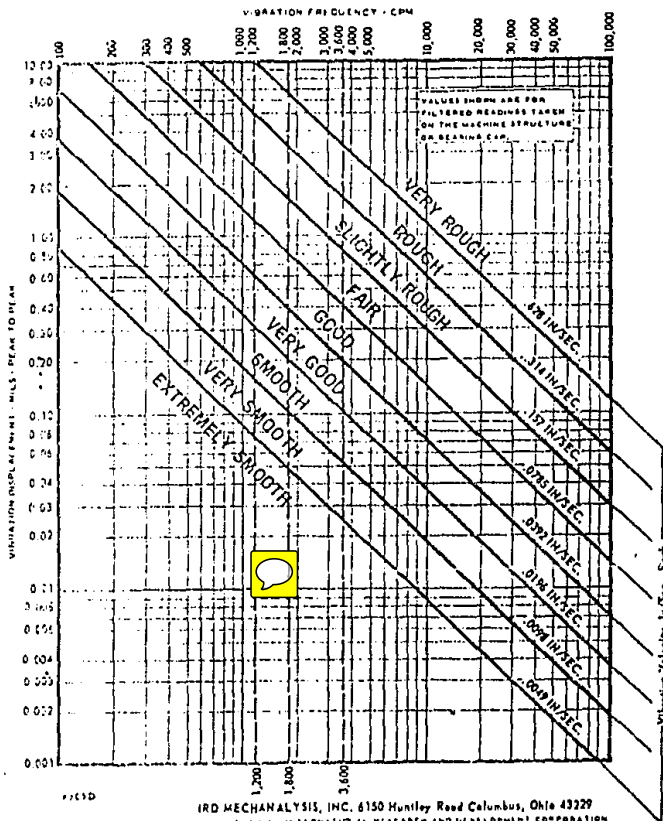
UNBALANCE TOLERANCE GUIDE FOR RIGID ROTORS
 Based on VDI Standards by the Society of German Engineers, Oct. 1963
 Maximum Normal Operating Speed.—RPM



Unbalance Tolerances in g-in./lb. of rotor weight $\times 10^3$
 Apply all of tolerances for single plane balancing or half for each plane for two plane balancing.

GENERAL MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART

Use as a GUIDE in judging vibration as a warning of impending trouble.



IRD MECHANALYSIS, INC. 6150 Huntley Road Columbus, Ohio 43229
© COPYRIGHT 1966, INTERNATIONAL RESEARCH AND DEVELOPMENT CORPORATION



DIAGRAMA DE GOODMAN

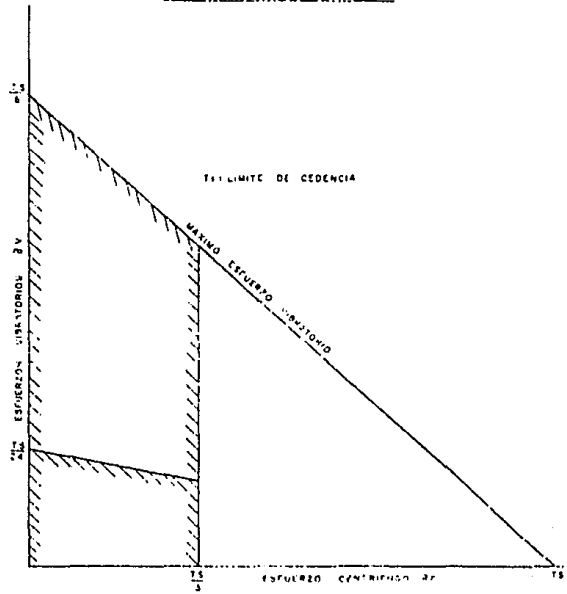


FIG (IV - 1C)

DIAGRAMA DE CAMPBELL

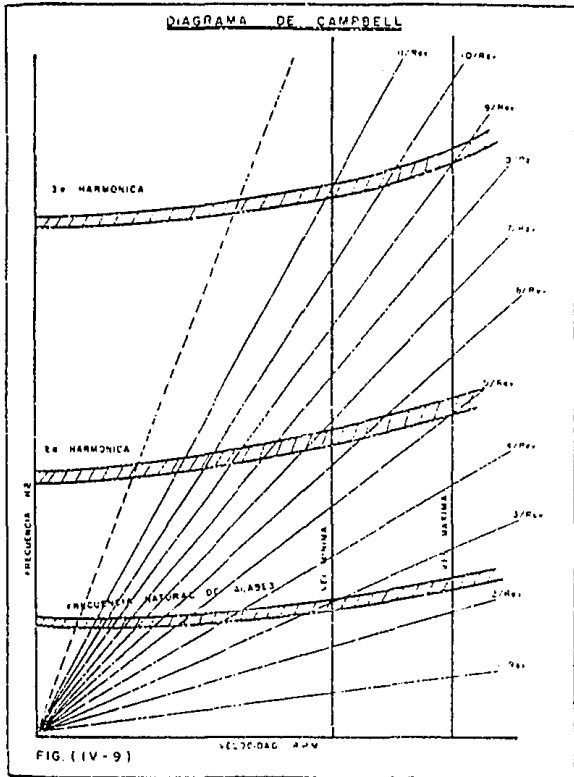


FIG. (IV-9)

DIAGRAMA DE CAMPBELL

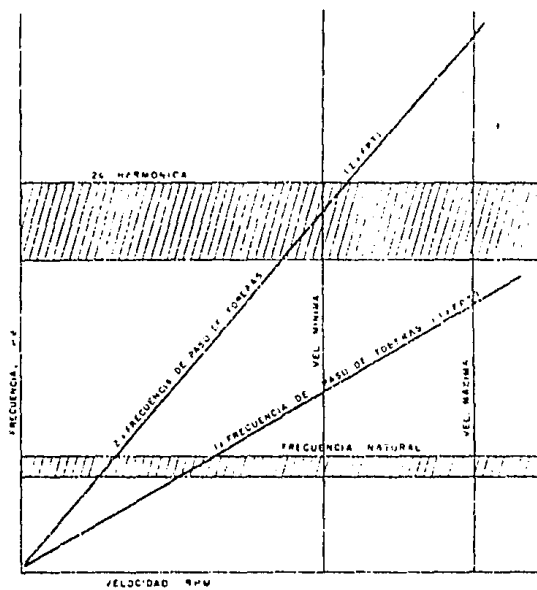


FIG (IV - 6)

CONCLUSIONES

Es evidente que un buen cuidado y control en el mantenimiento y manejo de una turbina determinan en el tiempo de trabajo útil de ella.

El ábabe es la pieza más frágil de una turbina y por lo tanto, generalmente sufre daños irreversibles ocasionados por diferentes causas. Su reparación, si la requiere, tiene tres opciones:

Fabricar los ábabe con el diseño original, rediseñarlo o diseñarlo conforme a nuevas especificaciones; esta última es muy difícil de llevar a cabo puesto que para llegar a la fabricación de ábabe de turbina es necesario contar con equipos altamente sofisticados y muy costosos, con los cuales la mayoría de las empresas dedicadas a reparación de turbo maquinaria no cuentan.

Cuando se rediseña un ábabe con éxito, vemos que se mejora la resistencia al esfuerzo centrífugo en la sección del paso del ábabe, aumenta el contacto ábabe-alambre y mejoramos el amortiguamiento inducido por el alambre; el esfuerzo centrífugo del pie lo mantenemos constante al aumentar proporcionalmente el área del pie a la fuerza centrífuga y mejoramos la resistencia a la tensión lateral al aumentar el momento de inercia en el pie del ábabe.

BIBLIOGRAFIA

1.- MARKS

Manual del Ingeniero Mecánico

octava edición (segunda edición en español)

Volumen II

Theodore Baumeister

Eugene A. Rossignol

Theodore Baumeister III

Editorial: Mc. Graw Hill

Impreso en México 1966

2.- Manual de los Aceros Inoxidables

George Istrafi (Ingeniero Electromecánico de la Universidad de Bucarest).

Editorial y Librería: ALSINA

Impreso en Argentina 1961

3.- Turbinas de Vapor Teoría y Práctica

(Steam Turbine Theory and Practice)

William J. Kearton, D. Eng.

sexta edición

Editorial: LONDON Sir Isaac Pitman & Sons, LTD

Impreso en Gran Bretaña 1953

4.- Diseño de Máquinas

Hall, Holowenko y Laughlin

Editorial: Mc. Graw Hill

Impreso en México 1965

5.- Diseño en Ingeniería Mecánica

Tercera edición en español

Shigley Mischke

Editorial: Mc. Graw Hill

Impreso en México 1985

6.- Tratado de Materiales

Tercera edición

Ferdinand L. Singer

Andrew Pytel

Editorial: Harri

Impreso en México 1982

7.- Física General

Carol W. van der Merwe

Editorial: Mc Graw Hill

Impreso en México 1981

8.- Catálogo General de Materiales

Empresa: ROERO SOLAR (RUEPINA, S.A.)

Impreso en México

9.- Curso de Introducción a los Métodos de Control por Ultrasonido

Editorial: KHAUTKRAMER, Española S.L.

Impreso en España

10.- Enciclopedia de las Ciencias

Tecnología I

Editorial: CUMSRE, S.A. una empresa GROLIER

Impreso en México 1984

- 11.- Manual de Moler Sales y Concrete
 Empresa: CARL G. M. JOHNSON CO.
 Impreso en E.U.A.
- 12.- Documentos ISO 7300-0104 y "ISO 7301-005 "Fundamentals of Balances" (Containing Terminology)
- 13.- Sociedad de Ingenieros Alemanes (VDI) "Guía de Tolerancias de Diseño para el Diseño de Maquinas" (1914) Deutsche Technische Guide for Metal Machinery 1953
- 14.- Informe de Aplicación No. 895-13 para Estalones (Mechanics Application Report No. 895-13) de la SMD Mecchanical Analysis, Inc.
- 15.- "Tolerancias de Vibración" (Vibration Tolerances) Ingeniería de planta de fuerza (Power Plant Engineering) por T.C. Rathbone, 1934.
- 16.- "Tolerancias de Vibración para la Industria" (Vibration Tolerances for Industry) "La sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos" (The American Society of Mechanical Engineers) 67-PEM-19, 1967.

**ESTA TESIS NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA**