

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

# "ANÁLISIS POR SIMULACIÓN NUMÉRICA DE MÉTODOS DE DETECCIÓN DE FALLOS EN TURBOGENERADORES ELÉCTRICOS DE POTENCIA"

T E S I S

Que para obtener el Título de**:**

**INGENIERO ELÉCTRICO ELECTRÓNICO**

P r e s e n t a:

**Obregón Herrera Juan**

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Jaime Baltasar Morales Sandoval



MÉXICO, D.F. Agosto 2006

# Índice

**Índice de figuras** **2**

**Introducción** **4**

**1. Centrales Eléctricas** **6**
1.1. Tipos de Centrales Eléctricas de Potencia 6
1.2. Consecuencias de las fallas de turbogeneradores 16
1.3. Contar con detectores en línea para planear el mantenimiento 21
1.4. Bibliografía del Capítulo 23

**2. Tipos de Turbogeneradores de Potencia** **24**
2.1. De Vapor 24
2.2. De Gas 28
2.3. Diesel 33
2.4. Hidráulica 36
2.5. Bibliografía del Capítulo 48

**3. Tipos de Fallas en Turbogeneradores de Potencia** **49**
3.1. Fallas eléctricos 49
3.2. Fallas en flechas por rozamiento 53
3.3. Fallas por fracturas 57
3.4. Fallas por Imbalances 59
3.5. Bibliografía del Capítulo 62

**4. Modelado de la operación de los Turbogeneradores** **63**
4.1. Modelado de turbina de Vapor 64
4.2. Modelado de turbina de Gas 70
4.3. Modelado de turbina de Agua 72
4.4. Modelado del Generador 75
4.5. Bibliografía del Capítulo 77

**5. Modelado numérico de los sistemas de detección de fallas** **78**
5.1. Monitoreo torsional de turbogeneradores para una detección incipiente de falla. 78
5.2. Modelo de detección de vibraciones en una flecha de un turbogenerador. 83
5.3. Bibliografía del Capítulo 91

**Conclusiones** **92**

**Apéndice A. Identificación en el dominio de la frecuencia de la dinámica de la turbina de gas.** **94**

**Apéndice B. Detección y diagnostico de fallos en una turbina de gas, sistema de inyección de gas.** **102**

# Índice de Figuras y Tablas

Fig. 1.1 Diagrama de carga diario
Fig. 1.2 Reserva disponible
Fig. 1.3 Central Hidroeléctrica
Fig. 1.4 Esquema de una central Termoeléctrica tipo Vapor
Fig. 1.5 Esquema de una central Geotérmica
Fig. 1.6 Esquema de una Central Turbogás
Fig. 1.7 Esquema de una Central Carboeléctrica
Fig. 1.8 Esquema de una Central de Ciclo Combinado
Fig. 1.9 Esquema de una Central de tipo Combustión Interna
Fig. 1.10 Esquema de una Central Nucleoeléctrica
Fig. 1.11 Esquema de una Central Eólica
Fig. 1.12 Apagón ocurrido en Nueva York
Fig. 1.13 Falla del aislamiento interlaminar del núcleo
Fig. 1.14 Falla entre fases del devanado del estator
Fig. 1.15 Marcas de rozamiento en la flecha
Fig. 1.16 Disco del rotor de la turbina
Fig. 1.17 Fractura en la flecha de una turbina
Fig. 2.1 Esquema de una turbina Curtis con dos escalonamientos de velocidad
Fig. 2.2 Esquema de una turbina Rateau
Fig. 2.3 Esquema longitudinal de una turbina Zoelly
Fig. 2.4 Esquema de los escalonamientos de una turbina Zoelly
Fig. 2.5 Turbogenerador de gas
Fig. 2.6 Compresor centrífugo
Fig. 2.7 Compresor axial
Fig. 2.8 Cámara de combustión tubular
Fig. 2.9 Cámara de combustión anular
Fig. 2.10 Cambiador de calor
Fig. 2.11 Sección interior de una turbina axial monoeje
Fig. 2.12 Sección interior de una turbina axial de dos ejes
Fig. 2.13 Partes principales de un motor endotérmico
Fig. 3.14 Fase del ciclo en 4 tiempos
Fig. 3.15 Fase del ciclo en 2 tiempos
Fig. 2.16 Turbinas de Acción
Fig. 2.17 Turbina de Reacción
Fig. 2.18 a)Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial
Fig. 2.19 Turbina Pelton
Fig. 2.20 Forma de la cazoleta
Fig. 2.21 Inyector
Fig. 2.22 Regulador simple
Fig. 2.23 Turbina Pelton de dos inyectores
Fig. 2.24 Turbina Pelton de 6 inyectores
Fig. 2.25 Esquema general del montaje de una turbina Francis
Fig. 2.26 Cámara espiral de una turbina Francis
Fig. 2.27 Directrices del distribuidor
Fig. 2.28 Rodete Francis lento
Fig. 2.29 Rodete Francis normal
Fig. 2.30 Rodetes Francis rápidos
Fig. 2.31 Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan
Fig. 2.32 Turbina Kaplan
Fig. 3.1 Falla del aislamiento interlaminar del núcleo
Fig. 3.2 Falla del aislamiento
Fig. 3.3 Falla entre fases del devanado del estator
Fig. 3.4 Descargas a la ranura
Fig. 3.5 Marcas de rozamiento en la flecha
Fig. 3.6 Falla por los anillos retenedores
Fig. 3.7 Daño por desgaste
Fig. 3.8 Deficiencia por lubricación

Fig. 3.9 Desalineamiento Angular
Fig. 3.10 Desalineamiento Paralelo
Fig.3.11 Síntoma de desalineamiento
Fig. 3.12 Disco del rotor de la turbina
Fig. 3.13 Daños en los dientes de la ranura del disco
Fig. 3.14 Fractura en el costado de un álabe
Fig. 3.15 Flecha de Generador con grieta
Fig. 3.16 Fractura en la flecha de una turbina Francis
Fig. 3.17 Imbalance Estático
Fig. 3.18 Imbalance Par
Fig. 3.19 Imbalance Dinámico
Fig. 3.20 Falla por fatiga
Fig. 3.21 Daño por fatigaFig. 4.1 Diagrama de la turbina de vapor
Fig. 4.2 Modelo en Simulink de la turbina de vapor
Fig. 4.3 Grafica par vs. tiempo del modelo dinámico
Fig. 4.4 Grafica par vs. tiempo con cambio en las condiciones de frontera
Fig. 4.5. Turbina de gas
Fig. 4.6 Modelo de la turbina de gas en simulink
Fig. 4.7 Grafica velocidad angular vs. Tiempo de la turbina de gas
Fig. 4.8 Modelo de la turbina hidráulica en simulink
Fig. 4.9. Grafica Volts (p.u.) vs. Tiempo
Fig. 4.10 Modelo del Generador en simulink
Fig. 5.1 Turbogenerador con sensores de vibración torsional
Fig. 5.2 Modelo dinámico de vibración torsional
Fig. 5.3 Modos de forma con frecuencias calculadas y probadas
Fig. 5.4 Historial de tiempo de la vibración torsional del rotor
Fig. 5.5 Medición de la Velocidad Torsional
Fig. 5.6 Modelo del circuito RLC en simulink
Fig. 5.7 Falla simulada
Fig. 5.8 Modelo en simulink del oscilador
Fig. 5.9 Modelo en Simulink del detector de vibraciones
Fig. 5.10 Respuestas del modelo con una falla igual a 0.01
Fig. 5.11 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.01
Fig. 5.12 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.05
Fig. 5.13 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.1
Fig. A.1 Conjunto de medición del motor
Fig. A.2. Covarianza circular de la señal de entrada. (a) A través de la longitud completa de datos, (b) primer retraso, y (c) quinto retraso.
Fig. A.3. Varianzas de ruido de (a) entrada, (b) salida, y (c) valor absoluto de covarianza para flecha de alta presión.
Fig. A.4. Amplitud del espectro multisenos impar-impar en salidas de flecha de (a) alta presión y (b) baja presión.
Fig. A.5. Coherencia no lineal de multiseno impar-impar en la flecha de alta de presión en (a) entrada y (b) salida.
Fig. B.1 Esquema global de una turbina de gas
TABLA B1 Componentes del sistema
TABLA B2 Tipos de falla
Fig. B.2 Esquema de detección de fallas basado en modelos

# INTRODUCCIÓN

Los problemas técnicos y económicos que ocasiona la salida de servicio de un turbogenerador, como resultado de una falla, han inducido a los usuarios a cambiar de un sistema de mantenimiento basado en estadísticas (conocido como mantenimiento preventivo), a un mantenimiento basado en la inspección continua de las condiciones en que se encuentran los principales componentes de la maquina (el llamado mantenimiento predictivo).

En éste sentido, las técnicas de diagnostico en línea se han convertido en herramientas poderosas que permiten determinar, oportunamente, la salida de operación de un equipo.

Es bien sabido que los costos originados por las salidas imprevistas de un turbogenerador son muy elevados

El conocimiento detallado de diferentes tipos de turbogeneradores y como se modelan numérica y matemáticamente en computadora es de gran utilidad para la practica de la profesión. Asimismo el conocimiento de los métodos de detección de fallas en dichos equipos y su implementación en Simulink pueden ser de gran ayuda para el análisis y diseño de sistemas mejorados de mantenimiento. En caso de lograr aplicaciones posteriores se ahorran fuertes cantidades de dinero a las centrales.

Estudiar en la literatura los tipos de falla que presentan dichos equipos, los métodos de detección, así como los modelos matemáticos y numéricos para simularlos, conocerlos y estudiarlos para cuantificar los beneficios teóricos y prácticos que presentan.

No se construirán físicamente ninguno de los sistemas, pero se evaluaran los más sobresalientes utilizando Matlab y Simulink. Este trabajo debe profundizar lo suficiente para demostrar que se realiza un trabajo profesional (con lo que ha aprendido en la carrera) mas no que es una investigación de nivel maestría o doctorado.

A continuación, se describe brevemente el contenido de los capítulos, que conforman la presente tesis:

El capítulo 1, describe a grandes rasgos el funcionamiento de las principales centrales eléctricas de potencia que existen en México, también menciona algunas de las consecuencias cuando fallan los turbogeneradores y porque es bueno contar con detectores en los turbogeneradores para evitar las fallas.

El capítulo 2, da una idea del funcionamiento de las diferentes turbinas, tales como, de vapor, de gas, diesel e hidráulica. Así como imágenes de ellas mismas.

El capítulo 3, menciona las principales fallas que se presentan en los turbogeneradores eléctricos de potencia, dando ejemplos de fallas eléctricas y mecánicas.

El capítulo 4, es en donde con ayuda del programa Matlab, se modelan los turbogeneradores de vapor, gas e hidráulico, simulando en este ambiente el funcionamiento de estos.

El capítulo 5, como primer punto explica un método de monitoreo para la detección de fallas, y con base en éste, se propone un nuevo método de detección, pero solo su modelo en simulink, no se hace ninguna prueba física.

Como ultima parte de esta tesis, en los apéndices, se presentan un par de métodos de detección encontrados en internet en paginas de institutos de investigación, universidades e iniciativa privada, se trato de hacer un pequeño resumen de estos solo para hacer referencia a que hay muchos métodos, mas no fueron desarrollados ni implementados por su servidor.

# 1. CENTRALES ELÉCTRICAS

## 1.1 TIPOS DE CENTRALES ELÉCTRICAS DE POTENCIA

A medida que los países se desarrollan, el consumo de energía eléctrica va en aumento en forma similar, el crecimiento demográfico trae como consecuencia un incremento en la necesidad de suministro de satisfactores que básicamente se pueden agrupar como: vivienda, alimento y energéticos.

Dentro de un sistema eléctrico la constitución básica está dada por la producción y consumo de energía eléctrica, en otras palabras existen consumidores que demandan energía eléctrica y deben entonces existir medios de producción de energía eléctrica, que pueden ser: Centrales Hidroeléctricas, Centrales Termoeléctricas y Centrales Nucleares dentro del grupo denominado conceptualmente como medios convencionales de generación de energía eléctrica que constituyen, desde el punto de vista de volúmenes de producción, la fuente principal ya que existen otros medios alternativos de producción de energía eléctrica, algunos de ellos aún en proceso de experimentación que constituyen otra fuente de menor volumen, que actualmente se pueden considerar como complementarios pero que es posible que en el futuro constituyan una fuente importante de suministro.

Conviene establecer de acuerdo con la designación convencional cuáles son los tipos de centrales eléctricas en que se acostumbra dividirlas de un sistema según el servicio que van a prestar.

**Centrales de base o carga base**. Estas son las centrales destinadas a suministrar la mayor parte de la energía eléctrica que demanda un sistema en forma continua, por lo general son centrales termoeléctricas de las de mayor potencia en el sistema, algunas hidroeléctricas y las nucleoeléctricas.

**Centrales de carga pico**. Son aquellas que suministran la energía eléctrica en las horas de demanda pico pueden ser centrales hidroeléctricas que operen en forma combinada para base y carga pico algunas, o bien para cubrir picos no muy elevados por medio de plantas de gas o ciclo combinado por la ventaja de entrar en servicio rápidamente.

**Centrales de reserva**. Son aquellas que tienen como finalidad sustituir en forma parcial o total a las centrales hidráulicas usadas para carga base cuando falta agua o bien se presenta alguna falla en la parte eléctrica, su operación se puede decir que es intermitente. Por lo general son pequeñas plantas termoeléctricas o termoeléctricas de baja eficiencia.

**Centrales de Bombeo.** Este tipo de centrales son hidroeléctricas en donde se aprovecha el sobrante de potencia en la central durante las horas de poca demanda para llevar el agua de un lago o un río hasta un deposito mediante bombas centrífugas que se accionan por medio de los alternadores de la central siendo utilizados como motores. En los periodos de gran demanda trabajan como alternadores.

La operación de las centrales generadoras como carga base o carga pico depende desde luego de sus características de operación, pero también del conocimiento del diagrama de carga diario, Fig. 1.1.

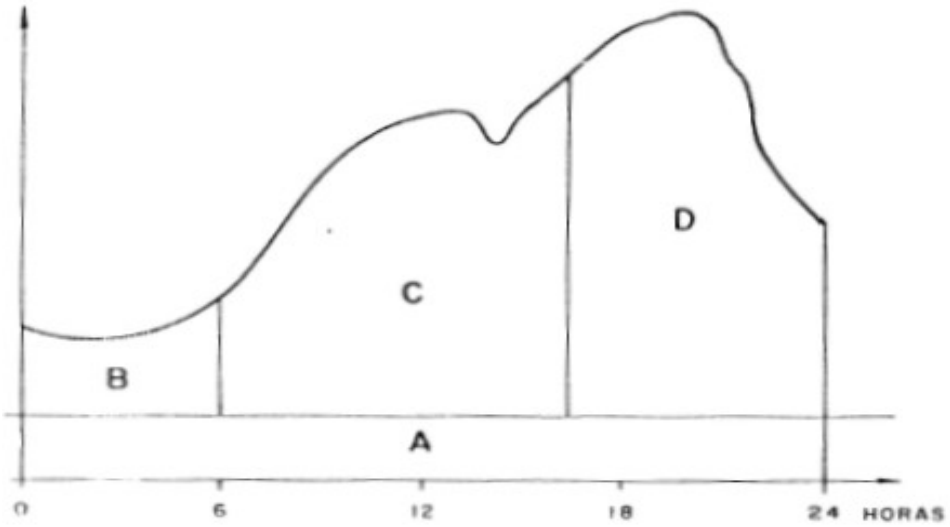



**Fig. 1.1 Diagrama de carga diario**

El diagrama anterior se ha dividido en cuatro zonas típicas representativas de los consumos de una red eléctrica convencional y que son los siguientes:

**Zona A.** Es la energía absorbida por la industria principalmente, en donde se tienen periodos de trabajo continuos, entre los servicios alimentados se pueden mencionar sistemas de bombeo de agua, instalaciones para servicio de transporte (metro, trolebús), etc.

**Zona B**. Es la energía que se emplea para alumbrado publico.

**Zona C.** Corresponde al uso de la energía en fuerza motriz y servicios domésticos.

**Zona D.** En esta zona se tienen los valores de carga mayores y corresponden a servicios diversos como: alumbrado público, comercial y residencial, servicios industriales y fuerza motriz para servicio público.

En la curva anterior se puede indicar específicamente qué energía se deberá producir con las centrales termoeléctricas, qué energía con las hidroeléctricas y

cuál con otros medios indicando, si es posible, cuál es la reserva disponible como se muestra en la Fig. 1.2.

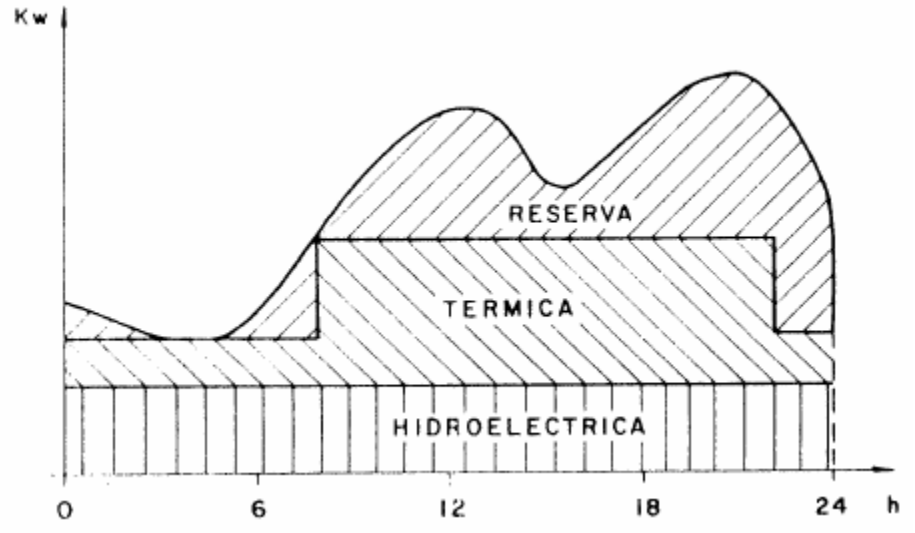



**Fig. 1.2 Reserva disponible**

Se puede presentar el caso de tener un excedente de energía durante las horas de la noche y eventualmente durante el día en las horas de menor carga, en tal caso se deben tener posibilidades para la utilización de la energía excedente para que se opere con mayor eficiencia y por ejemplo emplearla para alimentación de sistemas de bombeo, cuando se emplea esta forma de operación.

### 1.1.1 Central Hidráulica

Entre las fuentes energéticas la energía hidráulica representa un papel importante al menos en las actuales condiciones del desarrollo industrial y su uso por lo general sólo se restringe por la disponibilidad de los recursos hidrológicos de un país. Las centrales hidroeléctricas como se sabe utilizan la energía potencial del agua ya que muy rara vez se tiene la disponibilidad de disfrutar de una caída natural de agua que permita la inmediata instalación de las turbinas hidráulicas sin construir obras más o menos importantes. Por lo general se presenta en la mayoría de los casos la necesidad de crear en forma artificial el desnivel necesario a la masa de agua con el propósito de utilizar la energía disponible.

Las centrales hidroeléctricas utilizan la energía potencial del agua como fuente primaria para generar electricidad. Estas plantas se localizan en sitios en donde existe una diferencia de altura entre la central eléctrica y el suministro de agua. De esta forma, la energía potencial del agua se convierte en energía cinética que es utilizada para impulsar el rodete de la turbina y hacerla girar para producir energía mecánica. Acoplado a la flecha de la turbina se encuentra el generador que finalmente convierte la energía mecánica en energía eléctrica, Fig. 1.3.

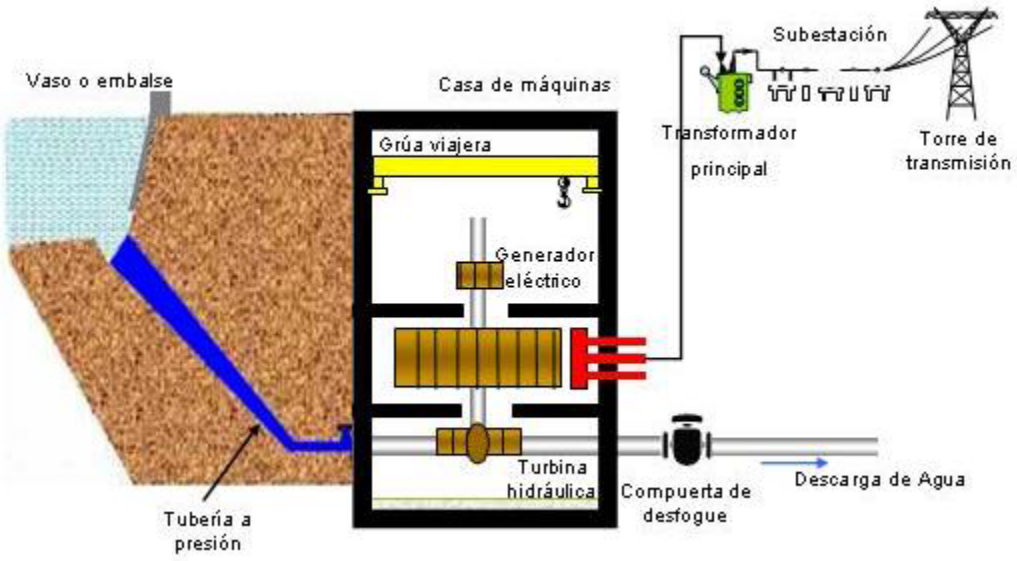



**Fig. 1.3 Central Hidroeléctrica**

Una característica importante es la imposibilidad de su estandarización, debido a la heterogeneidad de los lugares en donde se dispone de aprovechamiento hidráulico, dando gran variedad de diseños, métodos constructivos, tamaños y costos de inversión.

Las centrales hidroeléctricas se pueden clasificar de acuerdo con dos diferentes criterios fundamentales: por su tipo de embalse y por la altura de la caída del agua.

### 1.1.2 Central Termoeléctrica

En el proceso termoeléctrico existe una clasificación de tipos de generación, según la tecnología utilizada para hacer girar los generadores eléctricos, denominándoseles como sigue:

**Vapor.** Con vapor de agua se produce el movimiento de una turbina acoplada al generador eléctrico.

**Turbogás**. Con los gases de combustión se produce el movimiento de una turbina acoplada al generador eléctrico.

**Combustión Interna.** Con un motor de combustión interna se produce el movimiento del generador eléctrico.

**Ciclo Combinado.** Combinación de las tecnologías de turbogás y vapor. Constan de una o más turbogás y una de vapor, cada turbina acoplada a su respectivo generador eléctrico.

Otra clasificación de las centrales termoeléctricas corresponde al combustible primario para la producción de vapor, según: Vapor (Combustoleo, Gas Natural y Diesel), Carboeléctrica (Carbón), Dual (Combustoleo y Carbón), Geotermoeléctrica (Vapor extraído del subsuelo), Nucleoeléctrica (Uranio enriquecido).

## Vapor

Una central termoeléctrica de tipo vapor es una instalación industrial en la que la energía química del combustible se transforma en energía calorífica para producir vapor, éste se conduce a la turbina donde su energía cinética se convierte en energía mecánica, la que se transmite al generador, para producir energía eléctrica, Fig. 1.4.

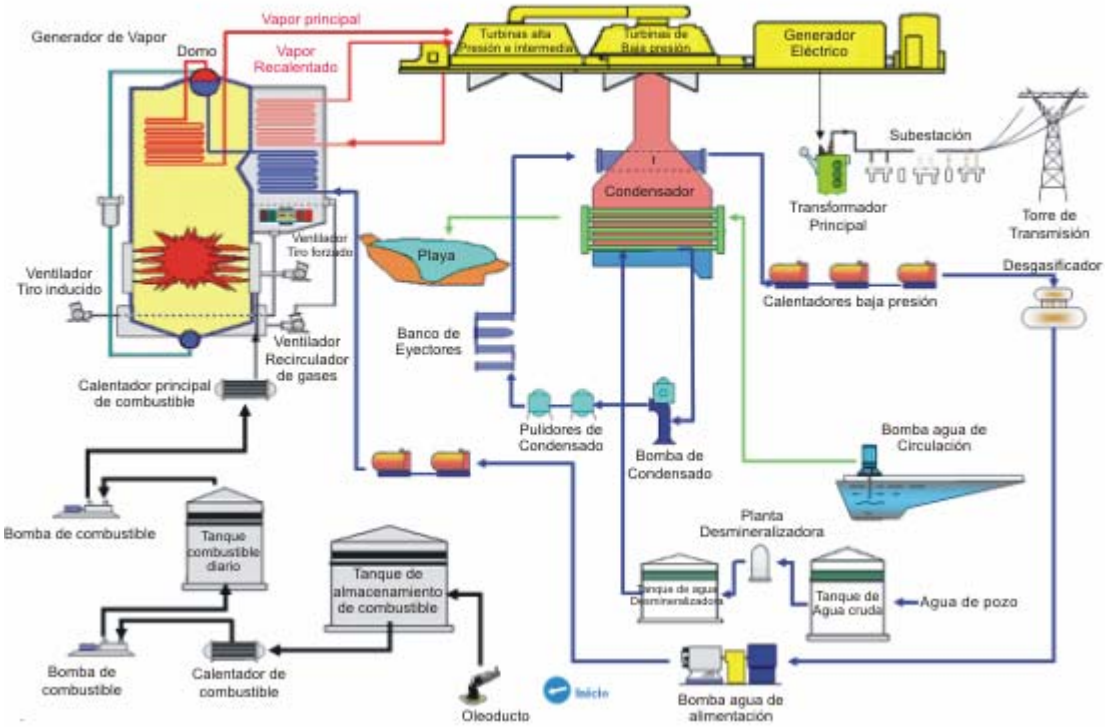



**Fig. 1.4 Esquema de una central Termoeléctrica tipo Vapor**

## Geotermoeléctrica

Por medio de pozos específicamente perforados, las aguas subterráneas, que poseen una gran cantidad de energía térmica almacenada, se extraen a la superficie transformándose en vapor que se utiliza para generación de energía eléctrica.

Este tipo de central opera con principios análogos a los de una termoeléctrica tipo vapor, excepto en la producción de vapor, que en este caso se extrae del subsuelo. La mezcla agua-vapor que se obtiene del pozo se envía a un separador; el vapor ya seco se dirige a la turbina donde se transforma la energía cinética en mecánica y ésta, a su vez, se transforma en electricidad en el generador, Fig.1.5.

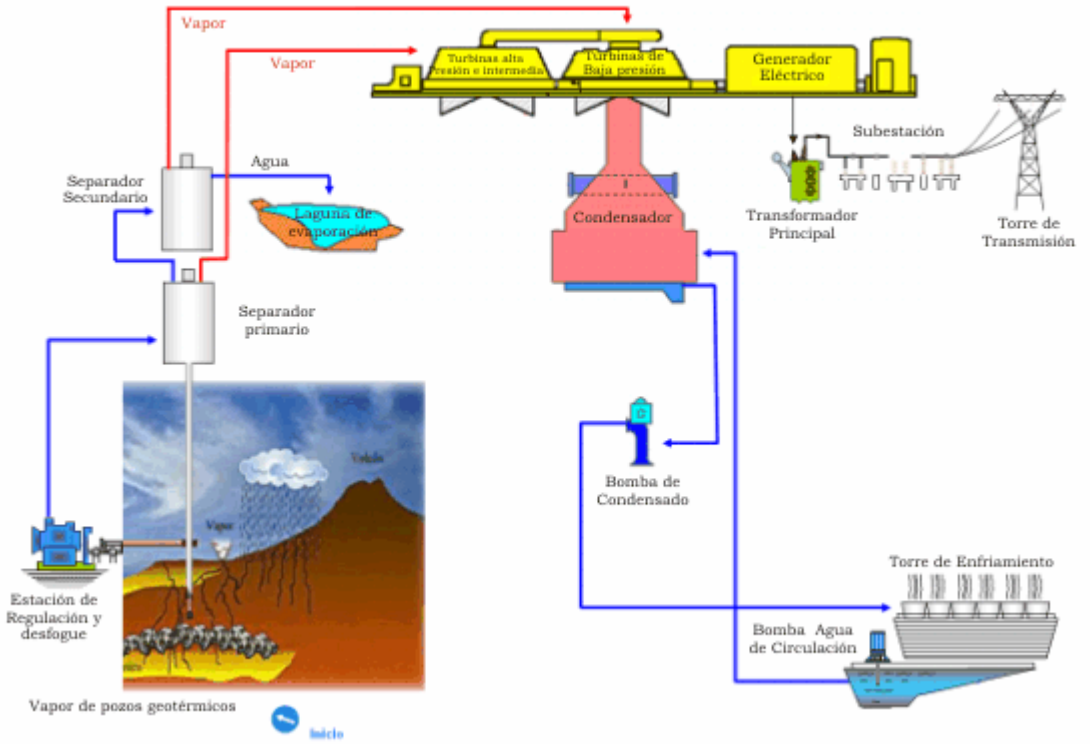



**Fig. 1.5 Esquema de una central Geotérmica**

## Turbogás

La generación de energía eléctrica en las unidades turbogás se logra aprovechando directamente en los álabes de la turbina, la energía cinética que resulta de la expansión de aire y gases de combustión comprimidos. La turbina está acoplada al rotor del generador dando lugar a la producción de energía eléctrica. Los gases de la combustión después de trabajar en la turbina, se descargan directamente a la atmósfera, Fig. 1.6.

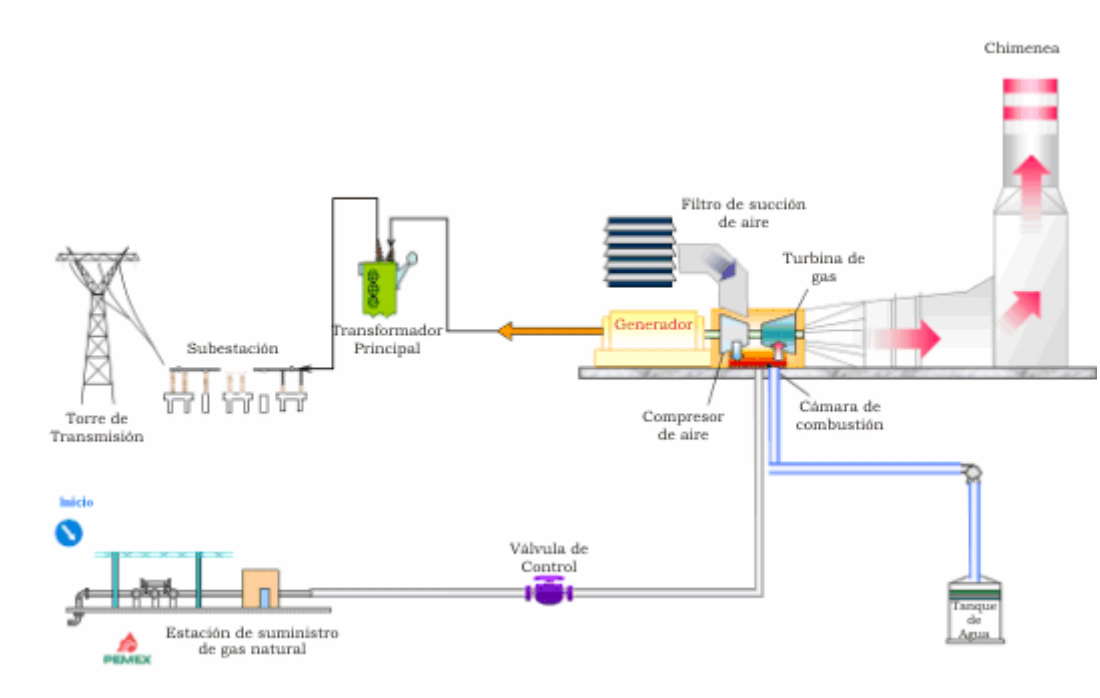



**Fig. 1.6 Esquema de una Central Turbogás**

Estas unidades emplean como combustible gas natural o diesel. Desde el punto de vista de la operación, el breve tiempo de arranque y la versatilidad para seguir las variaciones de la demanda, hacen a las turbinas de gas ventajosas para satisfacer cargas de horas pico y proporcionar capacidad de respaldo al sistema eléctrico.

## Carboeléctrica

Las centrales carboeléctricas prácticamente no difieren en cuanto a su concepción básica de las termoeléctricas de tipo vapor; el único cambio importante es el uso del carbón como combustible y que las cenizas de los residuos de la combustión, requieren de varias maniobras y espacios muy grandes para su manejo y confinamiento, Fig. 1.7.

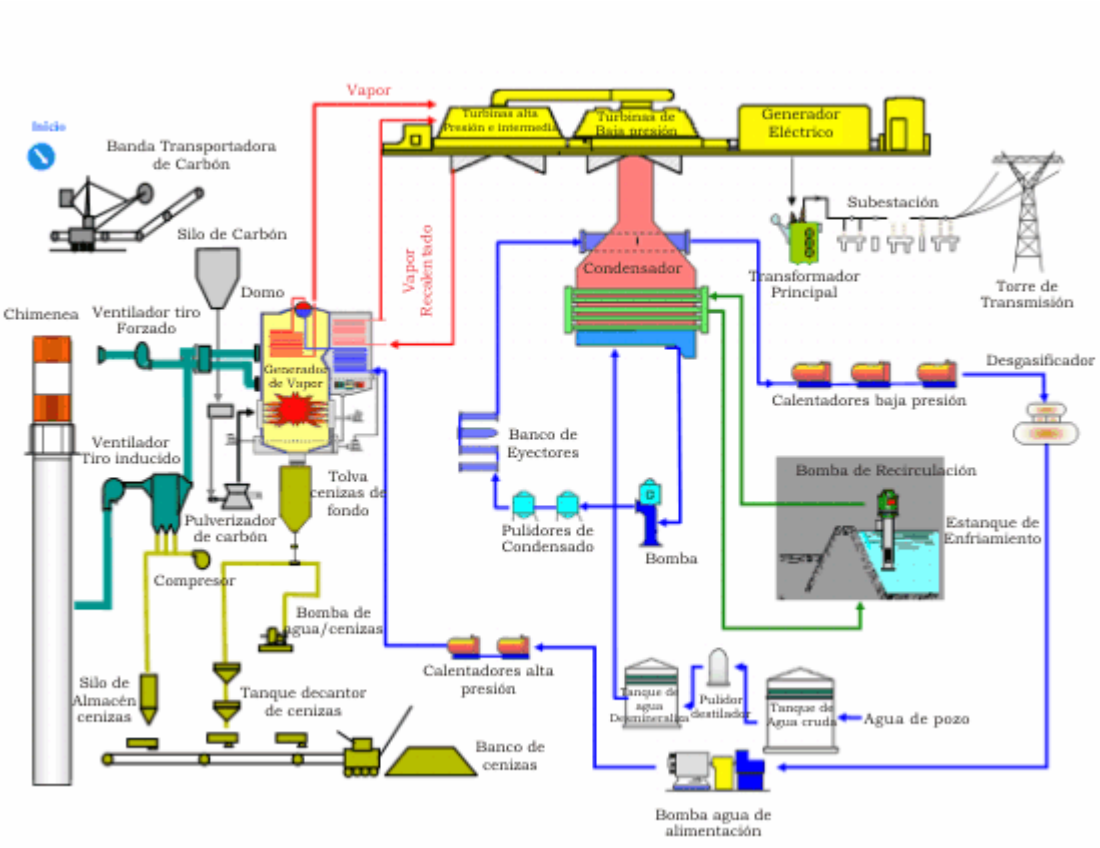



**Fig. 1.7 Esquema de una Central Carboeléctrica**

## Ciclo Combinado

Las centrales de Ciclo Combinado están integradas por dos tipos diferentes de unidades generadoras: turbogás y vapor. Una vez terminado el ciclo de generación de la energía eléctrica en las unidades turbogás, los gases desechados con una alta temperatura, se utilizan para calentar agua llevándola a la fase de vapor, que se aprovecha para generar energía eléctrica adicional.

La combinación de estos dos tipos de generación, permiten el máximo aprovechamiento de los combustibles utilizados, dando la mejor eficiencia térmica de todos los tipos de generación eléctrica, Fig. 1.8.

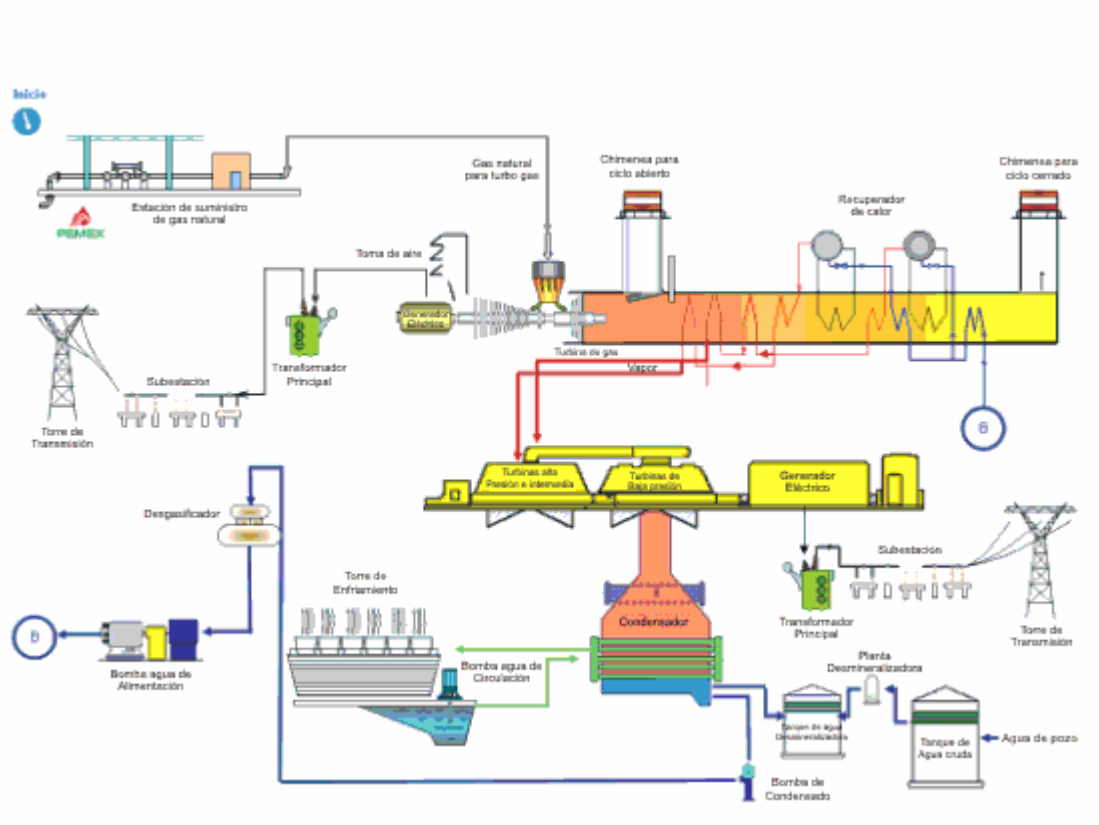



**Fig. 1.8 Esquema de una Central de Ciclo Combinado**

## Combustión Interna

Las centrales de tipo Combustión Interna cuentan con motores de combustión interna donde se aprovecha la expansión de los gases de combustión para obtener la energía mecánica, que es transformada e energía eléctrica en el generador, Fig. 1.9. Las centrales de combustión interna, utilizan generalmente diesel como combustible.

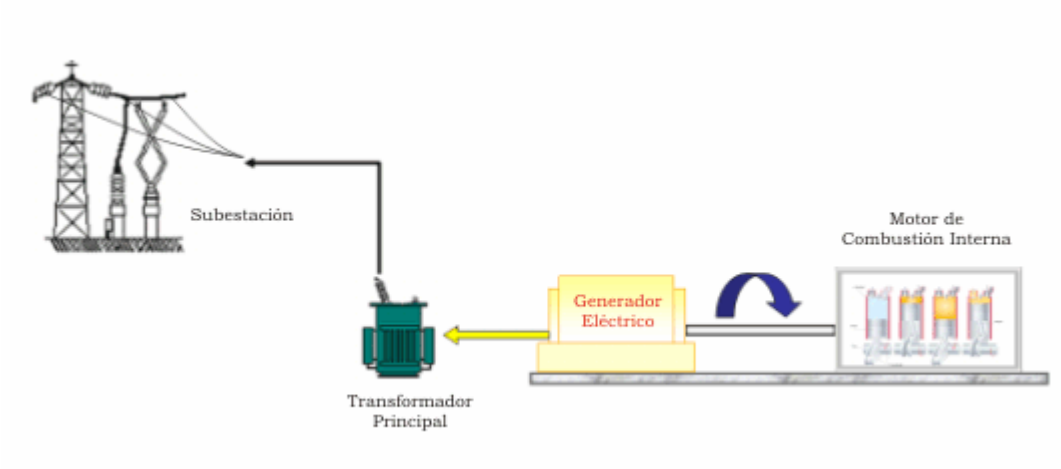



**Fig. 1.9 Esquema de una Central de tipo Combustión Interna**

### 1.1.3 Central Nucleoeléctrica

Las centrales nucleoeléctricas funcionan con el mismo principio que las centrales térmicas convencionales: se utiliza calor para producir vapor. En las térmicas convencionales el calor se obtiene de la combustión de carbón o hidrocarburos como combustóleo o gas. En las nucleoeléctricas el calor se obtiene de la fisión de uranio. En todos los casos, el combustible debe ser trasladado desde las minas, refinerías o centros de elaboración hasta la central.

La energía de las fisiones que ocurren en el interior de un reactor nuclear hace que se caliente el agua en una vasija. Esta agua, al igual que en otras centrales térmicas de carbón o combustóleo, se convierte en vapor para mover una turbina e impulsar al generador para producir electricidad, Fig.1.10.

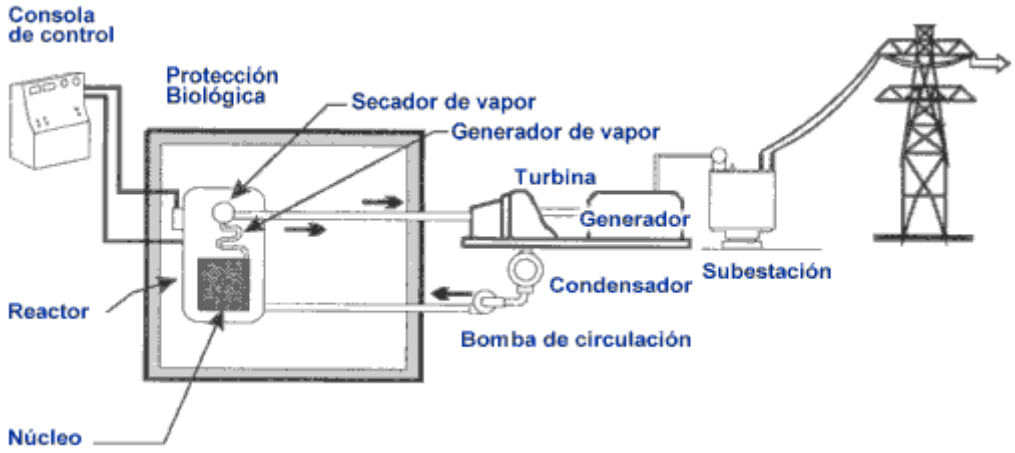



**Fig. 1.10 Esquema de una Central Nucleoeléctrica**

### 1.1.3 Central Eoeléctrica

Este tipo de central convierte la energía del viento en energía eléctrica, mediante una aeroturbina que hace girar un generador. La energía eólica está basada en aprovechar un flujo dinámico de duración cambiante y con desplazamiento horizontal. La cantidad de energía obtenida es proporcional al cubo de la velocidad del viento, lo que muestra la importancia de este factor, Fig. 1.11.

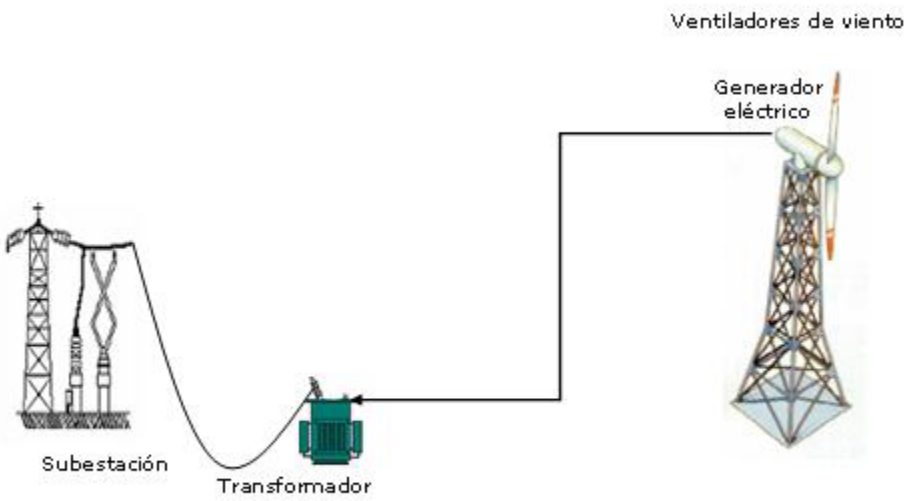



**Fig. 1.11 Esquema de una Central Eólica**

## 1.2 CONSECUENCIAS DE LAS FALLAS DE TURBOGENERADORES

La ocurrencia de grandes disturbios en distintas redes eléctricas del mundo pone de manifiesto el problema de la vulnerabilidad de los sistemas eléctricos de potencia. El ejemplo más reciente es el disturbio ocurrido en la interconexión Noreste entre Canadá y los Estados Unidos el 14 de Agosto de 2003, Fig.1.12. Aunque aun no existen reportes técnicos que expliquen las razones del disturbio, la falta de redundancia y la obsolescencia en la red de transmisión fueron uno de los factores que contribuyeron a la ocurrencia del disturbio.




**Fig. 1.12 Apagón ocurrido en Nueva York**

El objetivo principal de un sistema eléctrico de potencia es el proporcionar la energía necesaria para el desarrollo de un país, objetivo que es crítico en países en vías de desarrollo. Para alcanzar este objetivo, es necesario generar, transmitir y distribuir la energía eléctrica desde los centros de generación, ubicados en base a la disponibilidad de fuentes primarias de energía, como son el gas, el carbón, el agua o la energía nuclear, hasta los centros de consumo, considerando en todo

momento restricciones económicas, de seguridad, de confiabilidad y de calidad de servicio.

Es evidente que la falta de suministro eléctrico a los consumidores tiene un impacto muy grande, pudiendo ser de índole técnico. Considerando el aspecto técnico del problema, la interrupción del suministro eléctrico ocasiona, entre otras cosas, que las líneas de producción se detengan, provocando en algunos casos daños a los equipos en dependencia del proceso del cual se trate (fundición de hojalata en hornos de inducción de arco eléctrico, por ejemplo), caos vial por ausencia de señalamientos viales, indisponibilidad de transporte de pasajeros (que opere con energía eléctrica), descomposición de materiales orgánicos bajo refrigeración, etc.

Una interrupción del servicio eléctrico puede deberse a distintas causas, como un cortocircuito, la caída de estructuras de alta o media tensión, errores en la operación y control del sistema eléctrico y, en menor medida, por acciones de sabotaje. Sin importar las causas, es también evidente que un sistema eléctrico de potencia sea totalmente inmune a estas situaciones, debiéndose aceptar las interrupciones del servicio eléctrico como una situación normal, aunque no deseable, en un sistema eléctrico de potencia. Por lo tanto, es necesario reducir los tiempos durante los cuales se pierde el suministro de energía eléctrica, sin importar la causa, y restaurar el sistema a su condición previa.

Uno de los problemas que enfrentan las empresas de energía eléctrica, es la creciente complejidad de los sistemas eléctricos de potencia. Cada vez los equipos son operados cerca de sus límites de seguridad con el fin de satisfacer la demanda de energía, esto ha sido ocasionado por la construcción de grandes plantas de generación conectadas al sistema a través de líneas de transmisión muy largas, que impactan directamente en la estabilidad del sistema, aun en condiciones normales de operación. Una analogía para poder apreciar este problema es cuando una persona construye una pirámide con las cartas de una baraja, a medida que se incrementa la altura de la pirámide, ésta se vuelve inestable, y puede derrumbarse sola por la acción de su propio peso. En esta analogía la altura de la pirámide representa la complejidad del sistema eléctrico de potencia.

Otro problema que enfrentan los sistemas eléctricos son los bajos niveles de redundancia en sus redes de transmisión, constituidas principalmente por líneas de transmisión de alto voltaje y transformadores de potencia. Ésta debe tener la capacidad suficiente para transportar la energía desde las plantas de generación hasta los grandes centros de consumo, aun cuando ocurra un cortocircuito que provoque la desconexión de elementos de la red, o en el caso de que algunos de sus componentes pueda sufrir una sobrecarga impidiendo mantener la capacidad de transmisión. En condiciones extremas, los elementos pueden ser desconectados en forma automática para evitar que sufran daños permanentes. Sin embargo,

estas desconexiones disminuyen aún más la capacidad de transmisión, ocasionando mayores sobrecargas y la desconexión de otros elementos del sistema, incluso plantas de generación. Esto representa un efecto dominó que conlleva a un gran disturbio, que se caracteriza por apagones generalizados en distintos puntos del sistema eléctrico de potencia.

En México ya han ocurrido grandes disturbios, uno de ellos que afecto todo el Sistema Interconectado Nacional, ocurrió en el mes de Marzo de 1990 donde una gran cantidad de usuarios quedaron sin servicio de suministro de energía eléctrica sumando un total de 300000 MW. Más recientemente han ocurrido otros disturbios de menor magnitud, pero no menos importantes. En 1993 ocurrió un apagón en 9 estados del occidente del país, en 1998 se presentó otro apagón generalizado que afectó los estados de Tamaulipas, Nuevo León y parte de Coahuila; de forma igual, en el año 2002 ocurrió un apagón en el sistema eléctrico en la península de Yucatán.

Todo esto pone de manifiesto la vulnerabilidad operativa de los sistemas eléctricos de potencia que pueden colapsarse aún por pequeñas fallas o disturbios que se propagan a través de la red eléctrica y que pueden afectar todo el sistema. Para resolver esta situación es necesario que las empresas eléctricas cuenten con planes estratégicos de inversión para mantener actualizada la infraestructura de generación, transmisión y distribución de energía eléctrica, que permita que el sistema eléctrico opere en forma segura, confiable y económica, en beneficio de los consumidores y del país.

Los turbogeneradores son de gran importancia para los sistemas eléctricos de potencia, su salida por falla origina severas repercusiones y grandes pérdidas para las compañías suministradoras de electricidad, ya que dejan de generar niveles importantes de energía. En caso de una reparación mayor la rehabilitación de una máquina puede tomar de seis meses a un año para estar en posibilidad de conectarla nuevamente al sistema.

Los rangos de potencia y tipos de turbogeneradores son muy amplios, se cuenta con turbogeneradores de plantas turbogás que tienen una potencia de salida del orden de 30 a 45 MW a 13.8 kV, típicos de las unidades de fuerza que utiliza Petróleos Mexicanos (PEMEX) y de las plantas de ciclo combinado de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), los turbogeneradores de centrales termoeléctricas varían en rangos de 100 a 350 MW a voltajes de generación de 20 kV.

En México, los turbogeneradores de mayor capacidad son los de la central nucleoeléctrica Laguna Verde, que tiene una potencia de salida de 600 MW y que generan 20 kV. En cuanto a las centrales hidroeléctricas, todos los turbogeneradores se enfrían con aire forzado y la capacidad típica es del orden de los 200 MW. El voltaje de generación varia entre 13.8 y 16 kV. Los

turbogeneradores hidroeléctricos de mayor capacidad en nuestro país son los de la central hidroeléctrica Aguamilpa, que tiene una capacidad de 340 MW a 13.8 kV.

Por el alto nivel de potencia que manejan los turbogeneradores, están sujetos a esfuerzos eléctricos, mecánicos, térmicos y ambientales que deterioran gradualmente sus componentes y que en caso extremo pueden llevarlos a fallar.

Los turbogeneradores se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Por el tipo de central: turbogeneradores de polos lisos (alta velocidad) e hidrogeneradores de polos salientes (baja velocidad).

- Por el tipo de enfriamiento utilizado: enfriamiento con aire indirecto en estator y rotor, enfriamiento con aire, indirecto en estator, directo en rotor, enfriamiento con hidrógeno directo en estator y rotor, y enfriamiento con hidrógeno directo en rotor y agua con estator.

- Por el tipo de operación: planta para alimentar carga base y planta para alimentar carga pico.

Las consecuencias a las que pueden llegar al fallar los turbogeneradores son las siguientes:

Consecuencias de fallas por descargas parciales internas en el generador. Fig. 1.13.



**Fig. 1.13 Falla del aislamiento interlaminar del núcleo**

Consecuencias de fallas por descargas parciales externas en el generador. Fig. 1.14.

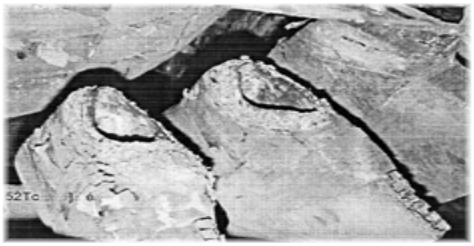


**Fig. 1.14 Falla entre fases del devanado del estator**

Consecuencias de fallas en las flechas por rozamiento, tanto en la turbina como en el generador. Fig. 1.15.

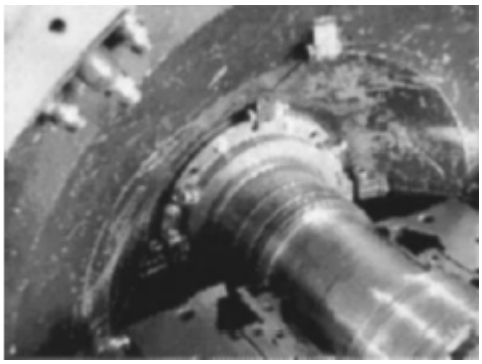


**Fig. 1.15 Marcas de rozamiento en la flecha**

Consecuencias de fallas por fracturas en los álabes de las turbinas. Fig. 1.16.



**Fig. 1.16 Disco del rotor de la turbina**

Consecuencias de falla por fractura en la flecha de las turbinas. Fig. 1.17.



**Fig. 1.17 Fractura en la flecha de una turbina**

## 1.3 CONTAR CON DETECTORES EN LÍNEA PARA PLANEAR EL MANTENIMIENTO

Los problemas técnicos y económicos que ocasiona la salida de servicio de un turbogenerador, como resultado de una falla, han inducido a los usuarios a cambiar de un sistema de mantenimiento basado en estadísticas –conocido como mantenimiento preventivo-, a un mantenimiento basado en la inspección continua de las condiciones en que se encuentran los principales componentes de la maquina –mantenimiento predictivo-.

En este sentido, las técnicas de diagnostico en línea se han convertido en herramientas poderosas que permiten determinar, oportunamente, la salida de operación de un equipo.

Es bien sabido que los costos originados por las salidas imprevistas de un turbogenerador eléctrico son muy elevados.

En función del componente fallado y de las estadísticas, se deduce que las fallas en el turbogenerador se deben, principalmente, a problemas de orden mecánico. Sin embargo, gran parte de los desperfectos mecánicos propician el deterioro del sistema aislante que, en general, es el elemento más susceptible de falla.

Se podría pensar que resolver las deficiencias mecánicas tan pronto como son detectadas sería la medida ideal. Sin embargo, esta solución podría resultar inadecuada, si se considera el alto costo que tiene la suspensión del servicio de energía eléctrica.

Ahora bien la monitorización continua de las variables del turbogenerador proporciona información sobre el comportamiento del equipo, incluyendo elementos que faciliten realizar el diagnostico para determinar su estado o definir las acciones correctivas necesarias.

A menudo, las fallas en equipos rotatorios se manifiestan como una vibración anormal o como un cambio en el patrón de vibraciones característico de cada máquina. De ahí la importancia de contar con herramientas que permitan adquirir y analizar las señales de vibración de los equipos mientras están en operación.

La evaluación de una turbina en operación permite cuantificar las pérdidas de eficiencia y potencia internas producidas por el desgaste de los componentes y diagnosticar cuáles de ellos se encuentran dañados. Estas evaluaciones constituyen la parte fundamental de un programa de mantenimiento predictivo, mediante el cual se vigilan los componentes críticos de un equipo con la finalidad de anticipar la ocurrencia de fallas, permitiendo así que se tomen acciones

preventivas y correctivas antes de que ocurran pérdidas significativas de equipo, confiabilidad y disponibilidad.

La identificación de las fallas y de los componentes permite definir con anticipación las refacciones, materiales, equipos y mano de obra necesarios para la rehabilitación de la máquina, lo que reduce el tiempo requerido para la ejecución del mantenimiento durante un paro programado. A través de la rehabilitación o sustitución de los elementos desgastados de una turbomáquina, se busca regresar su eficiencia y su potencia a los valores obtenidos durante las pruebas de captación.

## SISTEMAS INTEGRALES DE INFORMACIÓN EN TIEMPO REAL

Cuando se habla de Sistemas Integrales de Información en Tiempo Real (SIITR), se hace referencia a aquellos sistemas informáticos utilizados en el ámbito industrial, principalmente en el área de generación de energía eléctrica, cuyo diseño e implantación está orientado a la adquisición de datos, procesamiento y presentación de información en tiempo real.

El principal objetivo de los SIITR consiste en apoyar a los operadores en la supervisión del proceso, ya sea en condiciones normales o de emergencia, e incluso algunos sistemas ofrecen herramientas para llevar a cabo el diagnostico y predicción de eventos. Los SIITR ofrecen funciones de presentación de información en diferentes formatos como mímicos, lista de variables, diagramas de barra, gráficas de tendencia, guías de operación y alarmas, principalmente. El hecho de que estos sistemas adquieran de forma confiable la información, de que la procesen para validarla y que la presenten de forma oportuna en el formato adecuado, los ha convertido en herramientas valiosas para mejorar la eficiencia y rentabilidad de los procesos donde se instalan.

Debido a que los SIITR en sí no es una tecnología básica, sino más bien es el resultado de integrar en forma estructurada otras tecnologías, se considera oportuno comentar las tecnologías más relevantes que tienen una evolución vertiginosa, como son las tecnologías multimedia para desarrollar e integrar interfaces gráficas de usuario, tecnologías para desarrollo de sistemas dinámicos tipo cliente-servidor para plataformas múltiples y redes de comunicación móvil e inalámbrica por internet, tecnologías de seguridad y cifrado de datos, además de las tecnologías de computación suave.

La tecnología multimedia ha tenido una gran relevancia en el mundo de las computadoras personales, así como en el de los sistemas operativos. Esto ha permitido enriquecer la experiencia de los usuarios al integrar audio y video en las aplicaciones de escritorio. El desarrollo de tarjetas de video con chips dedicados al procesamiento de imágenes de tres dimensiones (3D), así como los avances en el

procesamiento y manejo de audio han incursionado fuertemente en el mercado de los juegos de video, de hecho, fueron los inicios de la realidad virtual, los que han evolucionado estos principios a niveles conocidos como mundos de inmersión.

Sin embargo, en el campo de los sistemas de supervisión y control en tiempo real, donde se han manejado tecnologías más conservadoras, aún se cuenta con sistemas instalados que utilizan las interfaces basadas en menús de texto y los sistemas considerados como estándar, es decir, ni obsoletos ni de avanzada, que basan sus interfaces de usuario en el principio Windows, Icons, Menús, Pointer donde el empleo de estos elementos permiten al usuario interactuar con el sistema.

Los fabricantes de software para el desarrollo de sistemas de control y supervisión en tiempo real, están incorporando herramientas que permiten el despliegue de gráficos de alta definición, la incrustación de objetos como botones combinados de selección, rejillas, árboles jerárquicos comúnmente empleados en forma nativa en los sistemas operativos donde se ejecutan las aplicaciones, lo que ha facilitado el uso de las interfaces. Los sistemas de supervisión y control considerados de avanzada, han llevado los despliegues al siguiente nivel, utilizando un navegador Web para manejar la interfaz.

## 1.4. BIBLIOGRAFÍA DEL CAPITULO

- Oscar A. Reyes M, H. Octavio de la Torre V, "Sistema AnGel: Aspectos Teórico-Prácticos para el Diagnostico de Generadores en Operación", Boletín IIE, Abril-Junio, 2005.
- Dr. Ernesto Vázquez Martines, "Vulnerabilidad de los Sistemas Eléctricos de Potencia", Ingenierías, Octubre-Diciembre 2003, Vol. VI, No. 21.
- http://www.cfe.gob.mx, Generación de Electricidad.
- Alejandro Villavicencio, "Tecnologías en Evolución de los Sistemas Integrales de Información en Tiempo Real", Boletín IIE, Septiembre-Octubre 2002.

# 2. TIPOS DE TURBOGENERADORES DE POTENCIA

## 2.1 DE VAPOR

Las turbinas de vapor representan el tipo de primo motor usado exclusivamente para el accionamiento de los generadores eléctricos de las centrales termoeléctricas. Del acoplamiento de la turbina con el generador se origina el grupo comúnmente llamado **turbogenerador**. En general las turbinas de vapor con sus accesorios están constituidas principalmente por la turbina de vapor, los sistemas de regulación, las válvulas de alimentación, condensadores y bombas de extracción del agua de condensación.

El vapor que se produce al calentarse el agua se conduce por tuberías y ya en la turbina, mediante dispositivos llamados toberas la energía calorífica del vapor se transforma en energía cinética, esta energía cinética contenida en el vapor es dirigida mediante aspas fijas a los álabes del rotor de la turbina ejerciendo una fuerza sobre dichos álabes, lo cual hace que el rotor de la turbina gire.

En esta forma la energía cinética de vapor se transforma en energía mecánica mediante la rotación del rotor. La flecha rotatoria mueve el rotor del generador que consiste en un campo magnético que produce líneas de fuerza magnética. Cuando estas líneas de fuerza magnéticas son cortadas por los conductores de las bobinas del estator, se crea una corriente eléctrica, siendo en esta forma como la energía mecánica de rotación se convierte en energía eléctrica.

La circulación del vapor en la turbina es prevalecientemente axial y según la forma en que actúa el vapor sobre los álabes, la turbina puede ser del tipo de acción o de reacción. En la turbina de vapor el salto térmico total que existe entre la entrada y la salida de vapor, se subdivide en más saltos, en cada uno de los cuales se hace corresponder una turbina elemental de manera que se pueda mantener la velocidad periférica de los álabes dentro de sus limites y correspondiendo a las condiciones de máximo rendimiento.

Las turbinas de mediana y gran potencia están por lo general constituidas de una primer serie de ruedas de acción que emplean un primer salto y presión notable, de manera que, a la entrada de la serie sucesiva de ruedas a reacción, el vapor tenga una presión suficientemente reducida para permitir una limitación conveniente de los espesores de las partes de mayores dimensiones.

Constructivamente la serie de ruedas a reacción está compuesta de tres elementos separados denominados cilindro, cuerpo y rueda respectivamente de alta, media y baja presión. Las turbinas de vapor dan potencias unitarias bastante altas (hasta 900 MW), con un tamaño reducido y poco peso por unidad de potencia producida. En las primeras turbinas el consumo de vapor era del orden de 30 Kg/KWh en

tanto que en la actualidad es del orden de 3 Kg/KWh. Actualmente se construyen centrales termoeléctricas con turbinas a vapor que presentan una variedad considerable de tamaños y modelos, por ejemplo existen turbinas de 300 a 350 MW con generadores de vapor que tienen una potencialidad de cerca de 1000 Ton/h de vapor.

Las turbinas de vapor presentan una notable analogía con las turbinas hidráulicas, ya que tienen también un elemento fijo llamado distribuidor y otro móvil llamado girante. El distribuidor sirve para transformar total o parcialmente la energía térmica disponible del vapor en energía cinética y conducir el vapor a la corona con álabes llamada girante o elemento giratorio, que transforma la energía cinética en energía mecánica.

### 2.1.1 TURBINA CURTIS

La turbina Curtis es una turbina de acción con escalonamientos de velocidad, en la actualidad las ruedas Curtis se reducen a una simple rueda de acción, con una sola corona de álabes de acción, (una sola etapa de velocidad). El objetivo actual de la rueda Curtis de corona única, radica en facilitar la regulación por admisión parcial, acortando la expansión a completar por los escalones siguientes.

Este escalonamiento está constituido por un conjunto circunferencial de toberas, en el estator y por una rueda de acción (actualmente de una etapa) en el rotor, que se agrupan normalmente en varios bloques unidos entre sí por soldadura. Los escalones posteriores, sean de acción o de reacción, se componen de elementos distribuidores de un amplio rango de tipos, que se reducen a álabes fijados en ranuras previstas en los porta-álabes o en la propia carcasa.

Para aprovechar una parte de esta energía a la salida de los álabes, se dispone de un distribuidor de álabes guía a continuación de la primera corona móvil, desviando el chorro de vapor e introduciéndole en una segunda corona móvil, obteniéndose así una turbina de acción con dos escalonamientos de velocidad, Fig. 2.1; la expansión completa del vapor se produce en la tobera, mientras que en los alabes, tanto en los de las coronas móviles, como en los fijos del distribuidor, no se produce caída de presión, salvo perdidas de carga por rozamiento.

Si la energía del vapor a la salida de esta segunda corona móvil, fuese todavía elevada, se podría disponer a continuación de un nuevo escalonamiento de velocidad y así sucesivamente.

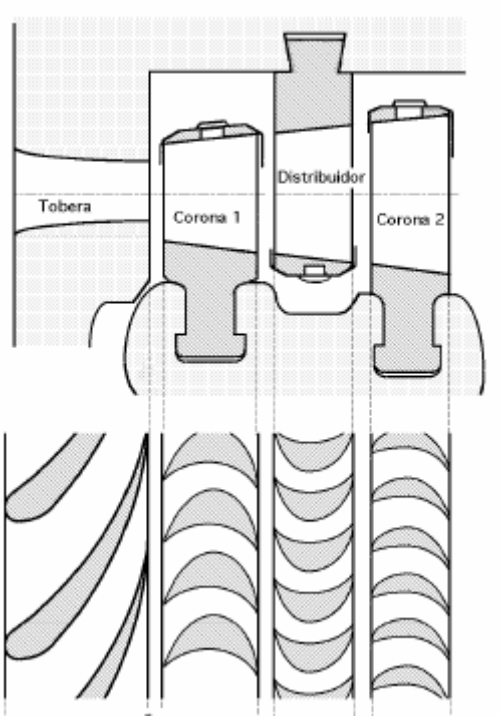



**Fig. 2.1 Esquema de una turbina Curtis con dos escalonamientos de velocidad**

### 2.1.2 TURBINA RATEAU

El francés Rateau construye en 1890 un tipo de turbina de acción, tangencial, Fig. 2.2, que transforma en turbina compuesta de dos escalonamientos de presión.

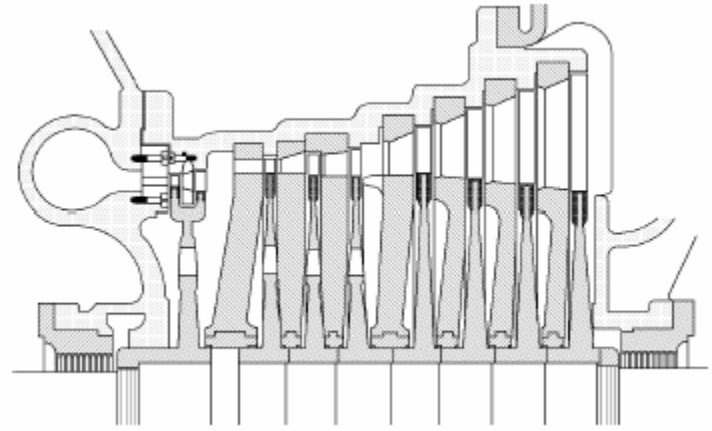


**Fig. 2.2 Esquema de una turbina Rateau**

Posteriormente subdivide el salto térmico utilizado por la máquina en un gran número de escalonamientos de presión, dando lugar a la turbina Rateau multicelular, que a pesar de ser de acción, se la dota de un ligero grado de reacción en los últimos escalonamientos, a fin de aumentar la velocidad de paso y salida del vapor y la consiguiente disminución de la altura de los álabes, el primer rodete de alta presión es de tipo Curtis y lleva dos escalonamientos de velocidad.

## 2.1.3 TURBINA ZOELLY

La turbina Zoelly (1903) es una turbina de acción con escalonamientos múltiples de presión en número no superior a 10 y montaje unicelular de los discos y longitud reducida con un mínimo de pérdidas intersticiales en el juego entre eje y diafragmas, Fig. 2.3.

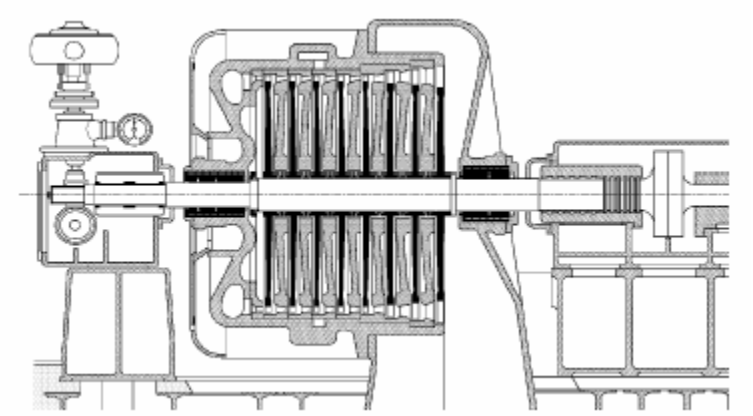


**Fig. 2.3 Esquema longitudinal de una turbina Zoelly**

En las turbinas Zoelly, que son totalmente de acción, las expansiones sucesivas del vapor se producen en las toberas, con lo que la presión va disminuyendo escalonadamente hasta que, a la salida de la ultima corona, se alcance la presión del condensador. En cada turbina de acción se tiene que cumplir el que no exista diferencia de presiones entre una y otra cara de los rodetes, por cuanto sólo habrá diferencia de presiones en las toberas; en consecuencia, en este tipo de turbinas no existe teóricamente empuje axial, Fig. 2.4.

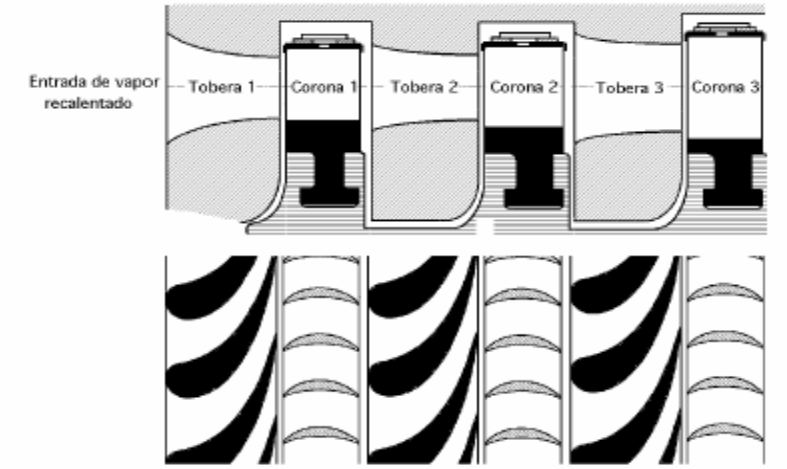



**Fig. 2.4 Esquema de los escalonamientos de una turbina Zoelly**

## 2.2 DE GAS

El estudio de los motores térmicos ha permitido que se desarrollen turbinas en las cuales se aprovecha directamente la energía producto de la combustión y que se expansionan en forma parecida al vapor en las turbinas de vapor sobre los álabes móviles de un rotor, a este tipo de turbinas se les conoce como turbinas de gas. De hecho las turbinas de gas constituyen el ultimo tipo de motor que ha llegado al concepto general de las centrales termoeléctricas, pero que han desarrollado un progreso notable tal que actualmente se disponen de potencias unitarias del orden de 50 MW y valores ligeramente mayores, con un rendimiento no inferior al 36%.

El principio de funcionamiento de una turbina de gas es el mismo que el de una turbina de vapor, sólo que en lugar de usar como fluido motor el vapor, éstas usan un gas, o mejor dicho los productos de la combustión del carburante usado. El aire que se toma de la atmósfera se comprime antes de pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases calientes producto de la combustión se expansionan en la turbina, que acciona el eje del compresor y frecuentemente un alternador, Fig. 2.5.

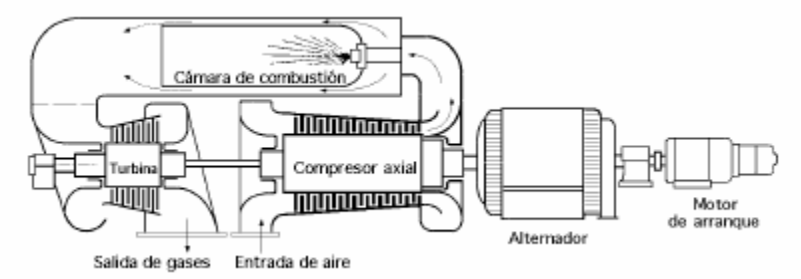



**Fig. 2.5 Turbogenerador de gas**

Las partes fundamentales de una turbina de gas son:

a) El **compresor** que puede ser centrífugo o axial. En el caso de compresores centrífugos se tiene una rueda (que puede ser con álabes curvos hacia el frente, radiales o curvos hacia atrás con relación al sentido de la marcha), seguida de un difusor en el cual llega el aire a un colector en forma de circunferencia. Si se trata de compresores axiales tendrá desde luego más pasos. El compresor se encuentra montado sobre el mismo árbol de la turbina.

Los **compresores centrífugos** son los más sencillos en cuanto a su diseño y forma de trabajo y fueron los primeros que se utilizaron en los motores de reacción. En ellos la entrada de aire es prácticamente axial, saliendo despedido del rotor por la fuerza centrífuga hacia la periferia radialmente, Fig. 2.6.

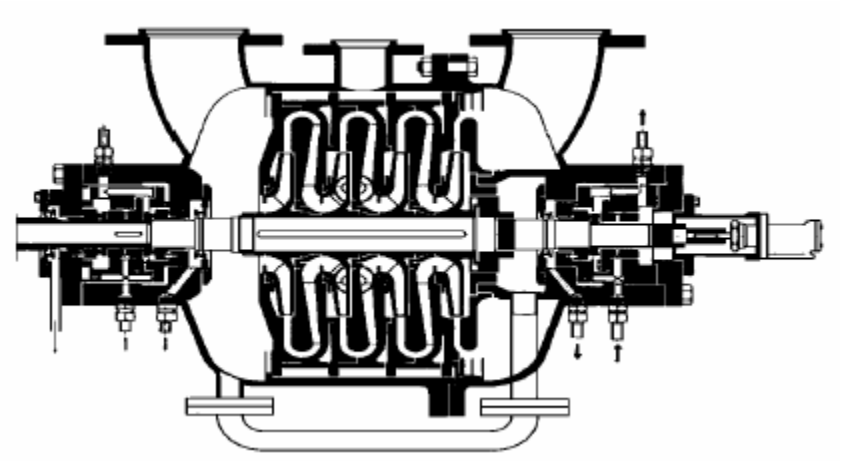


**Fig. 2.6 Compresor centrífugo**

El **compresor axial** predomina sobre el compresor centrífugo en campos tales como las grandes potencias, los grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión para la impulsión de grandes caudales, que se alcanzan aumentando el numero de escalonamientos. Estos escalonamientos se suceden unos a otros, ya sea de tambor o de disco, constituyendo una máquina compacta, con una reducida área transversal, Fig. 2.7, lo que constituye una gran ventaja sobre el compresor centrífugo.

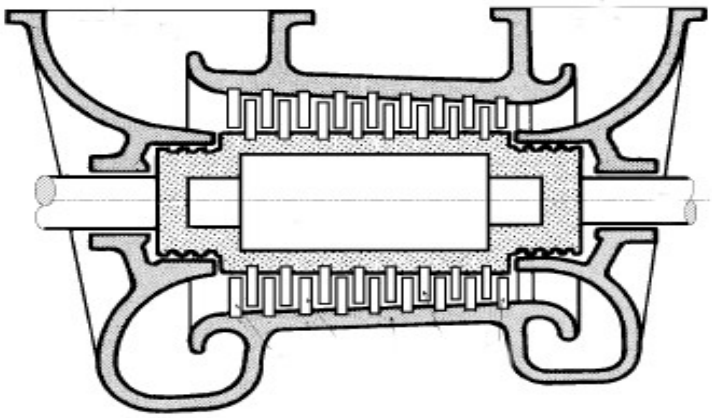


**Fig. 2.7 Compresor axial**

b) La **cámara de combustión** dentro de la cual llega el aire comprimido del compresor, en ésta se inyecta el combustible y la combustión prosigue de un modo continuo y a presión constante. La cámara de combustión puede ser múltiple o simple, tubular o anular; las cámaras múltiples tubulares son adaptadas para compresores centrífugos y están formadas por una envoltura externa y por tubos internos.

Las **cámaras de combustión tubulares** van situadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina, constan cada una de ellas de su propio inyector procedente de una línea de suministro común, de una doble pared o tubo, de los

cuales el interior se denomina tubo de llama por estar en contacto directo con la combustión y de una envolvente exterior, Fig. 2.8. Dos de las cámaras de combustión van dotadas de bujía de encendido, la razón de llevar dos bujías es exclusivamente por seguridad, pues con una sola seria suficiente.

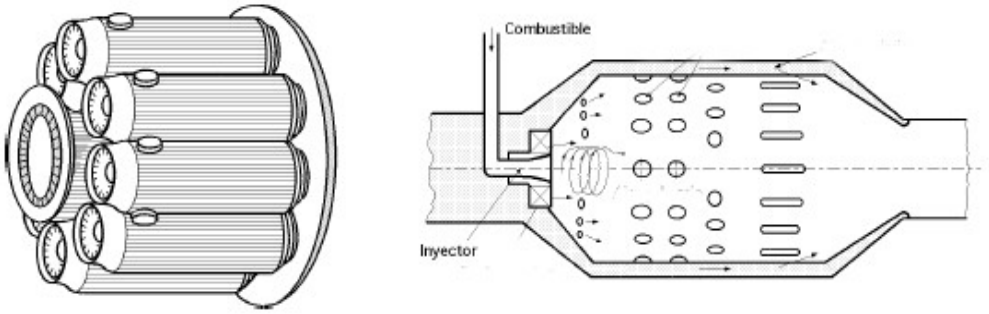



**Fig. 2.8 Cámara de combustión tubular**

Cuando el compresor es axial, resulta más adecuado utilizar una única **cámara de combustión anular**, la cual rodea al eje del compresor-turbina, dicha cámara consta de un solo tubo llama, también anular y una serie de inyectores cuyo número puede oscilar entre 12 y 20. De esta forma, el espacio comprendido entre el compresor y la turbina se aprovecha al máximo dando lugar a un motor de sección frontal más reducida, produciéndose en comparación con el anterior, menos pérdidas de carga, Fig. 2.9.

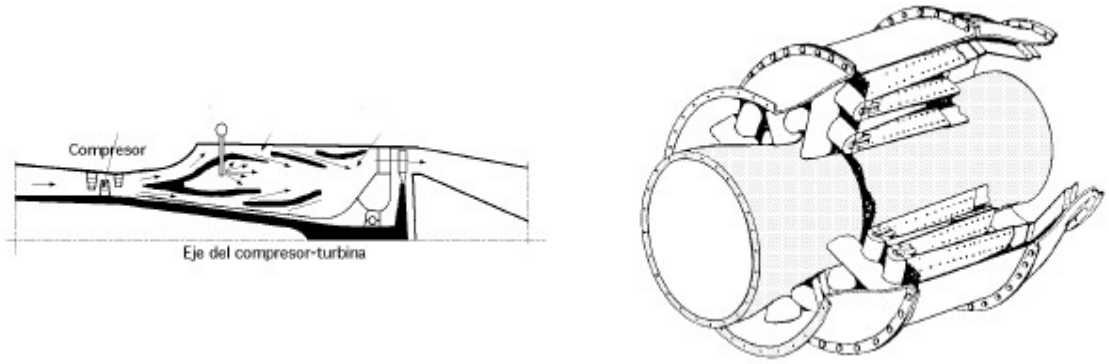



**Fig. 2.9 Cámara de combustión anular**

d) El **motor de arranque**, el cual debe ser capaz de vencer todas las resistencias de funcionamiento en vacío.

e) El **cambiador de calor**, que en un momento dado puede no existir, y que tiene la función de recuperar parte del calor que contienen los gases de descarga, precalentando el aire comprimido del compresor, antes de que entre a la cámara de combustión, reduciendo así, el consumo de combustible y por lo tanto se aumenta de esta manera el rendimiento.

Están constituidos por un haz tubular en el que se mueven los gases calientes que salen de la turbina, mientras que el aire a recalentar circula alrededor de los tubos, normalmente los fluidos circulan en contracorriente, Fig. 2.10.

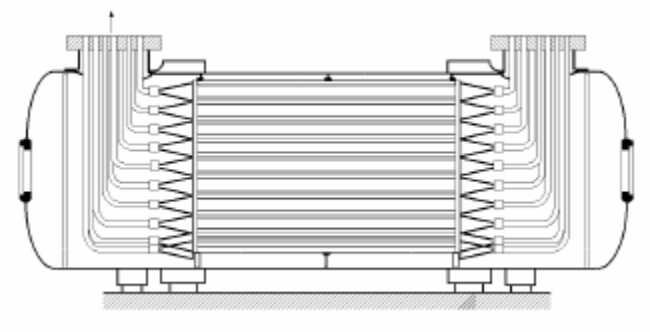


**Fig. 2.10 Cambiador de calor**

c) **Turbinas**

Clasificación

I) Atendiendo al flujo de gases en relación con el eje central:
- **Turbina axial**: El aire fluye coaxialmente al eje de la máquina.
- **Turbina radial**: El aire fluye radialmente respecto al eje de la máquina.

II) Según la forma de montaje de la cámara de combustión y de la turbina de potencia:
- **Monoeje**: Cuando están montados sobre el mismo eje.
- **De dos ejes**: Cuando están montados sobre ejes distintos.

En la **turbina monoeje**, Fig. 2.11, el compresor y la turbina funcionan a la misma velocidad de giro. Cuando se precise una disminución en la velocidad de giro del eje de salida, el caudal de aire disminuirá, así como la presión de salida del compresor y en consecuencia, la potencia y el par motor.

Cuando se trate de accionar un alternador, se mantendrá constante el caudal de aire y se podría regular la potencia desarrollada modificando únicamente la inyección de combustible en la cámara de combustión sin que varíe la velocidad de giro del rotor. La variación de la cantidad de combustible inyectado con caudal de aire sensiblemente constante modifica la temperatura de entrada a la turbina y consecuentemente, el rendimiento de la máquina.

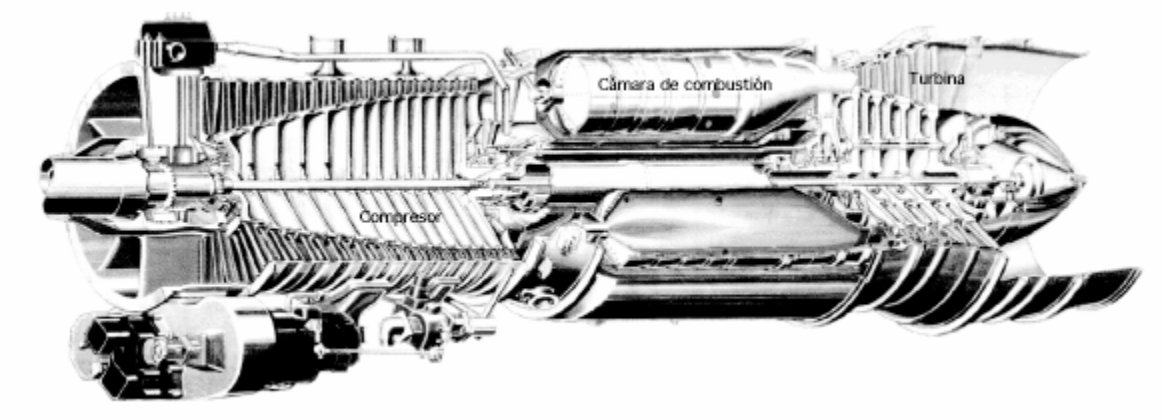



**Fig. 2.11 Sección interior de una turbina axial monoeje**

En la de **turbina de dos ejes**, Fig. 2.12, la velocidad de giro del compresor es independiente de la velocidad de giro de la turbina de potencia. Cuando se necesite una velocidad de giro del eje de salida menor, el compresor puede seguir girando a alta velocidad, poniendo a disposición de la turbina de potencia un caudal de gases, incluso a mayor presión. Este tipo de máquinas es especialmente apto para aquellos casos en que se requiera un aumento del par motor a un reducido número de revoluciones.

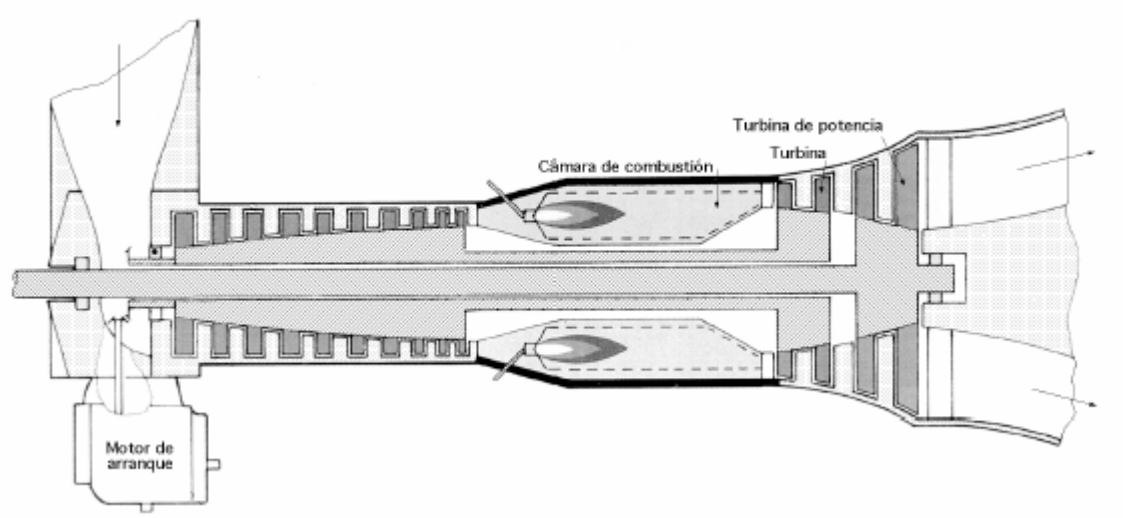



**Fig. 2.12 Sección interior de una turbina axial de dos ejes**

Se pueden distinguir dos tipos fundamentales de turbinas de gas: a) A presión constante, en donde la combustión se realiza en forma continua en una cámara en la cual el aire y el combustible se encuentran bajo presión y b) A volumen constante donde la combustión se presenta en forma intermitente y la presión en la cámara de combustible varía de un mínimo a un máximo (4 o 5 veces el primero); en este caso la turbina se le denomina también de explosión en la cámara de combustión, y que serán también la válvula de aspiración y la de descarga.

## 2.3 DIESEL

En el estado actual de la técnica, los motores diesel se construyen de 4 tiempos y de dos tiempos. Teóricamente el ciclo de los motores de dos tiempos se presenta más ventajoso que aquel de los motores de 4 tiempos, se tiene de hecho con el motor de dos tiempos un recorrido útil en cada revolución, mientras que en aquellos de cuatro tiempos son necesarios dos revoluciones para poder producir trabajo útil durante un recorrido del pistón.

El motor de dos tiempos permite entre otras cosas la obtención de un rendimiento mecánico mejorado aumentando la trayectoria de aspiración y la descarga y también disminuyendo el peso del volante interno.

Para las potencias pequeñas y medias la superioridad del motor de dos tiempos no se presenta en una forma notable, así mismo, en forma práctica no se utiliza todo el volumen del cilindro ni se alcanza a realizar una limpieza perfecta en los gases de combustión. La potencia desarrollada por un cilindro de dos tiempos no es el doble, pero alrededor de 1.7 veces aquella desarrollada por el cilindro de cuatro tiempos a igualdad de volumen e igualdad del número de revoluciones.

Por otro lado dada la necesidad de una bomba de lavado de los cilindros, el peso del motor de dos tiempos (tomando en cuenta el menor peso del volante) resulta inferior sólo en el 30% con relación del correspondiente al motor de 4 tiempos, su rendimiento industrial es por otra parte inferior a consecuencia de la energía consumida por la bomba de lavado, por el mayor consumo de aceite lubricante (por la completa y no homogénea combustión) y por la menor presión media del diagrama de expansión.

En conclusión para las potencias medias y pequeñas se debe tener preferencia por los motores de cuatro tiempos, los cuáles aún costando un poco más consumen menos y ofrecen mayor garantía de regularidad y duración de funcionamiento.

Estos motores también se conocen genéricamente como motores endotérmicos, de hecho las turbinas de gas caen dentro de esta clasificación, pero son del tipo rotativo, en tanto que los motores diesel de pistón son alternativos. Estos motores alternativos están formados esquemáticamente de las siguientes partes principales, mostradas en la Fig. 2.13:

a) El cilindro dentro del cual se desplaza el pistón con movimiento rectilíneo alternativo. El conjunto de cilindros constituye el monoblock.

b) La base o cabezal que sostiene al monoblock.

c) El cabezal que cierra la parte superior del cilindro.

d) La cámara de combustión, que es el volumen comprendido entre el cabezal superior y el pistón.

e) La válvula de aspiración y de descarga con sus conductos relativos.

f) El carburador o el inyector según sea el tipo de motor.

g) El árbol de levas o árbol motor que comanda los pistones mediante el sistema de bielas.

h) El árbol de distribución que comanda las válvulas.

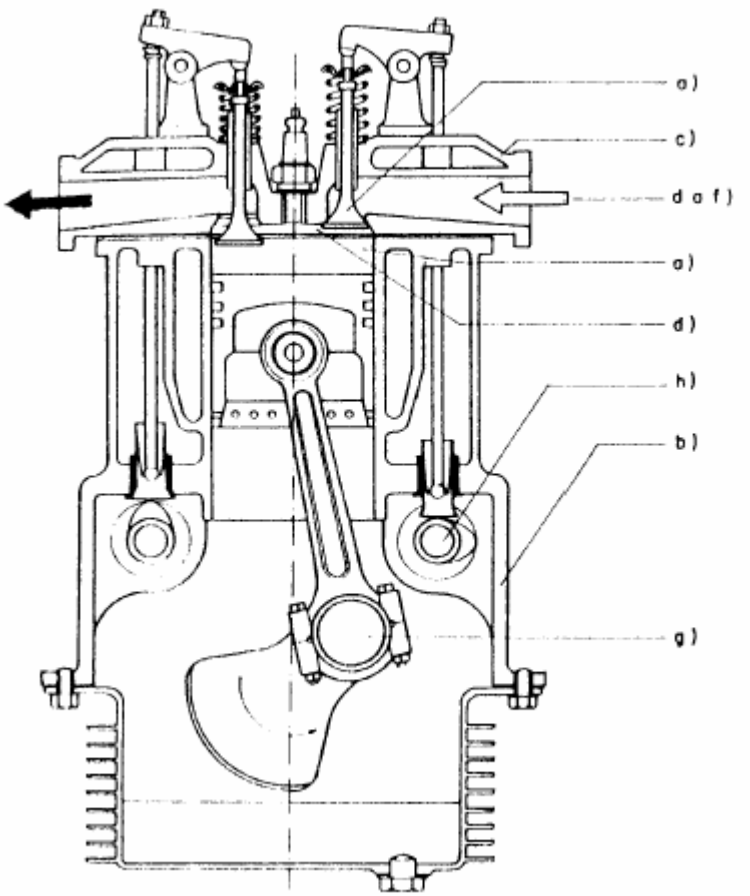



**Fig. 2.13 Partes principales de un motor endotérmico**

En los motores denominados endotérmicos se realizan los llamados ciclos Otto y diesel que se presentan a través de la sucesión cíclica de 4 fases que son:

a) Aspiración del fluido operante.
b) Compresión.
c) Combustión y expansión.

d) Descarga.

Un motor endotérmico se dice que es de 4 tiempos, cuando las cuatro fases se realizan en cuatro recorridos del pistón, es decir, en dos revoluciones del árbol motor, se dice en cambio que es de dos tiempos cuando las cuatro fases se realizan en dos recorridos, es decir, en una revolución del árbol motor. En las figuras 3.14 y 3.15 se muestran la realización de los ciclos en 4 y 2 tiempos respectivamente.

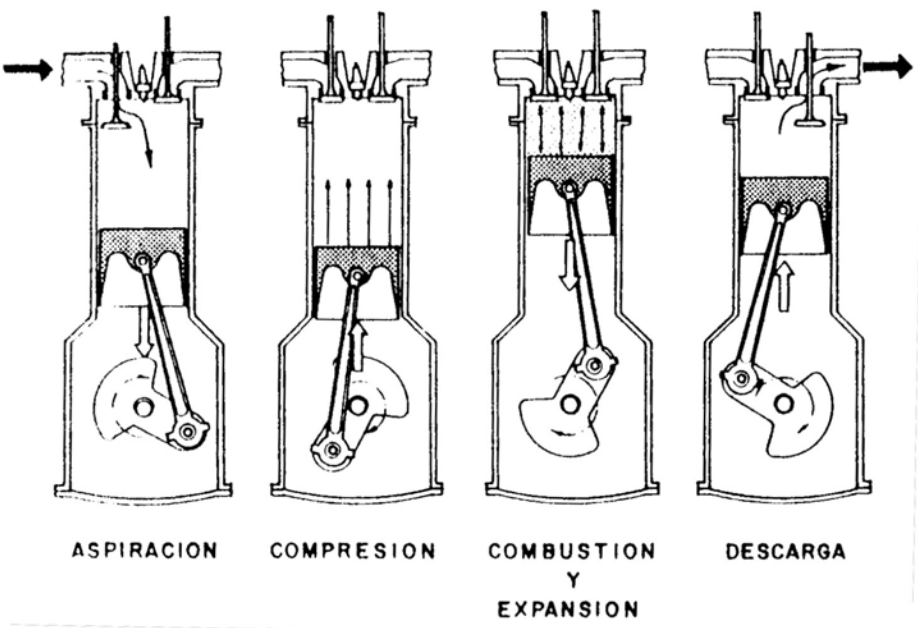



**Fig. 3.14 Fase del ciclo en 4 tiempos**

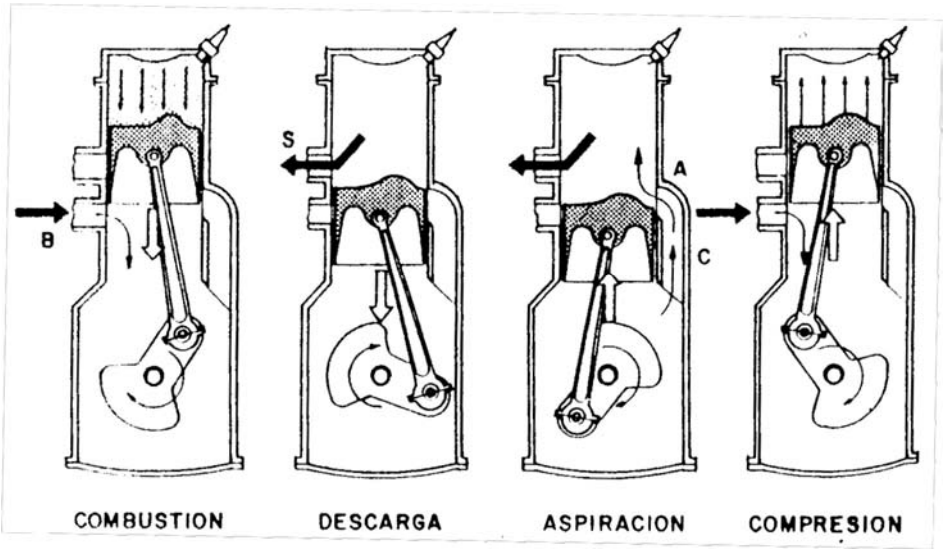



**Fig. 3.15 Fase del ciclo en 2 tiempos**

Es evidente que la clasificación de los motores alternativos se puede hacer en diferentes formas, según el ciclo operativo del sistema de encendido, del tipo de combustible usado, el sistema de enfriamiento, el número de revoluciones, de la disposición de los cilindros, etc. En una clasificación general de estos motores se prefiere dividirlos en dos grandes categorías:

a) Motores de encendido por chispa (bujías).
b) Motores de encendido por compresión.

Los motores de encendido por chispa se les denomina del ciclo Otto, son por lo general de 4 tiempos y dentro de esta clasificación caen la mayoría de los motores de automóviles, y vehículos en general, también los de uso marino.

Los motores de encendido por compresión realizan el ciclo Diesel, son preferidos para instalaciones de tipo fijo, como las usadas para generación de potencia eléctrica, para locomotoras, tractores, y vehículos también, pueden ser de 2 y 4 tiempos.

La alimentación se hace por inyección, y los combustibles usados son hidrocarburos líquidos (las fracciones menos pesadas de la destilación del petróleo). En los motores del ciclo Otto se usa como combustible normalmente la gasolina y se alimentan por carburación a través del carburador o por inyección en el conducto de aspiración.

Los motores denominados Diesel son los usados para generación eléctrica en valores considerables dentro de los sistemas eléctricos, los motores del ciclo Otto o gasolina se usan para la generación de energía eléctrica, pero más bien en pequeñas plantas eléctricas usadas por lo general para servicio de emergencia y no como de operación normal dentro de un sistema, más bien con propósitos locales.

## 2.4 HIDRAÚLICA

Una turbomáquina elemental o monocelular tiene, básicamente, una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de alabes móviles, (rueda rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.

El **distribuidor y el difusor**, (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente. El distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El **distribuidor** es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada del rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El **rodete** es el elemento principal de la turbina, estando provisto de alabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la maquina. Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

a) Turbinas de acción o impulsión.
b) Turbinas de reacción o sobrepresión.

En las **turbinas de acción** el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética, Fig. 2.16.




**Fig. 2.16 Turbinas de Acción**

En las **turbinas de reacción** el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los alabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión, Fig. 2.17.

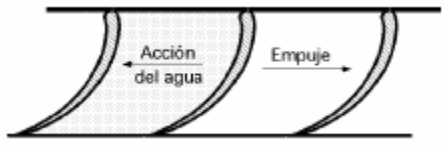



**Fig. 2.17 Turbina de Reacción**

El **difusor o tubo de aspiración**, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto y acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por

razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se le llama de escape libre.

En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden, mientras que en las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete, según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en: a) Axiales; b) Radiales (centrípetas y centrífugas); c) Mixtas, d) Tangenciales.

En las **axiales**, (Kaplan, Hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Fig. 2.18a.

En las **radiales**, el agua entra perpendicularmente al eje, Fig. 2.18b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de dentro hacia fuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

En las **mixtas** se tiene una combinación de las anteriores.

En las **tangenciales**, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Fig. 2.18c.

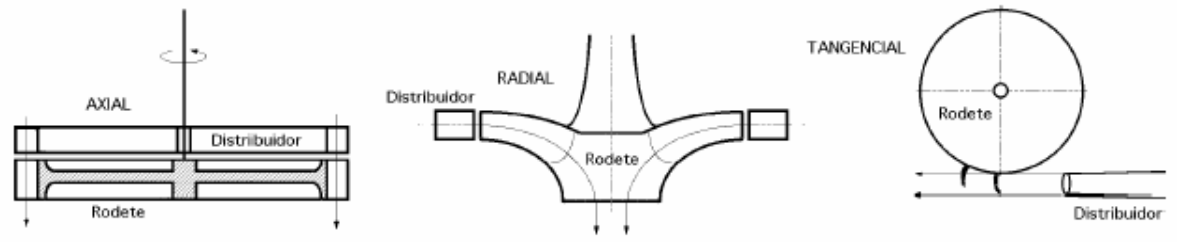



**Fig. 2.18 a)Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial**

Atendiendo a la disposición del eje de giro, se pueden clasificar en: a) Turbinas de eje horizontal y b) Turbinas de eje vertical.

## 2.4.1 TURBINA PELTON

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, Fig. 2.19, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden de 90%.

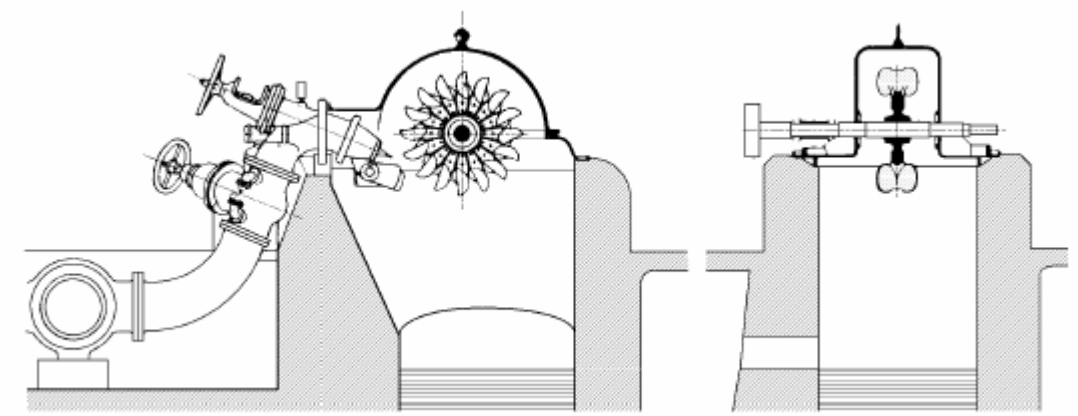


**Fig. 2.19 Turbina Pelton**

**Cazoletas.-** En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, Fig. 2.20, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180°, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los chorros.

El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

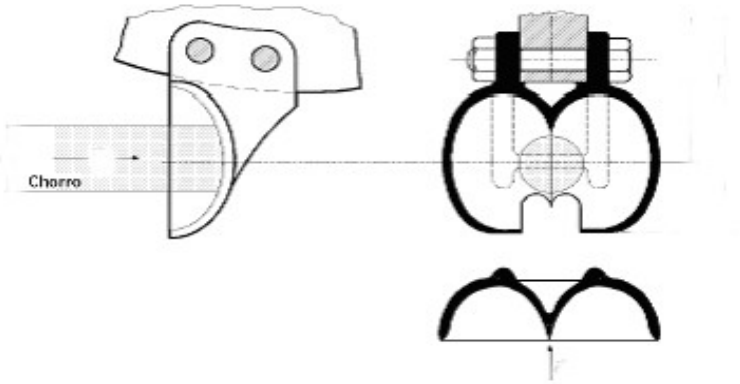



**Fig. 2.20 Forma de la cazoleta**

**Inyector.-** El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro ***d*** se mide en la sección contraída, situada aguas debajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire. Fig. 2.21.

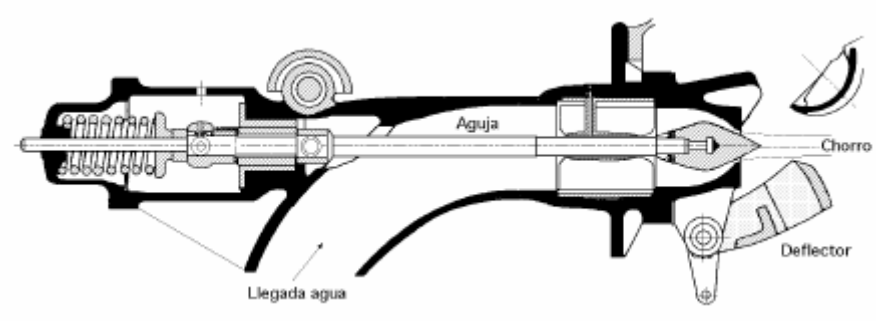



**Fig. 2.21 Inyector**

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera ***x*** de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada **deflector**, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo. Fig.2.22.

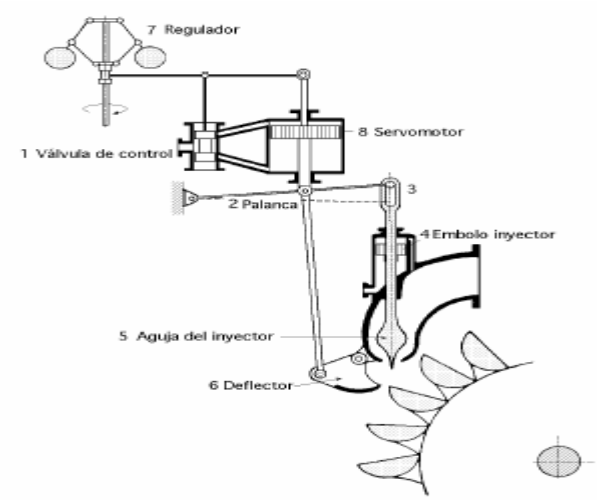



**Fig. 2.22 Regulador simple**

Cuando se dispone de un sólo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina ***diámetro Pelton***, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro del rodete.

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo $\cong 30°$, saliendo el agua de las cucharas sin interferir al rodete, Fig. 2.23.

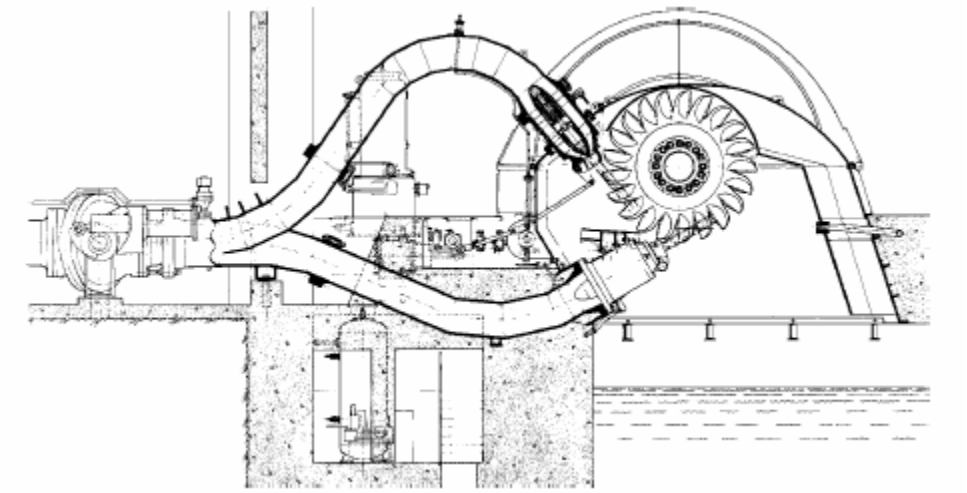


**Fig. 2.23 Turbina Pelton de dos inyectores**

Para un numero superior de inyectores, Fig. 2.24, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro d superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad especifica por chorro, en función del salto.

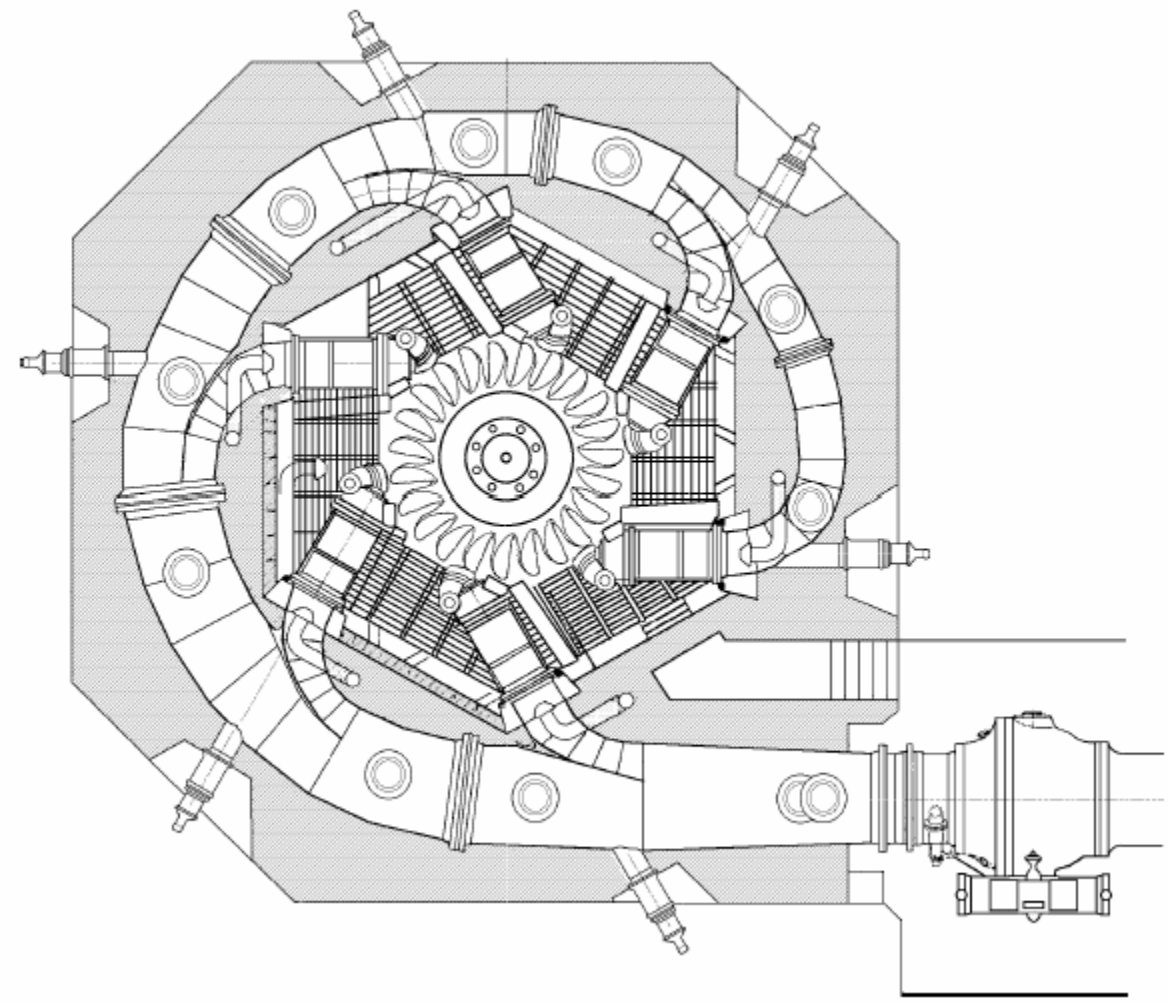


**Fig. 2.24 Turbina Pelton de 6 inyectores**

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor, sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

## 2.4.2. TURBINA FRANCIS

Las turbinas Francis, Fig. 2.25, son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete, este tipo de turbinas corresponde a las de reacción.

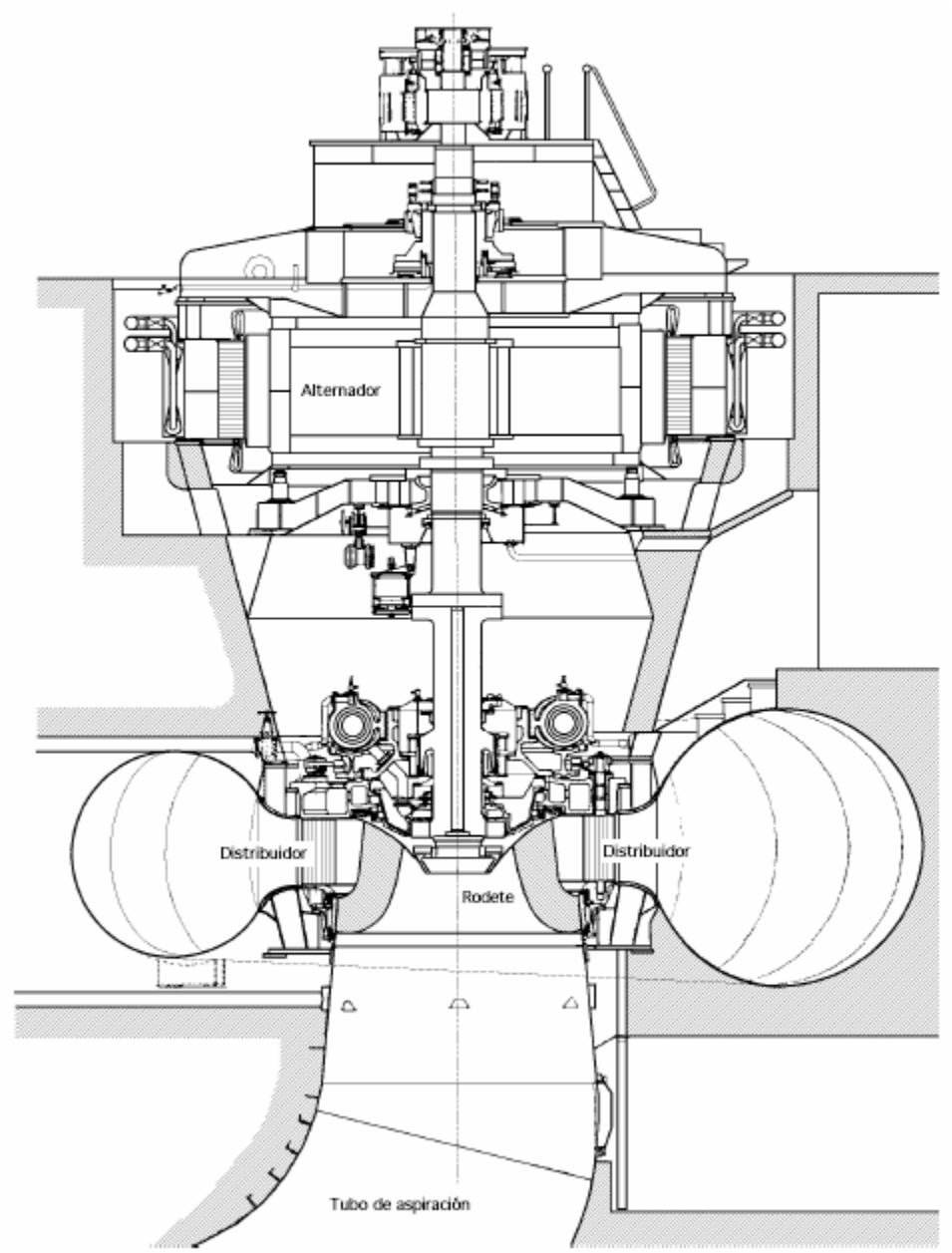



**Fig. 2.25 Esquema general del montaje de una turbina Francis**

Esta turbina resulta de aplicación muy práctica en aquellos casos en que puede ser utilizada por la altura y velocidad específica, en estas turbinas el agua circula en buenas condiciones con buena regularidad y hasta un elevado número de revoluciones, siendo éstas las principales razones, aunadas a su fácil acceso al rodete, por las que son muy usadas.

Con relación a las turbinas Pelton que giran cuando el chorro de agua proporciona la energía cinética a los alabes de la turbina transformando la energía en trabajo mecánico, en tanto que, por el contrario, el rotor de las turbinas de reacción (Francis y Kaplan), gira dentro de una corriente de agua continua.

El rotor de la turbina Francis se puede definir como: "Un rotor está constituido por un cierto número de paletas con curvatura especial, fijas y estructuradas entre las coronas interna y externa".

El agua que sale del rotor con velocidades grandes entra en el tubo de succión en donde se retarda con velocidades de 1.5 a 2 m/seg, en la salida del tubo. La forma del tubo de succión es muy importante para que la recuperación de la energía cinética remanente ocurra con un mínimo de pérdidas.

Generalmente el agua se conduce al rotor por la caja espiral, sólo las turbinas pequeñas son colocadas en el fondo de una cámara de agua abierta y los órganos de regulación que se encuentran todos sumergidos. A una tubería forzada se encuentra ligada una caja de acero en forma de espiral completa de sección circular, internamente tiene dos anillos y aletas cuya finalidad es cerrar mecánicamente los dos anillos y reorientar la entrada de agua al rotor, Fig. 2.26.

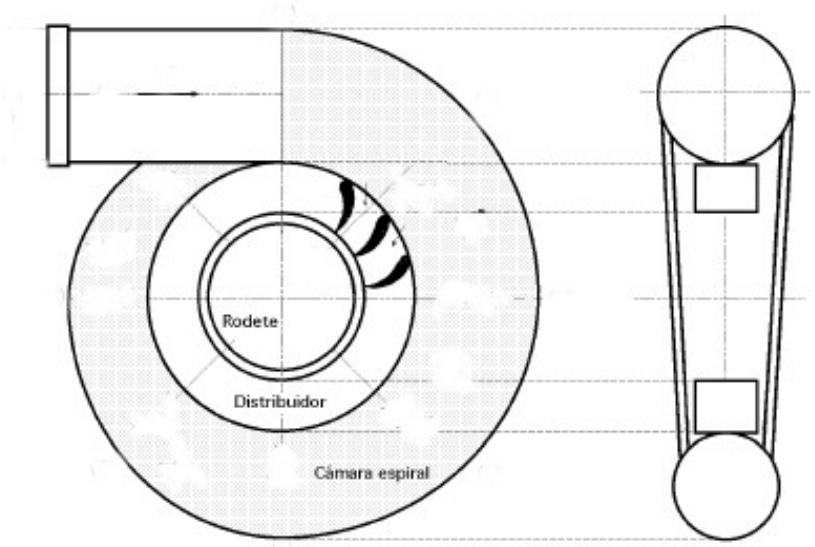



**Fig. 2.26 Cámara espiral de una turbina Francis**

En las centrales de baja caída en que la caja espiral está unida directamente con la toma de agua, la espiral se puede construir de concreto y en realidad es una semi-espiral y es común encontrarlas de sección rectangular.

Enfrente de la entrada del rotor se encuentra un distribuidor en forma de anillo de aletas ajustables que pueden girar un cierto ángulo a fin de controlar la descarga. Los ejes de las aletas pasan por la tapa de la turbina y llevan manivelas unidas al anillo distribuidor.

El **distribuidor** tiene como misión dirigir convenientemente el agua hacia los alabes del rodete, regulando el caudal admitido, y modificando de esta forma la

potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de carga de la red, Fig. 2.27. Para la regulación de la admisión de agua, en las turbinas de reacción, se usa el principio de las paletas directrices las cuales se disponen tangencialmente a la rueda, interceptando el paso del agua o también radialmente dejando la máxima sección libre para el paso del agua. El comando de las paletas directrices es por medio de una acción indirecta del servomotor.

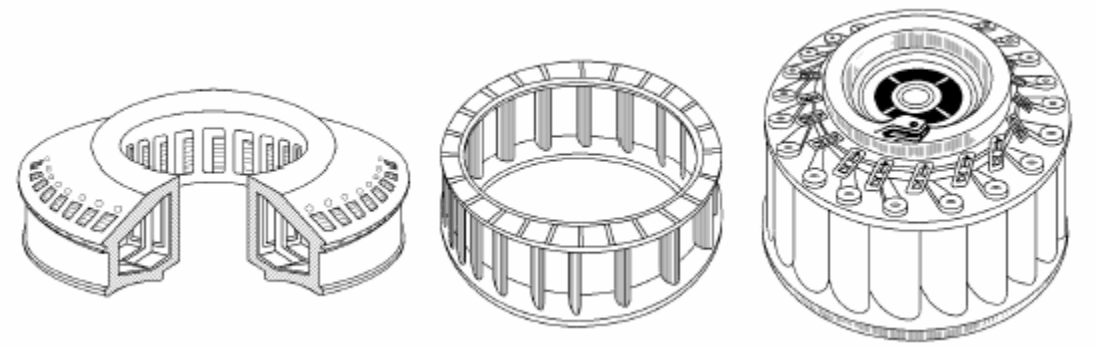


**Fig. 2.27 Directrices del distribuidor**

Las turbinas Francis se construyen para caídas entre 20 y 600 m, pero su velocidad específica ($n_S$) varía en esa área entre cerca de 510 y 410, y la forma del rotor de la turbina depende de la velocidad específica.

**Rodetes Lentos.-** Los rodetes lentos, Fig. 2.28, se utilizan en los grandes saltos; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento en el diámetro $D_1$ del rodete respecto al del tubo de aspiración $D_3$. Su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y 100. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas. Los alabes tienen forma especial, aumentando su espesor a fin de que su cara posterior guíe el chorro que atraviesa el rodete deslizándose en contacto con las paredes de los alabes, ya que de no ser así el chorro se despegaría de la cara posterior de los mismos, originando remolinos.

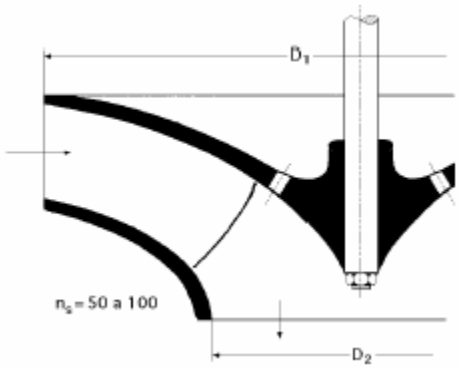



**Fig. 2.28 Rodete Francis lento**

**Rodetes Normales.-** Los rodetes normales, Fig. 2.29, se caracterizan porque el diámetro $D_1$ es ligeramente superior al del tubo de aspiración $D_3$. El agua entra al rodete radialmente y sale de él axialmente, entrando así al tubo de aspiración. Se alcanza un $n_S$ comprendido entre 125 y 200 rpm.

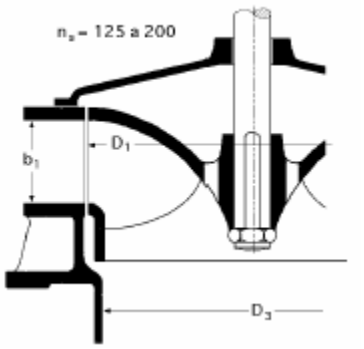



**Fig. 2.29 Rodete Francis normal**

**Rodetes Rápidos.-** Los rodetes rápidos, Fig. 2.30, permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores $n_S$ comprendidos entre 225 y 500. El diámetro del rodete $D_1$ es menor que el $D_3$ del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales, favorece el aumento del número de revoluciones; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodete y el distribuidor, sin que ello tenga apenas ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete, en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento.

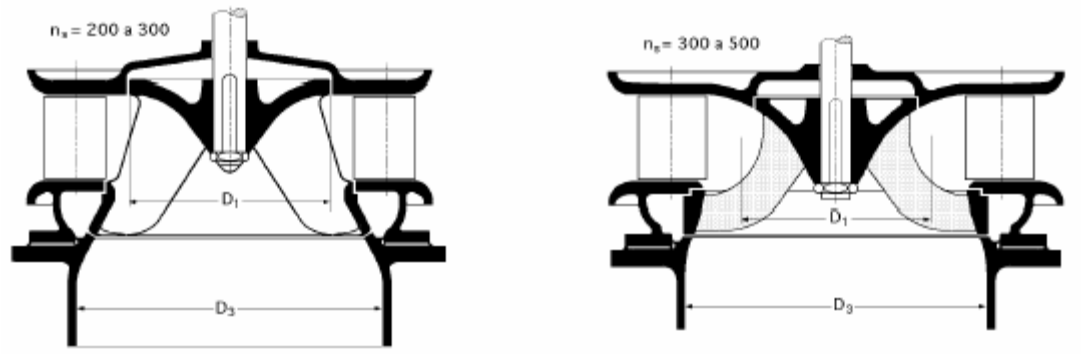



**Fig. 2.30 Rodetes Francis rápidos**

## 2.4.3 TURBINA KAPLAN

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical, por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en algunas minicentrales hidráulicas, Fig. 2.31.

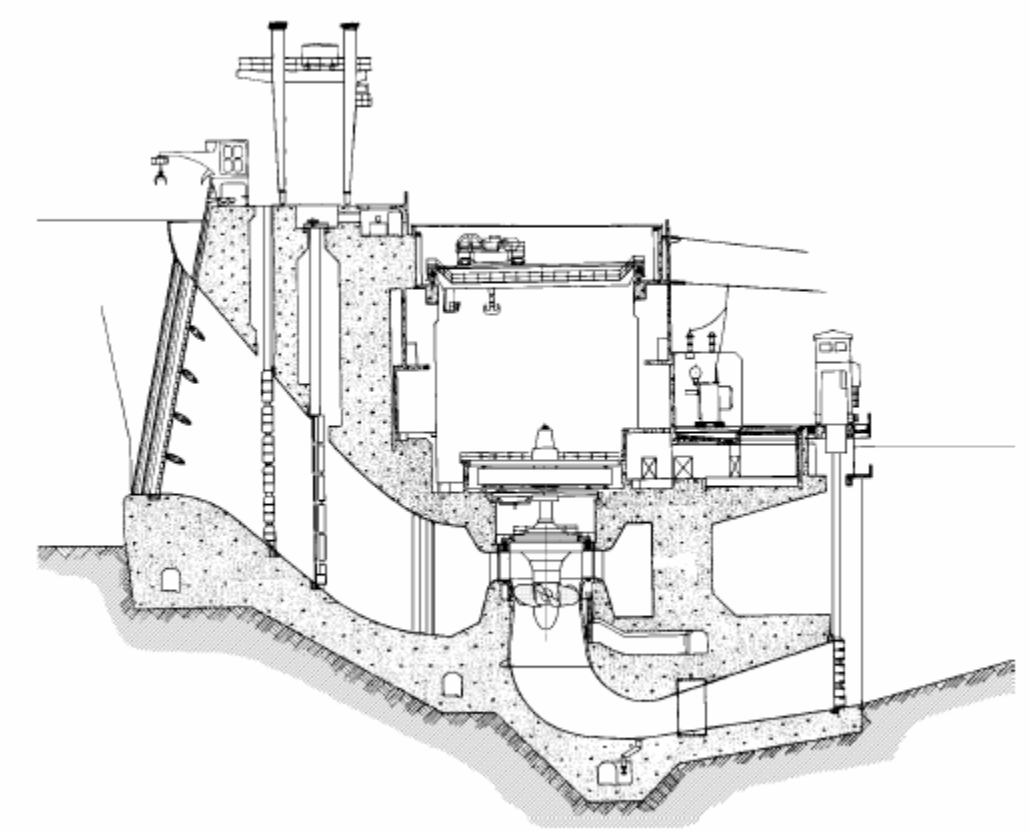


**Fig. 2.31 Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan**

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas $n_S$ mayores de 450, conduce a las turbinas Hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con $n_S$ del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco, cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan, en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y así mismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se les denomina turbinas Bulbo, Fig. 2.32.

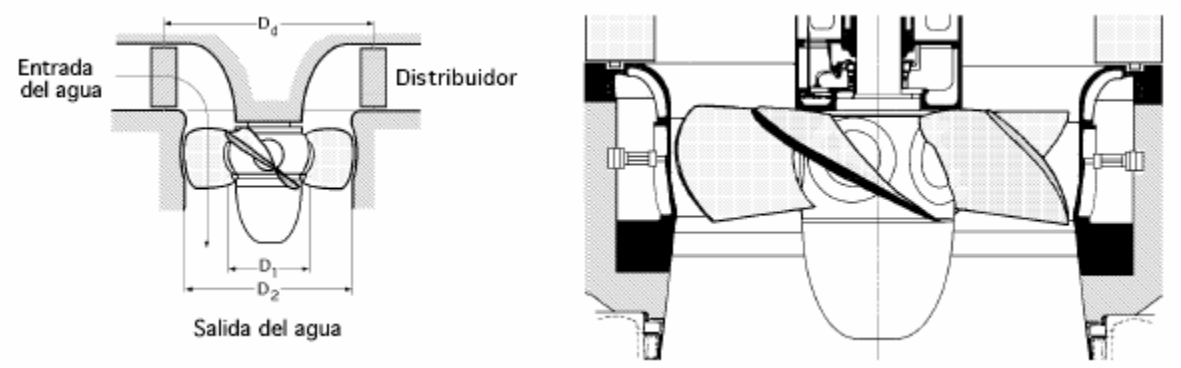



**Fig. 2.32 Turbina Kaplan**

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice, o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0.4 del diámetro del tubo de aspiración, con lo que se mejora mucho la circulación del agua, alcanzándose valores de $n_S$ por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis y se sitúan algo por encima del rodete.

En el interior del cubo se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que el número de las mismas sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete.

En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la regulación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.

## 2.5 BIBLIOGRAFIA DEL CAPITITULO

- Pedro Fernández Diez, "Turbinas de Vapor", Universidad de Cantabria. 1996

- Pedro Fernández Diez, "Turbinas de Gas", Universidad de Cantabria. 1996

- Pedro Fernández Diez, "Turbinas Hidráulicas", Universidad de Cantabria. 1996

# 3. TIPOS DE FALLAS EN TURBOGENERADORES DE POTENCIA

## 3.1 FALLAS ELÉCTRICOS

### Descargas parciales

Las descargas parciales afectan al sistema aislante de los devanados del estator, provocando el deterioro en las pinturas conductoras y graduadoras, la ionización de bobinas de diferente fase en cabezales, un alto contenido de cavidades internas, entre otros.

El fenómeno de descargas parciales se puede clasificar en tres categorías: descargas internas, descargas externas y otras fuentes de descargas.

Las descargas internas son generadas por problemas de:

a) Cavidades en el aislamiento principal por defectos de manufactura.
b) Delaminación del aislamiento por la acción de los cambios cíclicos de temperatura.

Las descargas externas incluyen problemas de:

a) Inadecuada graduación de campo eléctrico.
b) Desconexión de resistencia equipotencial en generadores con enfriamiento directo de hidrógeno.
c) Deterioro de la pintura conductora en la región activa.

En la categoría de otras fuentes que se registran en los mapas de descargas, se cuentan:

a) Descargas corona en equipos ajenos al generador.
b) Pulsos originados por los procesos de conmutación del sistema de excitación.
c) Interferencia.

### Descargas Internas:

### Cavidades en el aislamiento principal por defectos de manufactura o por delaminación.

Esta clase de descargas ocurren en los aislamientos de los equipos eléctricos por la presencia de materiales extraños que se caracterizan por tener una baja rigidez dieléctrica, en comparación con la rigidez dieléctrica de los materiales aislantes que constituyen dichos equipos.

Dentro de las inclusiones que pueden llegar a originar las descargas parciales en los equipos eléctricos, se mencionan las siguientes:

- Burbujas gaseosas producidas en la fabricación o por un proceso delaminación del aislamiento principal.
- Partículas extrañas.
- Protuberancias metálicas.

En las figuras 3.1 y 3.2 se muestran algunas fallas por descargas parciales internas.



**Fig. 3.1 Falla del aislamiento interlaminar del núcleo**

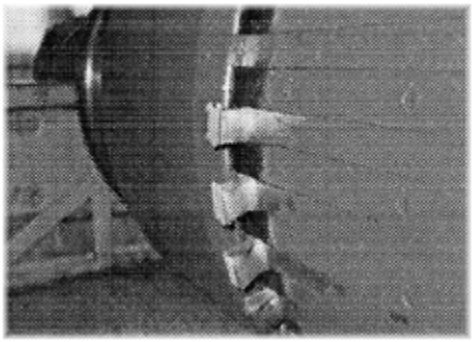


**Fig. 3.2 Falla del aislamiento**

## Descargas parciales externas:

## Problemas de graduación de campo eléctrico

Por lo general, los problemas de graduación de campo eléctrico se originan debido al deterioro de la pintura o cinta de graduación. Lo que, a su vez, es provocado por raspaduras, desprendimiento de capas, mala colocación, materiales caducados o bien, por la proximidad de las fundas metálicas de los sensores de temperatura con las zonas de alto voltaje a la salida de los cabezales.

En los generadores con problemas de graduación de campo eléctrico, se corre el riesgo de que se presenten rompimientos dieléctricos en aire, zonas de alto voltaje

y partes metálicas o, entre cabezales de diferente fase. La constante actividad de descargas externas, puede deteriorar el sistema aislante hasta generar una falla, Fig. 3.3.

Las deficiencias de graduación de campo eléctrico generan ionización externa que puede ser de fase a tierra o entre fases.

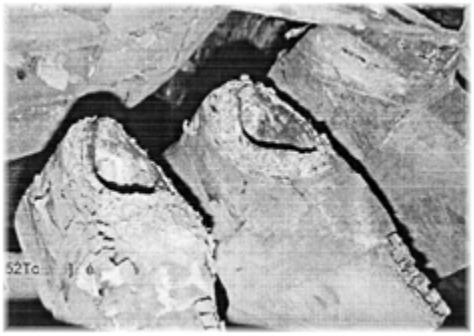


**Fig. 3.3 Falla entre fases del devanado del estator**

## Deterioro de la pintura conductora (descargas a la ranura)

Las bobinas del estator deben quedar perfectamente ajustadas en las ranuras para soportar los esfuerzos electromagnéticos a los que se ven sometidos por la acción del rotor. Si la bobina tiene libertad de movimiento se fricciona contra la pared de la ranura y da lugar a la pérdida de pintura conductora.

Cuando el área afectada es suficientemente grande, provoca que la bobina opere eléctricamente flotada. Ello origina descargas parciales externas (descargas a la ranura). La ocurrencia de dichas descargas acelera la pérdida de la pintura conductora, provocando que las descargas incrementen su nivel, Fig. 3.4.



**Fig. 3.4 Descargas a la ranura**

## Falla de fases del estator del generador

Una falla de fase en el devanado del estator del generador es siempre considerada como sería debido a las altas corrientes encontradas y el daño potencial a los

devanados de la máquina, así como a las flechas y el acoplamiento. Los largos tiempos de reparación para máquinas severamente dañadas pueden ser muy costosos; por consiguiente, también generan altos costos por reemplazo de potencia mientras la máquina está fuera de servicio. Por lo tanto, es muy importante minimizar el daño debido a fallas en el estator. Para agravar esta situación, la corriente de falla de un generador fallado no se interrumpe cuando el campo del generador es disparado y el generador es separado del sistema. La energía almacenada en el campo continuará alimentando corriente de falla por varios segundos.

## Falla a tierra en el campo

El circuito de campo de un generador es un sistema de corriente directa no puesto a tierra. Una sola falla a tierra generalmente no afectara la operación de un generador ni producirá efectos de daño inmediato. Sin embargo, la probabilidad de que una segunda falla a tierra ocurra es mayor después que la primera falla a tierra ha ocurrido. Cuando se tiene una segunda falla a tierra, una parte de devanado de campo estará corto circuitada, produciendo por lo tanto flujos desbalanceados en el entrehierro de la máquina. Los flujos desbalanceados producen fuerzas magnéticas desbalanceadas las cuales dan como resultado vibración y daño de la máquina. Una tierra en el campo también produce calentamiento del hierro del rotor debido a las corrientes desbalanceadas, las que dan como resultado temperaturas desbalanceadas que pueden causar vibraciones dañinas.

## Falla por frecuencia anormal

Tanto el generador como la turbina están limitados en el grado de operación a frecuencia anormal que puede ser tolerados, a frecuencias reducidas se tendrá una reducción en la capacidad del generador. La turbina, especialmente turbinas de vapor y gas, es considerada más estricta que el generador a frecuencias reducidas debido a las posibles resonancias mecánicas en las muchas etapas de los alabes de las turbinas. La desviación de la velocidad nominal bajo carga traerá estímulos de frecuencias cercanos a una o más de las frecuencias naturales de los varios alabes y habrá un incremento en los esfuerzos vibratorios. A medida que se incrementan los esfuerzos vibratorios, el daño es acumulado, lo cual puede conducir a la fractura de algunas partes de la estructura de los alabes.

## Falla por perdida de campo

La pérdida parcial o total de campo de un generador síncrono es perjudicial tanto al generador, como al sistema de potencia al cual está conectado. La condición debe ser conectada rápidamente y el generador debe ser aislado del sistema para evitarle daños. Una condición de pérdida de campo no detectada puede tener

también un impacto devastador sobre el sistema de potencia, causándole una pérdida del soporte de potencia reactiva y creando una toma sustancial de potencia reactiva. En generadores grandes esta condición puede contribuir a, o incluso provocar un colapso de tensión del sistema de una gran área.

### Falla por perdida de sincronismo

La condición de perdida de sincronismo causa altas corrientes y esfuerzos en los devanados del generador y altos niveles de pares transitorios en la flecha. Si la frecuencia de deslizamiento de la unidad con respecto al sistema de potencia se aproxima a una frecuencia torsional natural, los pares pueden ser lo suficientemente grandes para romper la flecha. Por lo tanto, es deseable disparar inmediatamente la unidad, puesto que los niveles de par en la flecha se forman con cada ciclo subsecuente de deslizamiento. Esta formación es el resultado del continuo incremento de la frecuencia de deslizamiento, la cual pasa por la primera frecuencia torsional natural del sistema de la flecha. Los eventos de deslizamiento de los polos pueden también dar como resultado un flujo anormalmente alto en el hierro de los extremos del núcleo del estator, el cual puede llevar a un sobrecalentamiento y acortamiento de los extremos del núcleo del estator.

## 3.2 FALLAS EN FLECHAS POR ROZAMIENTO

Durante la operación de la turbina de vapor, el rozamiento por rotación con partes inmóviles puede ocurrir debido a: altas vibraciones del rotor, falla en las chumaceras, fenómeno de inducción de agua, problemas de alineación de la turbina, deformación de partes inmóviles del rotor por razones térmicas, etc. Fig. 3.5.



**Fig. 3.5 Marcas de rozamiento en la flecha**

### Vibraciones del rotor

Históricamente las fallas en el turbogenerador, Fig. 3.6, en los componentes del rotor son debidas a la fatiga torsionalmente inducida por alto ciclaje (anillos

retenedores, grietas en la flecha, grietas en la base de los álabes) han sido catastróficas y con pequeñas advertencias. Las vibraciones torsionales de rotores, que es la causa de la fatiga, son generalmente esporádicas, fenómenos transitorios provocados por cambios de carga repentinas en la red y/o cargas inter-armónicas las cuales duran de segundos a minutos.



**Fig. 3.6 Falla por los anillos retenedores**

Muchas veces estos eventos transitorios no sobre excitan a la torsión resonante de la flecha del turbogenerador, pero ocasionalmente hay una coincidencia de las formas de onda características transitorias y torsiones resonantes resultando en severos ciclos de altas tensiones. La acumulación de estos ciclos puede conducir al inicio de una grieta o falla por fatiga.

Dos tipos de cambios en el sistema turbogenerador pueden causar vibraciones torsionales: a) Perturbaciones en la turbina y b) perturbaciones en la red eléctrica. Las perturbaciones en la red eléctrica son debidas a cambios repentinos en la red tal como arrancadores de motores y operaciones en el arco de la caldera.

Todas las fuentes de perturbaciones tienen características de tiempo, frecuencia y amplitud que únicamente afectara a la rotación de la flecha y se manifestara como una vibración torsional.

## Falla en las Chumaceras

**Daño por desgaste**. El desgaste generalmente resulta en un deterioro gradual de los componentes de las chumaceras, los cuales se dirigen a la perdida de dimensiones y otros problemas asociados, Fig. 3.7. La falla por desgaste no significa que las chumaceras serán quitadas únicamente porque cambiaron de condiciones o separaciones. Las condiciones secundarias que surgen del desgaste pueden llegar a ser la falla predominante del mecanismo. Los lubricantes pueden

ser afectados o llegar a ser contaminados al grado donde la lubricación es severamente disminuida. A tensiones dadas pueden estar generando que pueden servir como sitios de principio de grietas.



**Fig. 3.7 Daño por desgaste**

**Deficiencia de lubricación**. Los problemas de lubricación pueden ser asociados con inadecuados lubricantes, un ineficiente sistema de lubricación, o una combinación de estas condiciones. Idealmente, los elementos rodantes son separados de las pistas por una película de EHL, de este modo minimizan la fricción y desgaste en los componentes de las chumaceras. Las chumaceras inapropiadamente lubricadas producen varias condiciones, las cuales conducen al deterioro progresivo en superficies contactos y disminución de vida.

En etapas iniciales del desgaste involucran deformaciones plásticas por moler las asperezas en el surco, las cuales, en consecuencia funciona en frío, fracturas que producen plaquetas finas de acero, Fig.3.8.

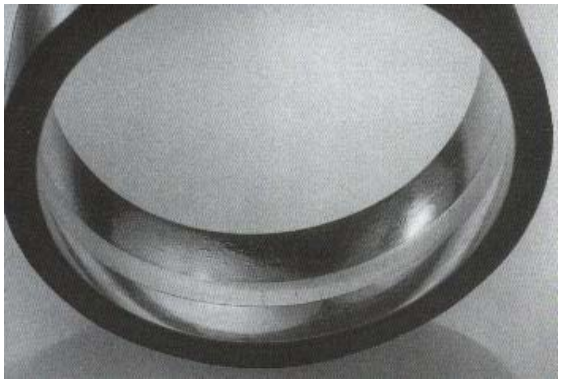


**Fig. 3.8 Deficiencia por lubricación**

## Alineamiento del Turbogenerador

El alineamiento de las maquinas ha sido realizados por mas de 200 años, las razones no han sido siempre obvias, pero en el mundo moderno la necesidad del alineamiento es de conocimiento común. Con la maquinaria optimizada de ahora,

el alineamiento es una parte vital en el diario trabajo de mantenimiento. Las maquinas necesitan estar en línea continuamente con mínimo de interrupciones. Cerca del 50% de todas las averías de las maquinas son causadas por el desalineamiento.

El desalineamiento es la desviación de la posición relativa de la flecha con el eje colineal de rotación cuando el equipo esta funcionando en condiciones normales de operación. Uno de los indicios mas importantes de problemas debidos a falta de alineamiento y a ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial  axial. Los tres tipos básicos de falta de alineamiento en el acoplamiento son angular, en paralelo y una combinación de ambos, Fig. 3.9 y 3.10.

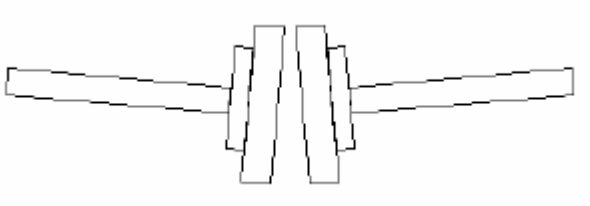


**Fig. 3.9 Desalineamiento Angular**

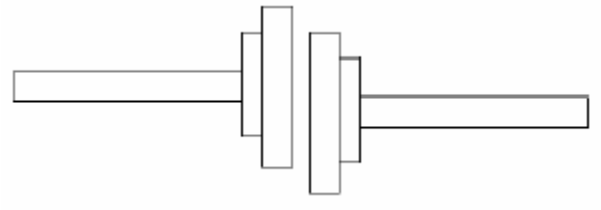


**Fig. 3.10 Desalineamiento Paralelo**

Hay muchos síntomas indicando desalineamiento, por ejemplo: fallas prematuras en chumaceras, sellos, flecha y acoplamientos, altas temperaturas en o cerca de las chumaceras o alta temperatura en el aceite de descarga, el acoplamiento esta caliente mientras esta funcionando e inmediatamente después la unidad se apaga, excesiva cantidad de grasa en el dispositivo de seguridad del acoplamiento, tornillos flojos en la cimentación, expansión térmica, etc, Fig. 3.11.

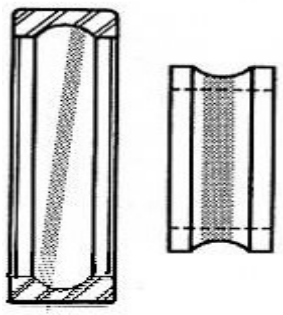


**Fig.3.11 Síntoma de desalineamiento**

## 3.3 FALLAS POR FRACTURAS

La fractura de materiales es siempre un hecho indeseable por varias razones, las que incluyen, la seguridad de vidas humanas, perdidas económicas y la interferencia con la disponibilidad de productos y servicios.

Los rotores de turbinas de vapor y de gas se encuentran en el grupo de elementos críticos que soportan las cargas mas severas en las centrales termoeléctricas. Las turbinas de vapor de alta presión y alta temperatura operan usualmente en rangos que van de 315 °C hasta 565 °C, donde la fragilidad del revenido puede afectar la vida remanente de los rotores, flechas y discos de turbinas. En las turbinas de gas, la temperatura de operación, es decir la de combustión, comúnmente oscila entre los 900 °C y los 1400°C y, en casos especiales, llega a temperaturas mayores. Sin embargo debido al sistema de enfriamiento que tienen, la temperatura máxima el cuerpo del rotor se encuentra en el rango de las temperaturas antes mencionadas para turbinas de vapor y se presenta en ellos el mismo problema que en los rotores de turbinas de vapor: la fragilidad de revenido.

Muchas turbinas llevan de 25 hasta 35 años en servicio y, debido a esta situación, los rotores fabricados con aceros de baja aleación al Cr-Mo-V son mas propensos a problemas como fragilidad de revenido, fatiga, fatiga térmica, termofluencia, fractura frágil, erosión, corrosión y corrosión por esfuerzos. También se registro una mayor incidencia de fallas en rotores, además del riesgo potencial de falla debido a problemas de diseño, fabricación, operación o causas ajenas. Si se presenta una falla catastrófica en un rotor, las consecuencias son paros forzados prolongados de la turbina y severas perdidas económicas para el usuario afectado.

Por ejemplo, en la Fig. 3.12 hay una vista general de los discos del rotor de una turbina, donde dos álabes de la etapa 1 salieron radialmente de las ranuras del disco y se fracturaron seis álabes adyacentes de acuerdo con la rotación del rotor. Los dientes de las ranuras en el disco fueron deformados plásticamente debido a la fuerza centrífuga de los álabes, como se muestra en la Fig. 3.13. En total cinco ranuras del disco fueron dañadas. Antes de que la unidad saliera de operación, los álabes fueron desplazados axialmente en el disco, lo que redujo la sección de carga de la ranura (dientes), resultando en esfuerzos excesivos en los dientes muy por arriba del limite de cedencia del material y de su deformación plástica. De igual forma, todos los álabes de las 2 etapas de la turbina fueron dañados debido a un fuerte rozamiento, como se ve en la Fig. 3.12.



**Fig. 3.12 Disco del rotor de la turbina**



**Fig. 3.13 Daños en los dientes de la ranura del disco**

El siguiente caso de daño, es representativo de una fractura en el costado de la superficie de un álabe. La principal fractura en la superficie es aproximadamente elíptica, y tiene una maraña lisa en la superficie fracturada rodeado por un borde de corrosión por fricción y componentes de la superficie fracturada, Fig. 3.14.



**Fig. 3.14 Fractura en el costado de un álabe**

Hay continuamente reportes de daños significativos de unidades turbogeneradoras a consecuencia de interacciones entre torques eléctricos y frecuencias naturales de la flecha del sistema turbogenerador. La consecuencia del daño de las interacciones torsionales ha incluido perdida completa o parcial de los álabes de la

turbina de baja presión, separación de los anillos retenedores del generador y componentes del fuelle, y grietas en lugares de alta tensión a lo largo de la flecha del turbogenerador, Fig. 3.15.

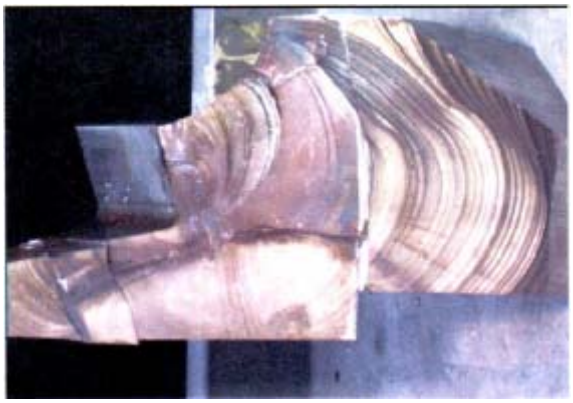


**Fig. 3.15 Flecha de Generador con grieta**

Otro ejemplo de una fractura, ahora en una turbina Francis, instalada en una central generadora hidráulica, que fallo después de pocos meses de operación, debido a una fractura de la flecha principal cerca del impulsor, Fig. 3.16. La fractura fue resultado del continuo contacto entre la flecha y el impulsor, durante la operación ocurrió un ataque combinado de micromovimientos (fricciones mecánicas) y oxidación, en una etapa después, se formo una grieta y finalmente la fractura por fatiga.



**Fig. 3.16 Fractura en la flecha de una turbina Francis**

## 3.4 FALLAS POR IMBALANCES

Básicamente imbalance en un rotor denota que el centro de gravedad y el centro geométrico de un disco no están en el mismo lugar. Éstos dos puntos pueden nunca estar iguales aun para un disco perfectamente hecho, puesto que el material es no homogéneo. Muchos de los discos están hechos para cargar accesorios como álabes, todos los álabes montados no pueden ser exactamente idénticos. Rotores de generadores son hechos con demasiados embobinados y no

pueden estar fabricados para ser perfectamente simétricos unos con respecto a otros.

El problema es más complejo con maquinaria intercambiable, motores de combustión interna, compresores intercambiables, etc. Es de conocimiento común que una parte intercambiable no puede estar balanceada para una parte rotatoria. En estas maquinas, hay un imbalance residual pesado en su etapa de diseño. Motores multicilíndro ayudan a reducir el imbalance en el sistema, aun entonces no puede ser posible eliminar el imbalance secundario (imbalance en el doble de la velocidad rotacional).

A altas velocidades y a altas temperaturas es ventajoso conseguir altas eficiencias térmicas y teóricamente cualquier cantidad de potencia puede ser generada con un simple cilindro. Sin embargo, un arreglo de un simple cilindro es imposible aún para velocidades moderadas. Para maquinas con mas capacidad, unos cientos de megawatts, es imperativo que tengamos solo partes rotatorias y eso es donde tenemos turbinas de gas, turbinas de vapor, compresores centrífugos, etc.

Hay tres tipos de imbalances; imbalance estático, imbalance par e imbalance dinámico (una combinación de los dos primeros).

**Imbalance Estático**. Se da cuando el eje principal de inercia del rotor se encuentra desplazado paralelamente al eje del árbol, Fig. 3.17.

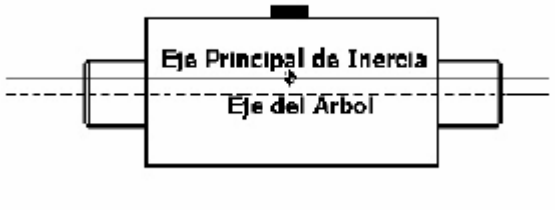



**Fig. 3.17 Imbalance Estático**

**Imbalance Par**. Se presenta cuando el eje principal de inercia del rotor y el eje del árbol intersecan en el centro de gravedad del rotor pero no son paralelos, Fig. 3.18.

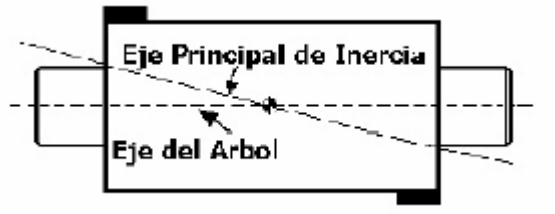



**Fig. 3.18 Imbalance Par**

**Imbalance Dinámico**. Este ocurre cuando el eje principal no es paralelo ni interseca en el centro de gravedad de la pieza al eje del árbol, Fig. 3.19.

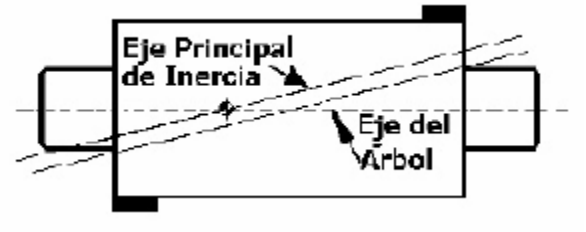



**Fig. 3.19 Imbalance Dinámico**

El imbalance usualmente causa a las chumaceras tener una carga dinámica más alta que sus especificaciones de diseño, la cual sucesivamente causa a las chumaceras fallar debido a fatiga.

## Falla debido a fatiga en chumaceras

Esta es causada por la imposición de una carga dinámica en exceso en la fuerza de fatiga de los materiales de la chumacera a la temperatura de operación. La fuerza de la fatiga especialmente en materiales de bajo punto de fusión tal como metales y cubiertos con base de plomo son mas reducidos a altas temperaturas, por eso el sobrecalentamiento solo puede causar daño por fatiga, Fig. 3.20. Otras causas son sobrecarga, ciclaje de carga desequilibrada debido a sobrevelocidad, ejes realmente no cilíndricos debido a defectos de manufactura.



**Fig. 3.20 Falla por fatiga**

Una vez que se ha formado un hoyo por fatiga en la chumacera, este coloca un punto de daño de debilidad o fatiga en progreso alrededor del componente. En esta condición, aunque la chumacera puede haber hecho ruido, esta aun realizando su función de guiar la flecha y no puede estar realmente dicho que ha fallado en términos convencionales. El colapso de la chumacera ocurre cuando la fractura del componente da una tensión colocada al hoyo de la fractura, Fig. 3.21.

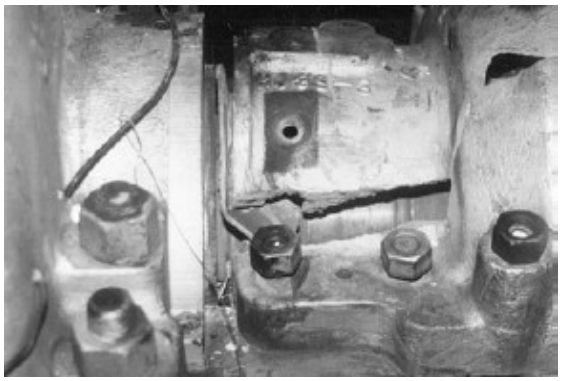


**Fig. 3.21 Daño por fatiga**

## 3.5 BIBLIOGRAFIA DEL CAPITULO

- L. Maretto, G. Zanolo, "Improvement of Reliability and Performances of Steam Turbines Operating in Old Power Plants", Ansaldo Energía, Genova – Italia, Febrero 1999.

- Larry S. Dorfman, Miroslav Trubelja, "Torsional Monitoring of Turbine-Generator for Incipient Failure Detection", Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop, August 17-20, 1999, St. Lois, Missouri.

- Oscar A. Reyes M, H. Octavio de la Torre V, "Sistema AnGel: Aspectos Teórico-Prácticos para el Diagnostico de Generadores en Operación", Boletín IIE, Abril-Junio, 2005.

- R. Gordon Kirk, Zenglin Guo, "Expert System Source Identification for Excessive Vibration", Virginia Polytechnic and State University, Blacksburg, Virginia, USA, October 2001.

- Tedric A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", 4a. Edición, Ed. John Wiley and Sons.

- j. s. Rao, "Vibratory Condition Monitoring of Machines", Ed. Narosi Publishing House, New Delhi, India.

- Erwin Bauer, "Subsurface Flank Fractures Threat to Turbine Gears", Safety an Technology, Allianz Global Risk Report 1/2000.

- John Pietrovski, "Benefits Shaft Alignment", Fixtur Laser

- Zdzislaw Mazur C., et. al., "Reparación por Soldadura de Rotores de Turbinas de Vapor y de Gas Fabricados con Aceros al Cr-Mo V", Aplicaciones Tecnológicas, Boletín IIE, Abril-Junio, 2003.

- Peter Heimgartner, et. al., "Failure Analysis: A First Step to Failure Prevention", Sulzer Innotec, Sulzer Technical Review 4/2004.

- http://www.tribology.co.uk/services/investigate/rb02-0.htm, Neale Consulting Engineers.

# 4. MODELADO DE LA OPERACIÓN DE LOS TURBOGENERADORES

Con la finalidad de poder dimensionar y probar algunas de las propuestas de detección de fallos en sistemas turbogeneradores, se consideró indispensable realizar modelos matemáticos y simularlos en computadora. Se planteó poder introducir fallos simulados sencillos en algunas de estos sistemas e intentar detectarlos en el ambiente de simulación.

Los modelos propuestos se basaron en propuestas que han publicado diferentes expertos en el tema o en literatura técnica de libre acceso, tratando siempre de usar modelos basados en principios físicos, y de ser posible en modelos de orden reducido. Modelos que nos den una primera aproximación a su dinámica y que pudiesen representar los fallos más importantes reportados.

Los modelos propuestos no pretenden simular la dinámica de los turbogeneradores en cualquier condición posible de operación ya que en principio sólo se pretende usar el modelo para generar condiciones de operación normal o nominal y poder detectar cuando los sistemas modelados se salen o se van desviando de dichas condiciones.

## 4.1 MODELADO DE LA TURBINA DE VAPOR

El diagrama de la turbina de vapor se muestra en la Fig. 4.1., en él se observa como está constituida la turbina, así como también las ecuaciones del comportamiento dinámico de la flecha tanto de alta como baja presión. En el diagrama podemos resaltar los siguientes aspectos, la entrada de vapor $W_c$ a la presión P se divide en dos tuberías, una de las cuales se dirige a la válvula de derivación $O_{vd}$ con su respectivo flujo $W_d$, y la otra con su válvula de alta presión Ovh con un flujo de vapor $W_h$ a la turbina de alta de alta presión, a la salida de ésta primera turbina el vapor se recalienta a una presión $P_r$ que antes de introducir el vapor pasa por una válvula de baja presión Ovl con un flujo $W_l$ hacia la turbina de baja presión. Ambas flechas tanto de la turbina de alta presión como la de baja presión están acopladas a la flecha del generador.

### Modelo de la turbina de vapor

Con el siguiente conjunto de ecuaciones realizamos el modelo dinámico de la turbina de vapor en simulink, el modelo en simulink se muestra en la figura 4.2.

El modelo que se presenta a continuación pretende representar la respuesta de una turbina que se encuentra en estado estacionario y que puede sufrir pequeñas alteraciones a esta condición, debidas a pequeños cambios en las condiciones de frontera, en las variables de estado o en los parámetros. La idea es poder "seguir" la dinámica de la turbina de vapor al presentarse una falla cuando aún es incipiente. El modelo de ninguna manera pretende ser aplicado a cambios extremos o de amplio espectro y puede pensarse como una expresión linearizada de modelos mas detallados.

En particular, el flujo de vapor yendo directamente al condensador o al recalentador de vapor entre la turbina de vapor de alta y la de baja puede se aproximado por una función bilineal de la apertura del vertedero y la presión en el cabezal igualador a la entrada de la turbina, como sería en el caso de tener varias líneas de vapor alimentando a la turbina de alta presión. Este flujo sirve en general para controlar la presión en esta parte del sistema de suministro de vapor. La constante de resistencia al flujo debe determinarse experimentalmente y unos pocos datos alrededor del punto de operación en cuestión fácilmente nos pueden proporcionar este valor.

$W_d = K_d O_{vd} P$ Flujo de Vapor del Vertedero

En cambio para el flujo de vapor pasando por la turbina de alta presión este depende en primera aproximación de las presiones de entrada y salida de la

misma, donde nuevamente la resistencia debe ser determinada para cada punto de operación estacionaria deseada:

$W_h = K_h O_{vh}(P - P_r)$ Flujo de Vapor de alta presión

Esto conduce a un flujo total extraído del cabezal igualador

$W_C = W_h + W_d$ Flujo total de Vapor

Por otra parte, la dinámica de la presión en el recalentador depende principalmente del balance de flujos a esta región y puede aproximarse con un sistema de primer orden, aunque un modelado de mayor detalle debe considerar la energía extraída directamente de la línea de vapor:

$\theta_r \dot{P}_r = W_h - W_l$ Presión del Recalentador

Similarmente al flujo del vertedero o de derivación, el flujo en la turbina de baja presión puede tomarse como una función bilineal con la apertura en la admisión, ya que la presión en el condensador de vapor generalmente es menor que la presión atmosférica, por lo tanto en primera aproximación:

$W_l = K_l O_{Vl} P_r$ Flujo de Vapor de baja presión

En cuanto a la dinámica de la flecha, esta puede aproximarse de una aplicación directa de la segunda Ley de Newton para movimiento rotacional:

$\theta_{hc} \dot{\tau}_h = K_{hc} W_h - \tau_h$ Par de alta presión

$\theta_{lc} \dot{\tau}_l = K_{lc} W_l - \tau_l$ Par de baja presión

$\tau_t = \tau_h + \tau_l$ Par Total

Observemos que en este modelo el controlador de presión de la línea de vapor no está incluido y en una central real este puede introducir diferencias en la respuesta de los modelos, pero esto en principio puede requerir de un modelado mas extenso del sistema de suministro de vapor y no es el objetivo de este trabajo, por ello solo se esta incluyendo la parte de la turbina.

El resultado de la simulación de la dinámica de la turbina de vapor específicamente del par ($\tau$) de la flecha, se muestra en la figura 4.3. Para esta simulación se

ocuparon los siguientes datos, los cuales son para que el modelo trabaje en condiciones normales de operación:

| | |
|---|---|
| $O_{vh} = 0.8$ | Válvula de alta presión |
| $O_{vl} = 0.9$ | Válvula de baja presión |
| $P = 6.3$ MPa | Presión |
| $K_h = 625$ | Constante de proporcionalidad del flujo de alta presión |
| $K_l = 222.2$ | Constante de proporcionalidad del flujo de baja presión |

Ahora, en la figura 4.4., se puede observar que un cambio en la condición de frontera de la apertura de las válvulas y de la presión de la turbina resulta en variaciones en la respuesta del modelo dinámico de la turbina, del par de la flecha de la turbina. Es evidente como aumenta el par en la flecha, y esto puede llevar a una catástrofe en el funcionamiento de la turbina.

## Diagrama de la turbina de vapor

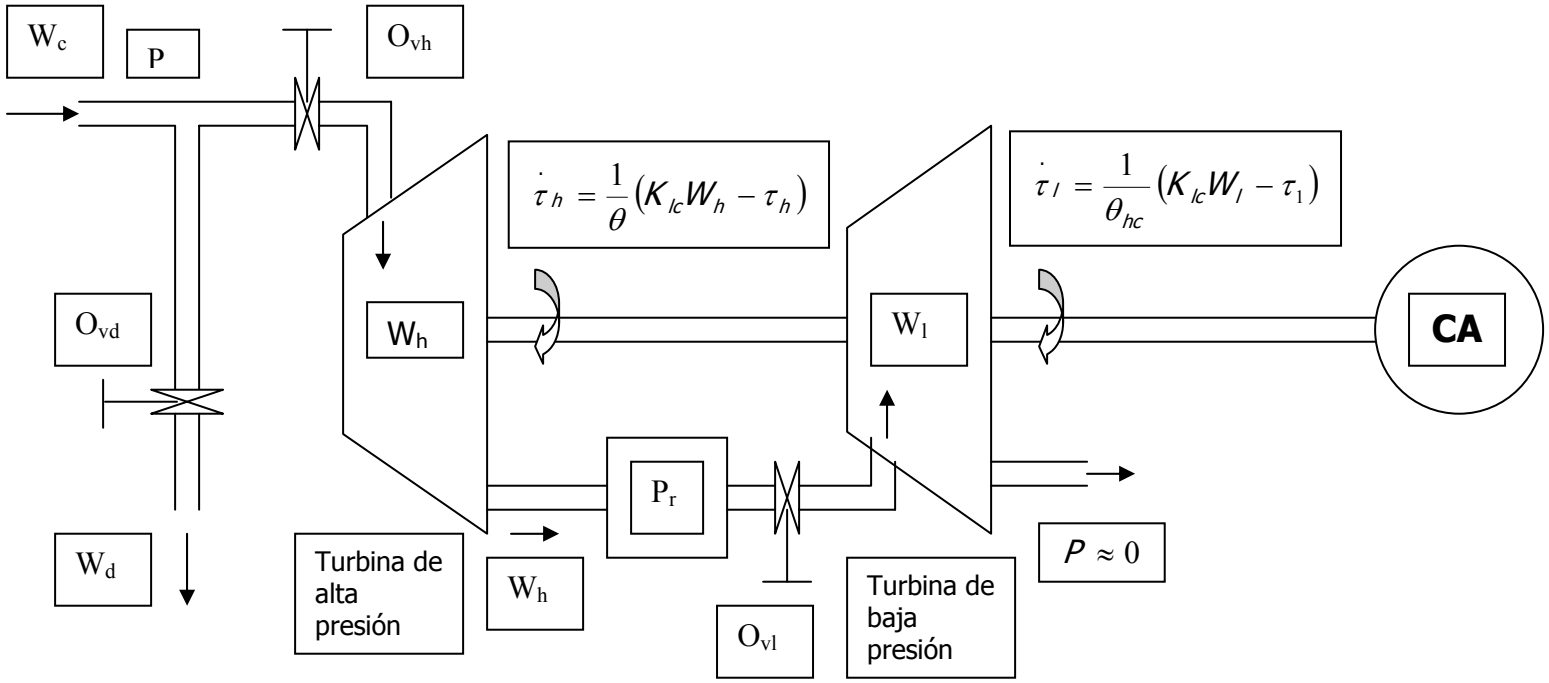



**Fig. 4.1 Diagrama de la turbina de vapor**

## Modelo en simulink de la turbina de vapor

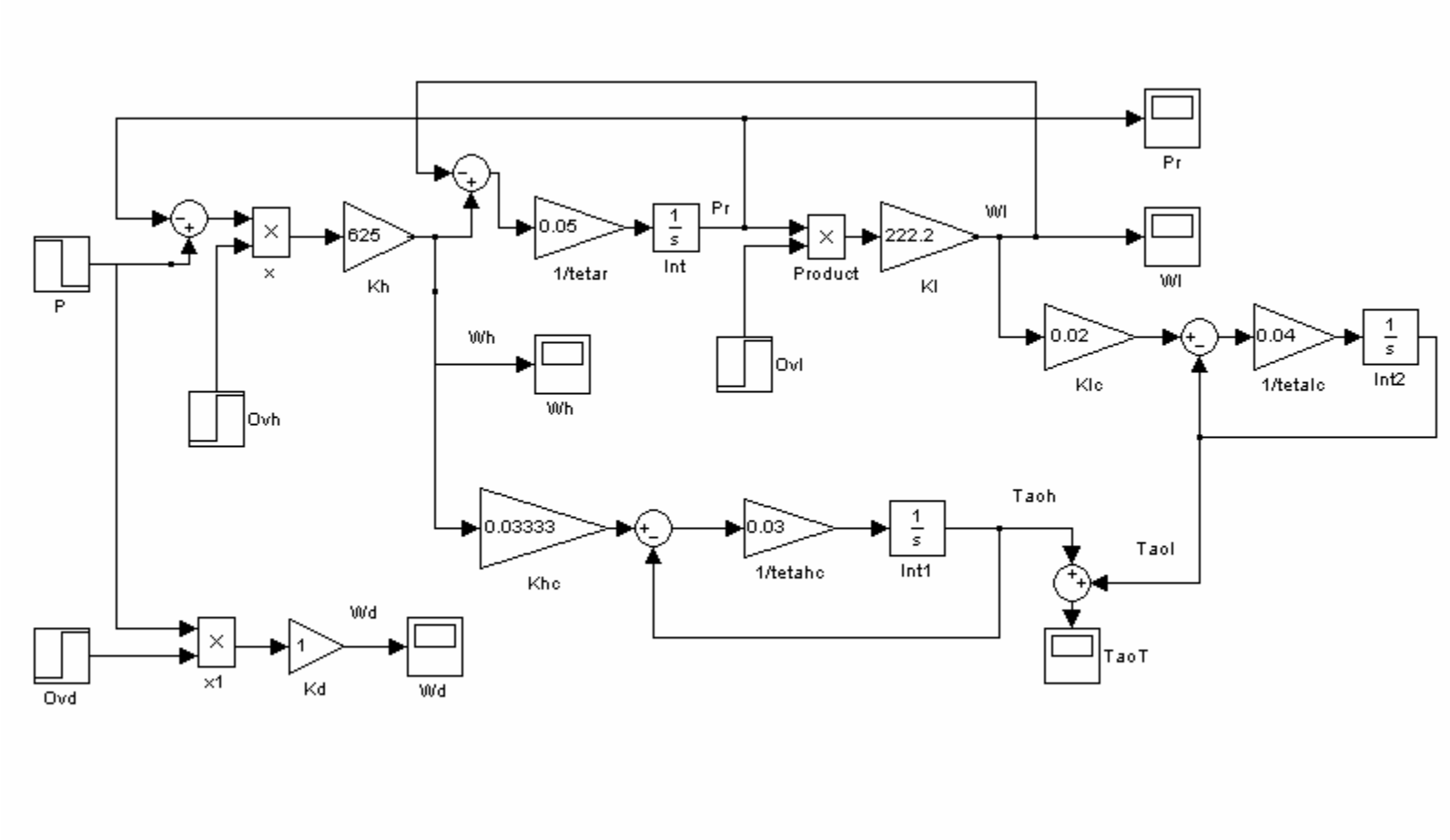



**Fig. 4.2 Modelo en Simulink de la turbina de vapor**

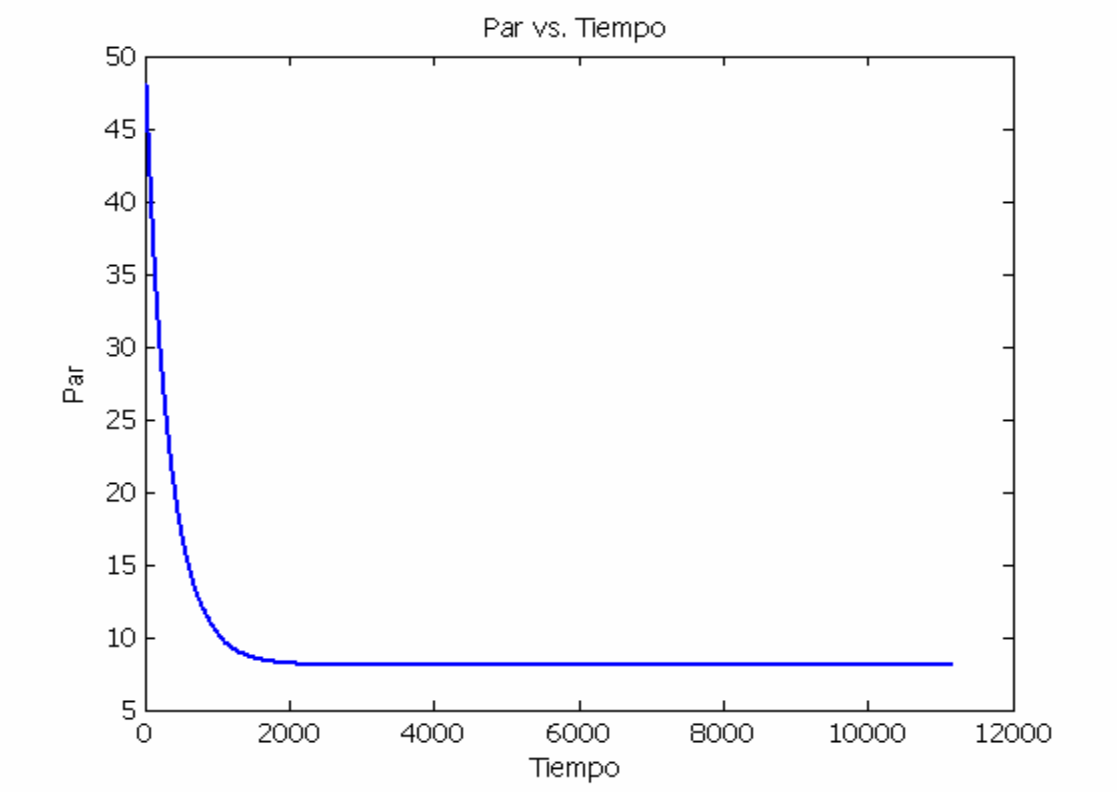



**Fig. 4.3 Grafica par vs. tiempo del modelo dinámico**

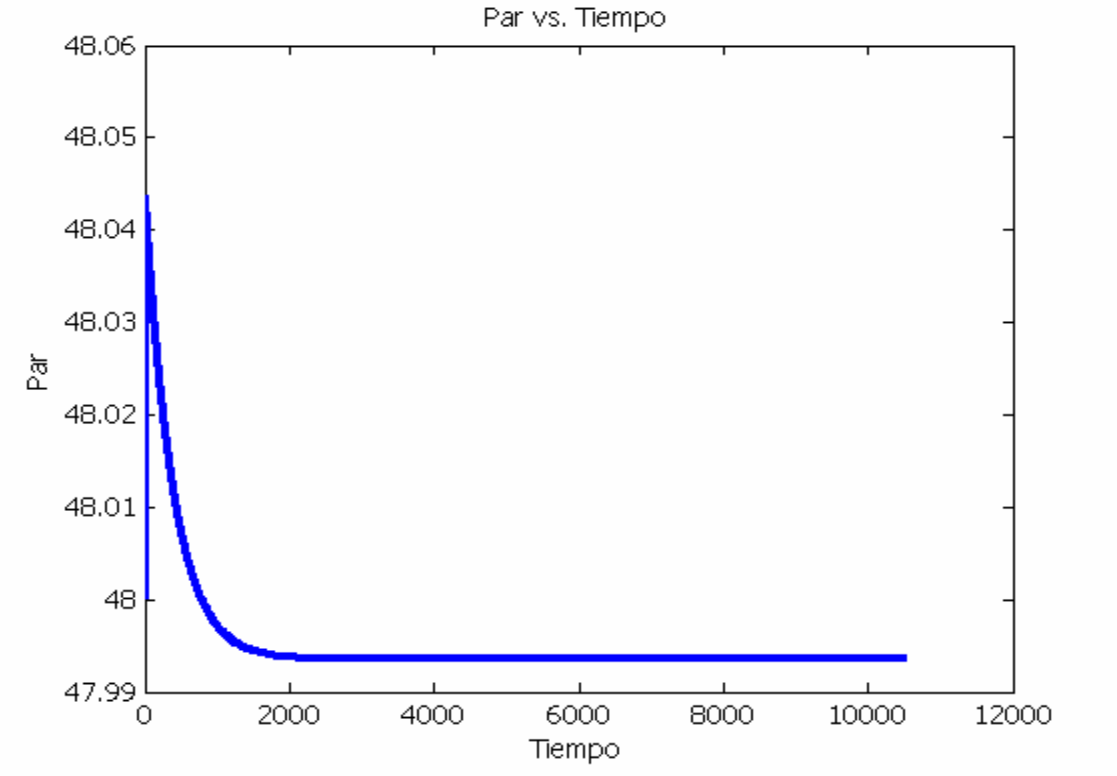



**Fig. 4.4 Grafica par vs. tiempo con cambio en las condiciones de frontera**

## 4.2 MODELADO DE TURBINA DE GAS

El modelo dinámico de la turbina de gas esta basado en principios de ingeniería. Las partes principales de una turbina de gas incluido el ducto de entrada, el compresor, la cámara de combustión, la turbina y el inyector o deflector de gas, Fig. 4.5.

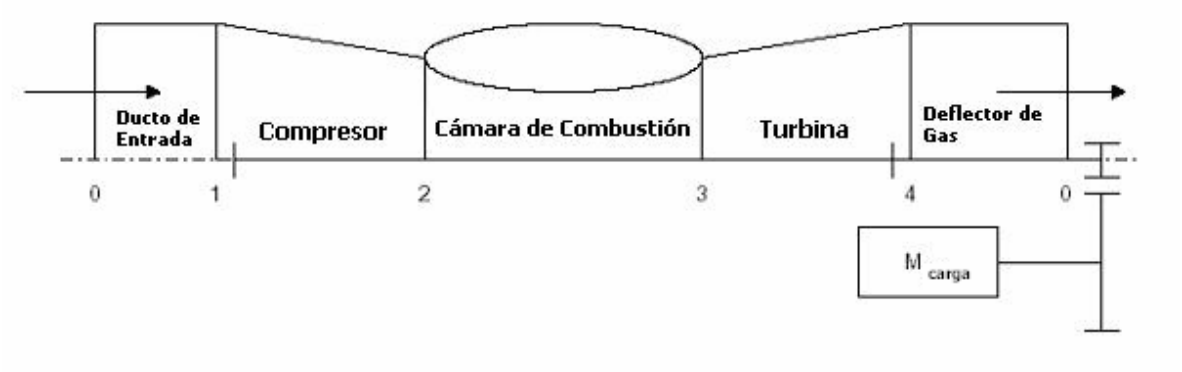



**Fig. 4.5. Turbina de gas**

### Modelo de la turbina de gas

El modelo en el espacio de las variables de estados ha sido derivado detalladamente en el trabajo doctoral de G. Szederkényi y posteriormente simplificado para condiciones de baja potencia por B. Pongrácz y colaboradores, el cual incluye un controlador automático basado de tipo cuadrático óptimo, lo que resultó en un modelo de entrada-salida linearizado con la entrada Vref, que es el flujo másico en Kg/s establecido por el controlador. En resumen resulta en un sistema de tercer orden con variables de estado en el vector siguiente:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{Comb} \\ p_3 \\ \omega \end{bmatrix}$$

$$u = w_{fuel}$$

donde:

$m_{comb}$ = masa del combustible en la cámara
$p_3$ = presión a la salida de la cámara de combustión.
$\omega$ = velocidad angular de la flecha
u = flujo másico del combustible

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} \dot{X}_3 \\ X_3 \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -60.509 & -1330.6 & 2236.11 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{X}_3 \\ X_3 \\ e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} V_{ref}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{X}_3 \\ X_3 \\ e \end{bmatrix}$$

La figura 4.6 muestra el modelo dinámico en simulink de la turbina de gas, que esta compuesto por su entrada del flujo de combustible y el bloque de espacio de variables de estado, que simula la dinámica de la turbina de gas.

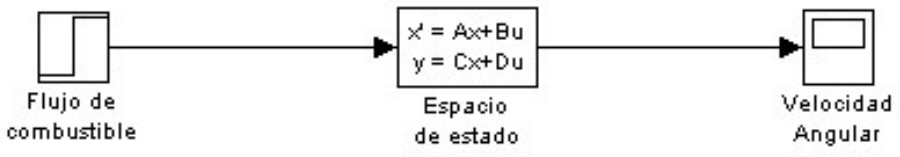



**Fig. 4.6 Modelo de la turbina de gas en simulink**

En la figura 4.7. se observa la respuesta del modelo dinámico de la turbina de gas, simulada con el modelo en el espacio de las variables de estados propuesto con anterioridad.

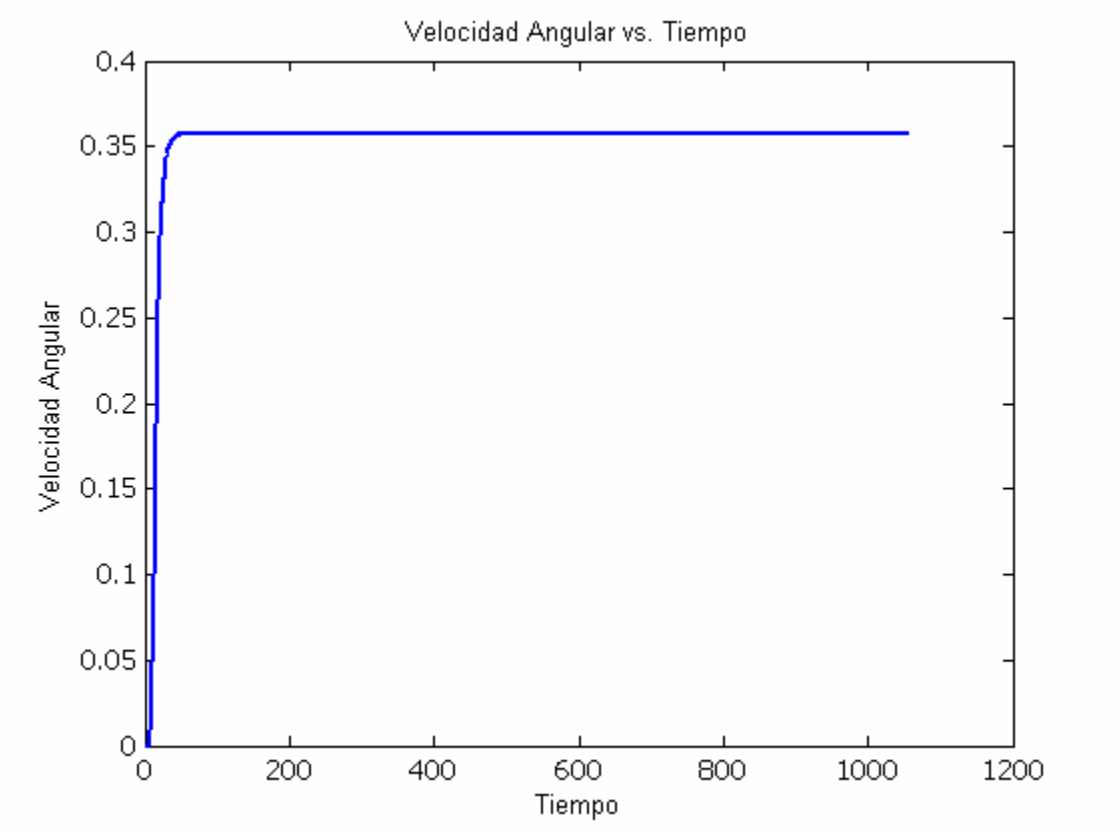



**Fig. 4.7 Grafica velocidad angular vs. Tiempo de la turbina de gas**

## 4.3 MODELO DE TURBINA HIDRÁULICA

Modelo de un sistema de turbina hidráulica y un gobernador proporcional-integrador-derivativo, Fig. 4.8.

Descripción

El bloque de turbina hidráulica y gobernador implementa un modelo no lineal de la turbina hidráulica, un gobernador PID, y un servomotor.

Caja de dialogo y parámetros

Servo-Motor. La ganancia Ka y la constante de tiempo Ta, en segundos (s), del sistema de primer orden representando al servomotor.

Límites de la apertura de la compuerta. Los límites gmin y gmax (p.u.), impuesto en la apertura de la compuerta, y vgmin y vgmax (p.u./s) impuesta en la velocidad de la compuerta.

Decaimiento y regulador permanente

La ganancia estática del gobernador es igual al inverso del decaimiento permanente Rp en el lazo de retroalimentación. El regulador PID tiene una ganancia proporcional Kp, una ganancia integral Ki, y una ganancia derivativa Kd. La ganancia de alta frecuencia del PID está limitada por un filtro pasa bajas de primer orden con una constante de tiempo Td (s).

Turbina hidráulica

El coeficiente de velocidad desviada amortiguada $\beta$ y el tiempo de salida del agua Tw (s).

Referencia de decaimiento

Especifica la entrada del lazo de retroalimentación: posición de la compuerta (colocar en 1) o desviación de la potencia eléctrica (colocar en 0).

Potencia mecánica inicial

La potencia mecánica inicial Pm0 (p.u.) en la flecha de la máquina.

Entradas y salidas

Las primeras dos entradas son la velocidad y la potencia mecánica deseadas. La tercera y cuarta entradas son la velocidad y la potencia eléctrica reales. La quinta entrada es la desviación de la velocidad. Las entradas dos y cuatro pueden quedarse desconectadas si quiere usarse la posición de la compuerta como entrada al lazo de retroalimentación en vez de la desviación de potencia. Todas las entradas están en p.u. Las salidas del bloque son potencia mecánica Pm para el bloque de la máquina síncrona y la apertura de la máquina síncrona (ambos en p.u.).

## Modelo en simulink de la turbina hidráulica

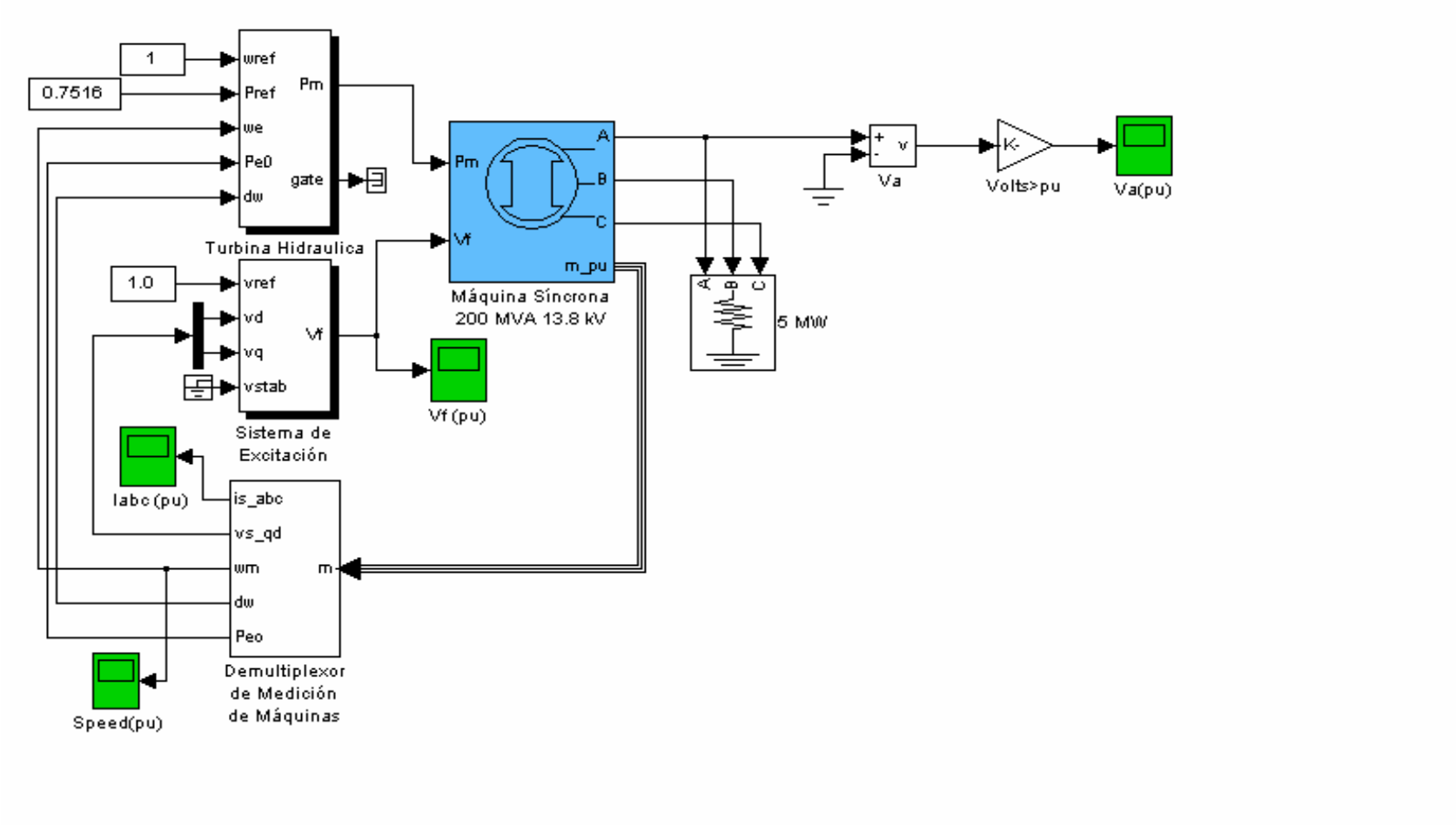



**Fig. 4.8 Modelo de la turbina hidráulica en simulink**

La siguiente grafica 4.9. es la respuesta del modelo de la turbina hidráulica, su respuesta esta dada en el sistema denominado p.u. (en por unidad). La grafica es solo una fase de la salida del generador trifásico, en la cual podemos observar el voltaje en p.u. de la fase A generado.

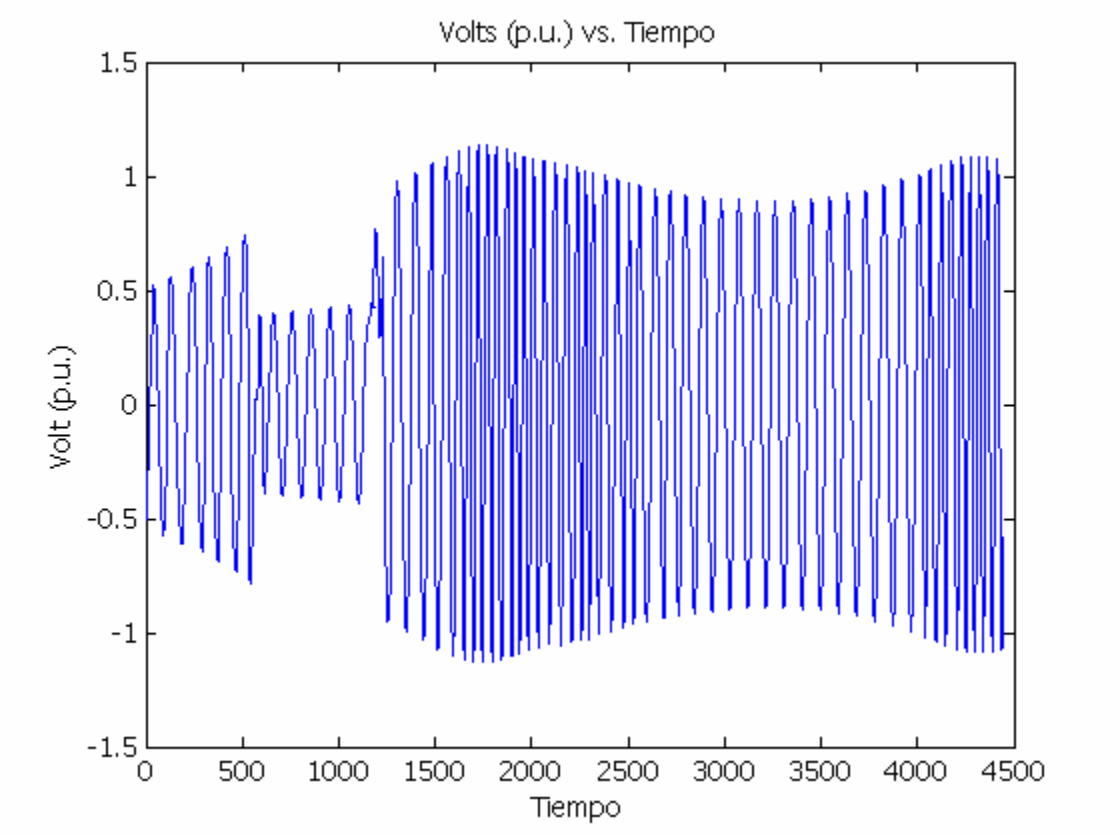



**Fig. 4.9. Grafica Volts (p.u.) vs. Tiempo**

## 4.4 MODELADO DEL GENERADOR

Modelo dinámico de una máquina síncrona trifásica de rotor redondo o polos salientes, Fig. 4.6 .

Parámetros en la caja de diálogo

Tipo de rotor

Especificar tipo de rotor: polos salientes o redondo (cilíndrico).

Nominal

Potencia total aparente trifásica (VA), voltaje rms de entre fases (V), frecuencia (Hz), y corriente de campo (A), en p.u.

Reactancias

Eje d: Reactancia síncrona Xd, reactancia transitoria Xd' y reactancia subtransitoria Xd", eje q: Reactancia síncrona Xq, reactancia transitoria Xq' (sólo si es rotor redondo) y reactancia subtransitoria Xq",y finalmente la reactancia de fuga Xl (todo en p.u.).

Constantes de tiempo, ejes d y q.

Especificar cuáles constantes de tiempo se van a suministrar para cada eje: circuito abierto o corto circuito.

Constantes de tiempo

Constantes de tiempo en los ejes d y q (todo en segundos).

Resistencia del estator

Resistencia del estator Rs (p.u.).

Mecánica

Coeficiente de inercia J (Kg $m^2$), coeficiente de amortiguamiento D (N m s/rad), numero de pares de polos p.

Condiciones iniciales

Desviación de velocidad inicial $\Delta\omega$ (% de velocidad nominal), ángulo eléctrico del rotor $\theta$e (deg), magnitudes de corriente de línea ia, ib, ic (A) y ángulos de fase pha, phb, phc (deg), y el voltaje de campo inicial Vf (V).

Simulación de saturación

Especificar si la saturación magnética del rotor y estator de acero puede ser simulada o no.

Saturación

Parámetros de la curva de saturación sin carga.

Entradas y salidas

La primera entrada es la potencia mecánica en la flecha de la máquina.

La segunda entrada del bloque es el voltaje de campo.

Las tres salidas son las terminales eléctricas del estator.

### Modelo en simulink del generador

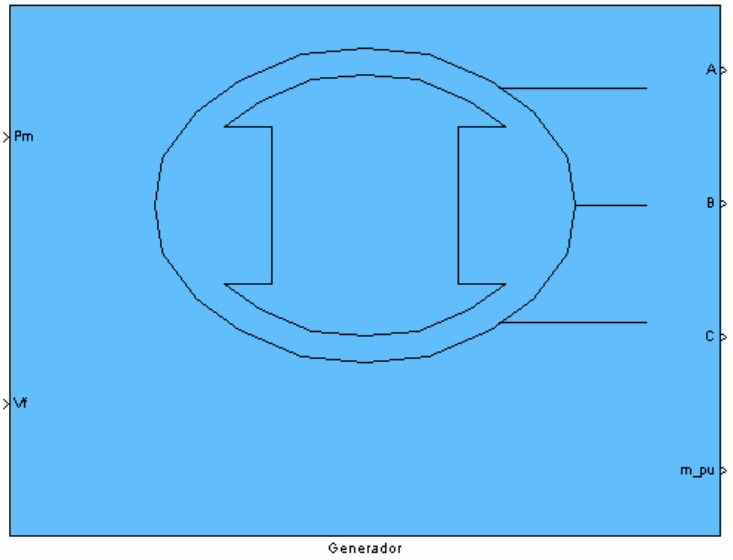



**Fig. 4.10 Modelo del Generador en simulink**

## 4.5 BIBLIOGRAFIA DEL CAPITULO

- Matlab, Versión 6.5.0.180913a Release 13, Junio 18, 2002.

- Barna Pongrácz, et. al., "Nonlinear Zero Dynamics Analysis and Control of a Low Power Gas Turbine", Dept. de Ciencias de la Computación, Universidad de Veszprém, Veszprém, Hungría, Julio 14. 2004.

# 5. MODELADO NÚMERICO DE LOS SISTEMAS DE DETECCIÓN DE FALLAS

## MONITOREO TORSIONAL DE TURBOGENERADORES PARA UNA DETECCIÓN INCIPIENTE DE FALLA

Históricamente las fallas en el turbogenerador en los componentes del rotor son debidas a la fatiga torsionalmente inducida por alto ciclaje (anillos retenedores, grietas en la flecha, grietas en la base de los álabes) han sido catastróficas y con pequeñas advertencias. Las vibraciones torsionales de rotores, que es la causa de la fatiga, es generalmente esporádica, fenómenos transitorios provocados por cambios de carga repentinas en la red y/o cargas inter-armónicas las cuales duran de segundos a minutos.

Muchas veces estos eventos transitorios no sobre excitan a la torsión resonante de la flecha del turbogenerador, pero ocasionalmente hay una coincidencia de las formas de onda características transitorias y torsiones resonantes resultando en severos ciclos de altas tensiones. La acumulación de estos ciclos puede conducir al inicio de una grieta o falla por fatiga.

En suma, las modificaciones al rotor del turbogenerador, excitador o turbina de repuesto, la modificación a la flecha puede cambiar las resonancias torsionales en un rango de susceptibilidad.

Pocos, si los hay, monitoreos de vibraciones en maquinaria son diseñados para capturar transitorios, vibraciones esporádicas como esta característica de los fenómenos torsionales.

El intento de desarrollo para la clave de valoración de vida, a varias plantas de potencia han tenido fisuras por fatiga en la flecha del rotor, en anillos retenedores y en la base de los alabes de la turbina, Fig. 5.1. La gama de fallas con grietas encontradas durante la inspección a fallas totales. Estas fallas pueden causar varios daños al turbogenerador y son problemas potencialmente de seguridad humana. El costo del tiempo de inactividad y reparación puede llegar a millones de dólares.

La causa de éstas son iniciadas por fatiga vibracional y manejadas por vibraciones torsionales del rotor del turbogenerador.

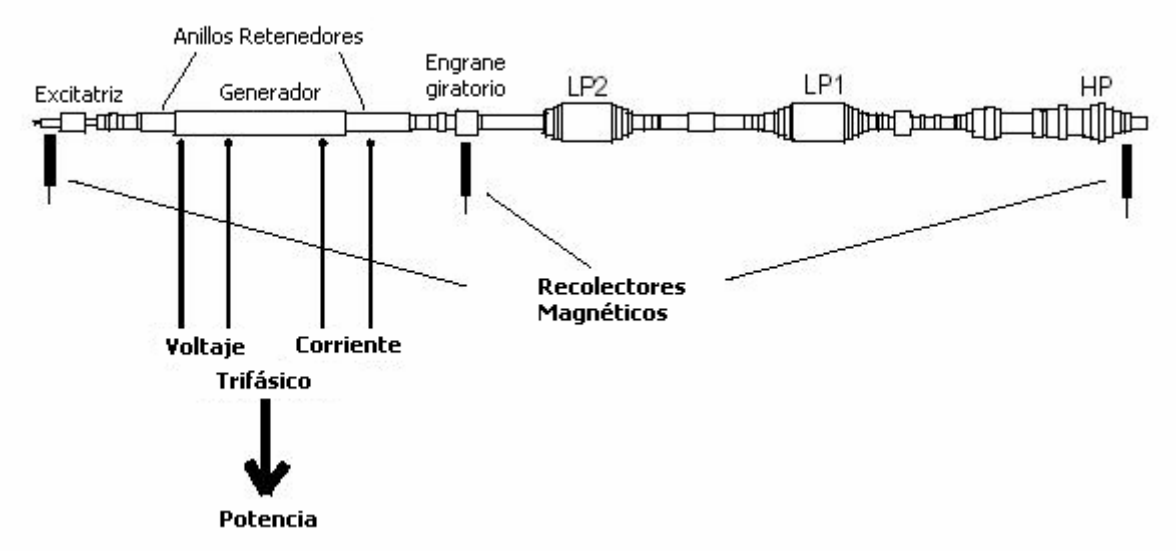



**Fig. 5.1 Turbogenerador con sensores de vibración torsional**

La figura 5.2 es un modelo del sistema turbogenerador. El modelo proporciona un significado para discutir la relación de las fuerzas de excitación de la flecha (entrada al modelo) a la respuesta de vibración torsional de la flecha. La relación matemática para la razón de entrada-salida es llamada función de transferencia. La función de transferencia es básicamente la ecuación diferencial la cual define la dinámica de la flecha y puede ser derivada en el dominio del tiempo o en el dominio de la frecuencia. La función de transferencia es dependiente de la masa de la flecha, rigidez y humedad. Estos parámetros definen las características del modelo libre de vibración torsional (frecuencias de resonancias y de cualquier tipo de forma asociadas).

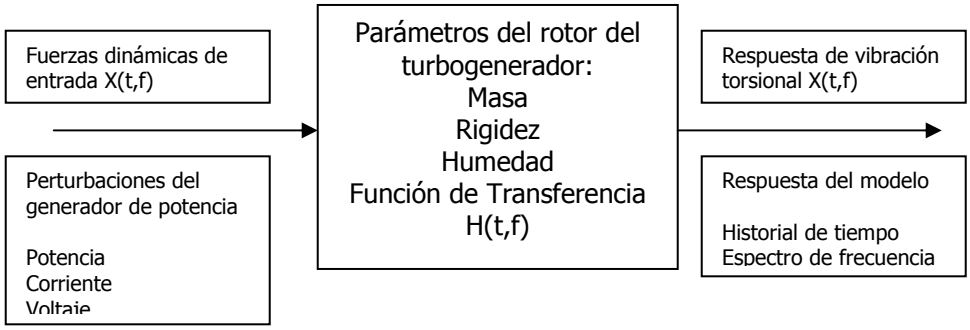



**Fig. 5.2 Modelo dinámico de vibración torsional**

Con la función de transferencia de la flecha conocida, para una excitación de entrada particular, la salida puede ser pronosticada y viceversa. El modelo proporciona una descripción gráfica de las mediciones necesarias para el monitoreo y prueba de vibración torsional. Por lo tanto la información necesaria para entender la respuesta torsional del sistema son la función fuerza y la

respuesta a la vibración. La función de fuerza, y las perturbaciones de potencia pueden ser determinadas en potencia instantánea de salida del estator con más definición para medir las corrientes y voltajes (trifásico) del estator.

La función de transferencia puede ser determinada mediante un desbalance de fase inducido al turbogenerador, pruebas con rampa y en operación normal del ancho de banda de frecuencias, amplitud bajo fluctuaciones normales de la red.

## La función de fuerza

Dos tipos de cambio en el sistema turbogenerador pueden causar vibración torsional: a) perturbaciones en la turbina y b) perturbaciones eléctricas en la red. Las perturbaciones eléctricas son debido a cambios repentinos en la red tal como arrancadores de motor y operación de calderas de arco. En general, siempre hay relativamente pequeñas perturbaciones que crean un corto ancho de banda con ruido de fondo. Pero con equipos grandes, tal como, calderas de arco las perturbaciones pueden ser del orden de 20 a 100 MW con cambios similares en los VAR. Estos transitorios pueden causar imbalances de fase y corrientes de secuencia negativa.

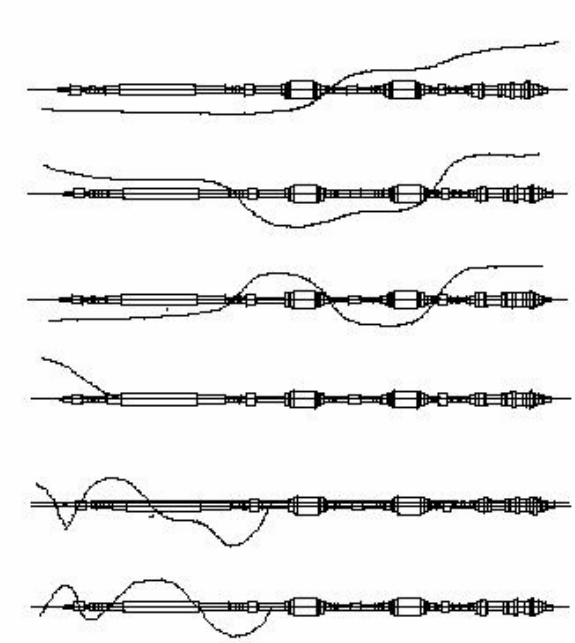
Todas estas fuentes de perturbaciones tienen características de tiempo, frecuencia y amplitud que únicamente afectaran a la rotación de la flecha y se manifestará como vibración torsional. Transitorios rápidos excitarán a modos de vibración muy altos, las corrientes de secuencia negativa causaran fuerzas de excitación cerca de 120 Hz, corrientes entre-armónicas pueden causar excitación en cualquier frecuencia, no sólo las armónicas. La coincidencia de cualquiera de estas fuerzas transitorias con una resonancia torsional aumentará las amplitudes de vibración significativamente.

Las funciones de la fuerza torsional pueden tener características de estado pseudo estable y transitorio donde los cambios de amplitud en la potencia duren varios segundos (arrancadores de grandes motores, frecuencia de la red) a relativamente cambios instantáneos (varios milisegundos) como con calderas de arco, y fallas de línea. El efecto de la velocidad del cambio de potencia (tiempo de levantamiento) o la composición de la frecuencia de la perturbación determinará la amplitud y la frecuencia de la respuesta.

El número de ocurrencias y el periodo de tiempo que pasaron por las funciones de fuerza determinará la fatiga por uso de los componentes vulnerables de la flecha para este tipo de falla. La falla en los anillos retenedores es calculada para tardar del orden de seis meses debido a la naturaleza esporádica de la excitación la cual pasaría de segundos a minutos.

## Respuesta a la Vibración

La figura 5.3 muestra las frecuencias torsionales resonantes calculadas y medidas, y modos de forma para un turbogenerador de 650 MW. La observación de los modos de forma muestra como algunos modos tienen respuesta torsional muy alta en ciertos lugares de la flecha que en otros. Los modos de forma y frecuencias para los modelos analíticos concuerdan con los resultados medidos.



| Modo | Calculado | Medido |
|---|---|---|
| 1 | 11.3 Hz | 11.4 Hz |
| 2 | 20.5 | 20.5 |
| 3 | 24.2 | 24.0 |
| 4 | 46.1 | 46.0 |
| 6 | 96.1 | 97.0 |
| 9 | 143.7 | 142.0 |

**Fig. 5.3 Modos de forma con frecuencias calculadas y probadas**

La figura 5.4 proporciona un historial de tiempo de las respuestas torsionales del rotor. Fijarse en el cambio de la amplitud torsional que varia con la potencia.

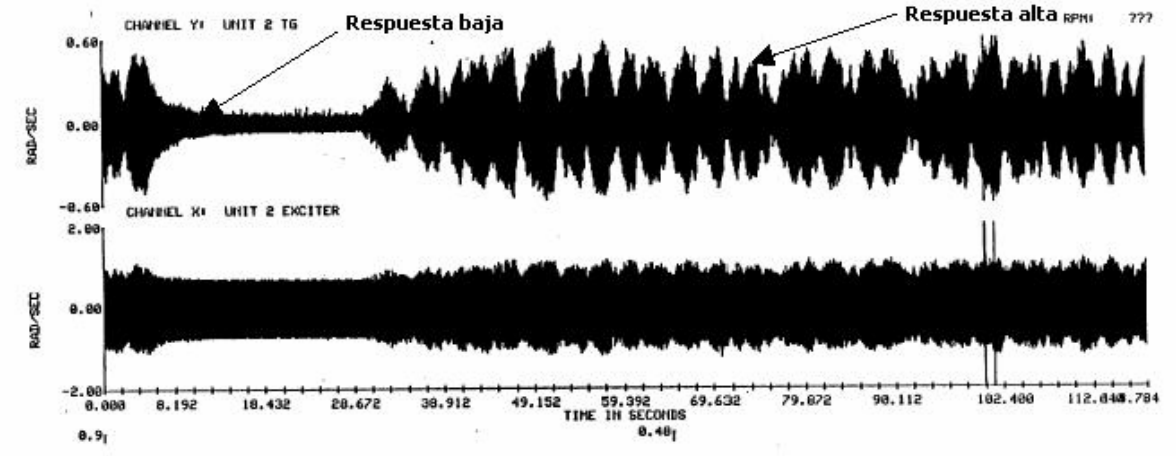



**Fig. 5.4 Historial de tiempo de la vibración torsional del rotor**

## Mediciones

Las mediciones necesarias para la prueba y monitoreo torsional de turbogeneradores son sensores de vibración torsional, corriente del estator, voltaje y potencia del estator. Todas las mediciones deben ser instantáneas, esto es, las mediciones recibidas para registrar y analizar no deben ser promedios, pero deben ser capaces de proporcionar historiales de tiempo instantáneos en un ancho de banda de aproximadamente 5 a 400 Hz dependiendo de las características del modelo de la maquina.

## Sensores

La velocidad angular, es una medida de la vibración torsional del rotor, es medida, si es posible, en tres lugares. La localización de los sensores de la velocidad torsional están basados en una combinación de parámetros: a) accesibilidad a la flecha y/o engranes, b) existencia de sensores que puedan duplicar la velocidad torsional (control de velocidad, velocidad de la flecha, por ejemplo) y c) lugares en los cuales proporcione una respuesta modal.

La vibración torsional puede ser medida con sensores magnéticos en los dientes del engrane tal como el engrane giratorio, opticamente con una franja que refleja la luz en la flecha y con calibradores de tensión y telemetría.

El hacer uso del no-contacto, directo del fonocaptor magnético con el extremo de los dientes con el equipo de precisión como se representa en la figura 5.5 es el más económico y simple para usar. Los transductores magnéticos miden los cambios en los campos magnéticos debido al paso secuencial de la corona y base de los dientes del engrane y genera un voltaje proporcional al cambio del cambio magnético.

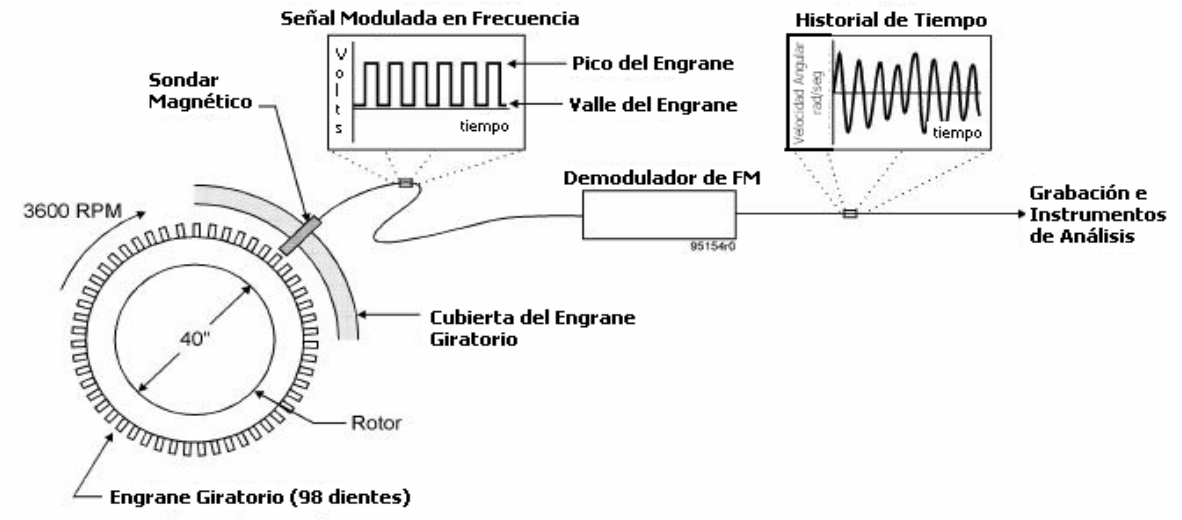



**Fig. 5.5 Medición de la Velocidad Torsional**

## MODELO DE DETECCIÓN DE VIBRACIONES EN UN ROTOR (FLECHA) DE UN TURBOGENERADOR

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas, en todo tipo de industrias como técnica de diagnostico de fallas y evaluación de la integridad de máquinas y estructuras. En el caso de los equipos rotatorios, la ventaja que presenta el análisis vibratorio respecto a otras técnicas como tintas penetrantes, radiografía, ultrasonido, etc. Es que la evaluación se realiza con la maquina funcionando, evitando con ella la pérdida de producción que genera una detención.

El objetivo del análisis de vibraciones es poder extraer el máximo de información relevante que ella posee. Para esto existen diferentes técnicas de análisis tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular.

### Análisis de la forma de onda

El análisis de la forma de la vibración en el tiempo a veces puede proveer información complementaria al análisis espectral. Este análisis es adecuado para reconocer los siguientes tipos de problemas:

- Impactos
- Rozamientos intermitentes
- Modulaciones en amplitud y frecuencias
- Transientes
- Truncaciones

### Modelo del detector de vibraciones

El modelo de detección de vibraciones está formado por los siguientes elementos:

- Circuito RLC
- Oscilador

El modelo propuesto funciona de la siguiente manera; el circuito RLC tiene una inductancia de cierto valor, su valor se propondrá mas adelante, este circuito se propone colocar a cierta distancia del rotor o flecha del turbogenerador, obviamente no estará en contacto con la misma. El rotor al estar girando sin presentar vibración alguna, no altera el valor de la inductancia. Pero al presentarse alguna vibración, la inductancia cambia su valor provocando que la respuesta del circuito cambie, no en forma drástica, sino que, presenta una alteración mínima, pero que a largo plazo provocara sin lugar a dudas, una falla que puede conducir a las comentadas en el capitulo 4.

## Circuito RLC

La ecuación diferencial normalizada de un circuito RLC es la siguiente:

$$\frac{d^2 i}{dt} + \frac{R}{L}\frac{di}{dt} + \frac{1}{CL} i = \frac{1}{L}\frac{dE}{dt}$$

donde:

R = Resistencia = 1KΩ
L = Inductancia = 100 mH
C = Capacitor = 100 μF
i = Corriente
E = Fuente

Con $L = L_0 + L_1$
Y $L_1$ es el ruido del sistema.

El modelo en simulink del circuito RLC se muestra en la figura 5.6.

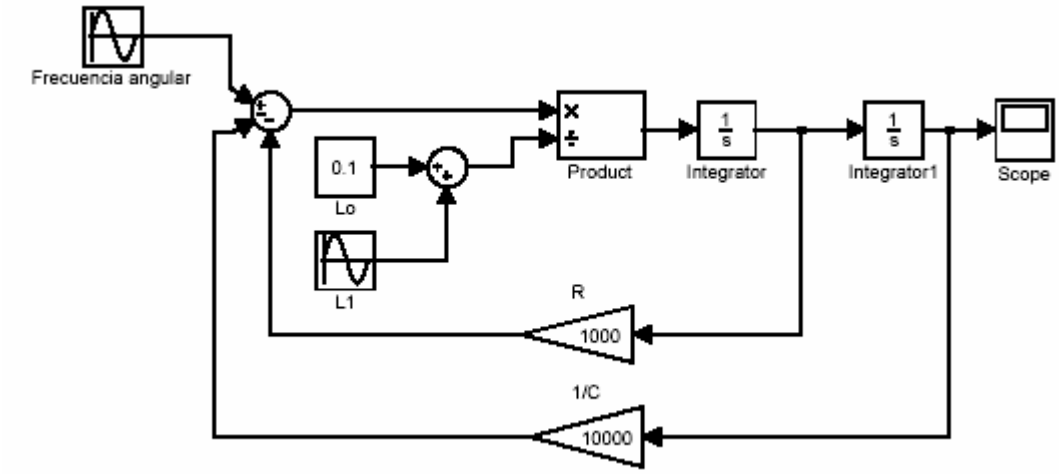



**Fig. 5.6 Modelo del circuito RLC en simulink**

## Oscilador

La ecuación diferencial que rige el comportamiento del oscilador es la siguiente:

$$\ddot{X} + \omega_n^2 X = U$$

donde

$\omega^2_n$ = Frecuencia Natural del oscilador

El modelo en simulink del oscilador se muestra en la figura 5.8. El bloque de la figura 5.7 es la falla simulada dentro del modelo del oscilador. En realidad la falla no tiene una periodicidad tan precisa como la propuesta sin embargo el primer armónico seguramente si presenta esta estructura. Otros armónicos pueden introducirse de manera similar o utilizando una señal tipo wavelet que pudiese ser mas representativa de la falla.

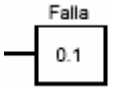



**Fig. 5.7 Falla simulada**

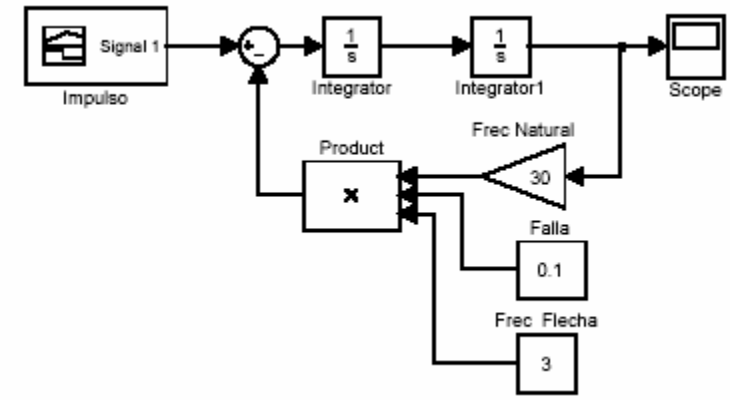



**Fig. 5.8 Modelo en simulink del oscilador**

## Modelo de detección

La figura 5.9 muestra el modelo en simulink del detector de vibraciones, implementando los modelos anteriores del circuito RLC y el oscilador.

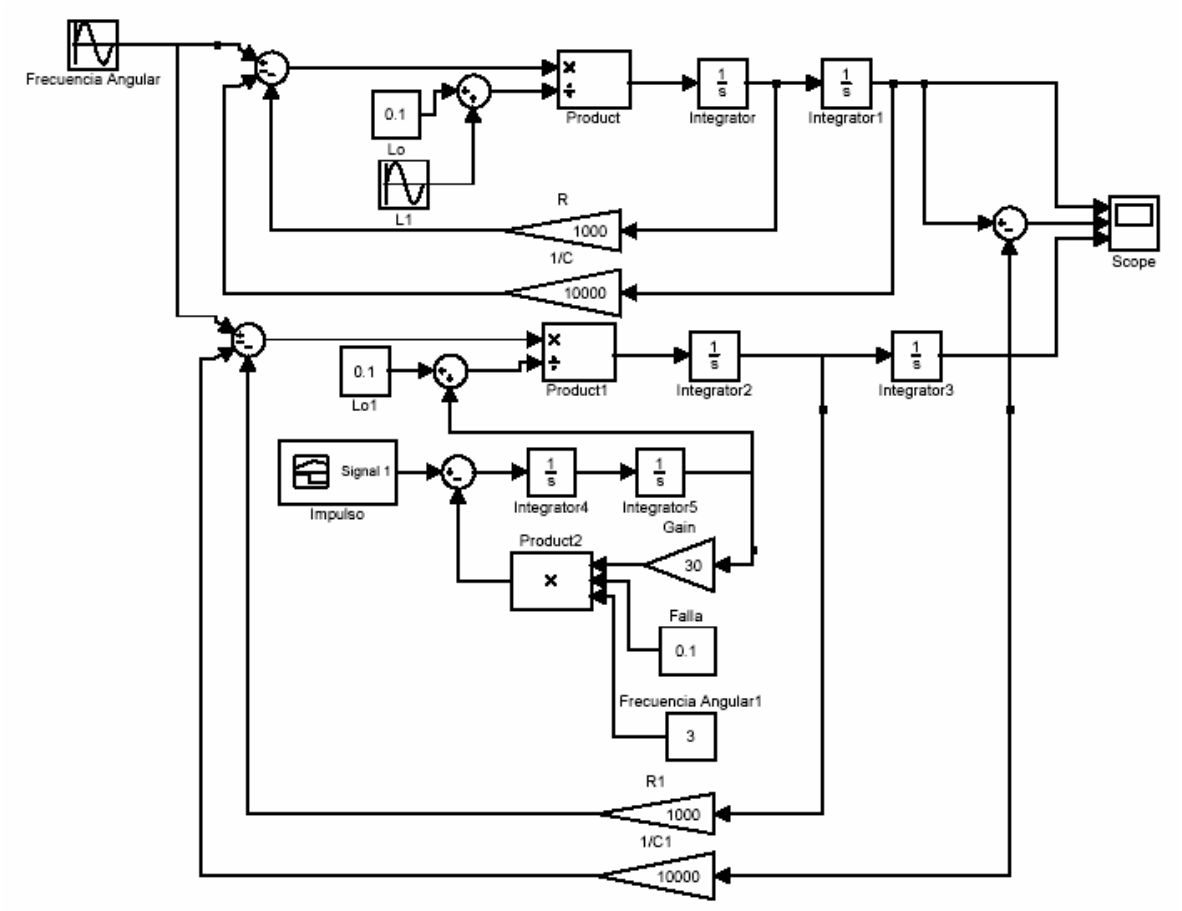



**Fig. 5.9 Modelo en Simulink del detector de vibraciones**

Con este modelo del detector de vibraciones, se procede con diferentes valores de la supuesta falla en el rotor de una turbina para obtener una respuesta graficada en la que se pueda observar fácilmente una señal que nos indicará que existe un mal funcionamiento de la turbina, en particular nos indicara que el rotor de la turbina presenta una vibración indeseable.

Con una falla igual a 0.01, se obtienen las respuestas de la Fig. 5.10.

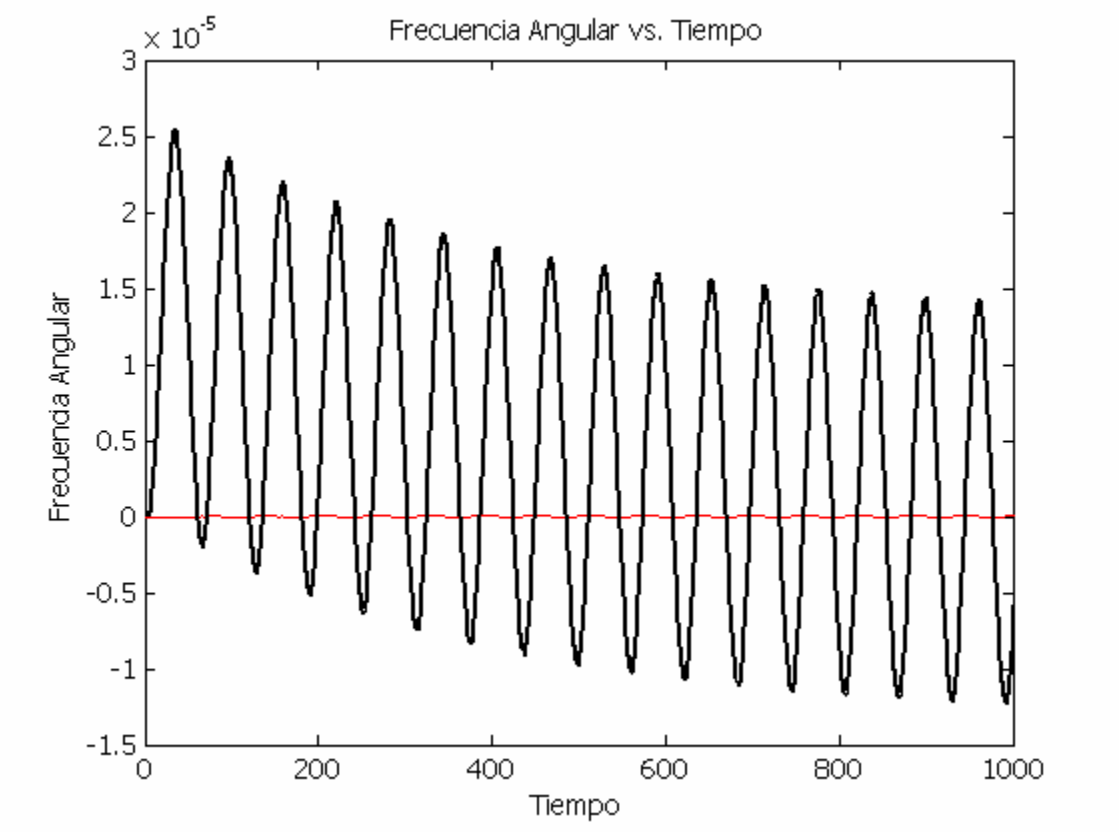
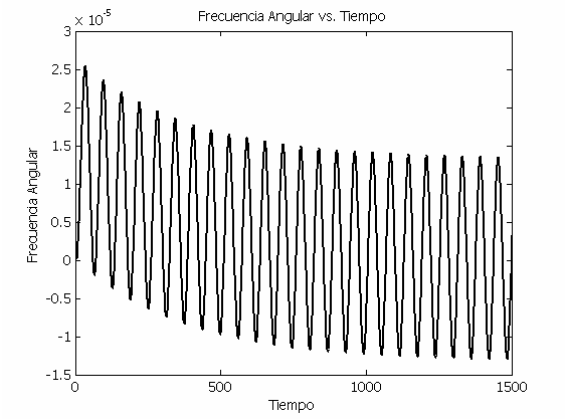
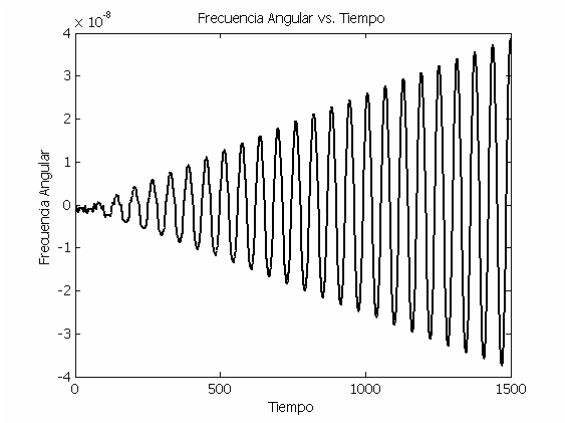



**Fig. 5.10 Respuestas del modelo con una falla igual a 0.01**

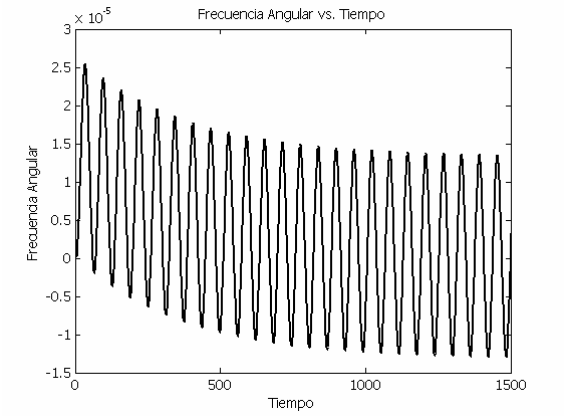
Para poder observar con mayor claridad las tres respuestas, estas se mostraran por separado en la figura 5.11.




**a)**




**b)**

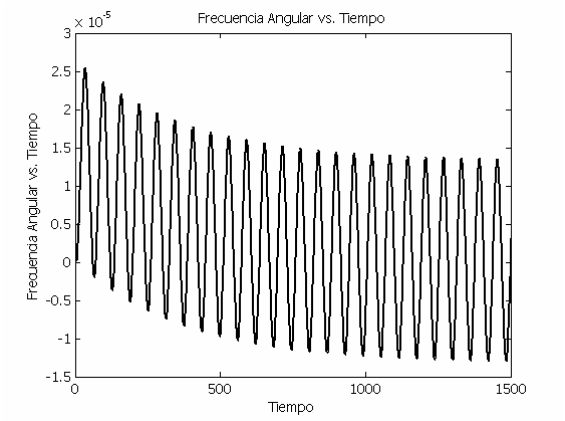



**c)**

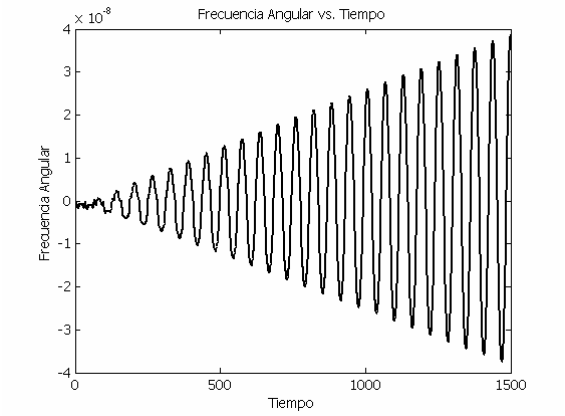
**Fig. 5.11 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.01**

La gráfica de la Fig. 5.11a es la respuesta normal del rotor, la Fig. 5.11c es la respuesta del mismo rotor pero con la falla introducida, y la Fig. 5.11b es la diferencia entre éstas o si se quiere ver de otra forma, es la vibración detectada. Cabe hacer notar que en la gráfica de en medio, la de la diferencia, Fig. 5.11b, el eje de las ordenadas tiene un exponente menor, aunque a primera vista parecen tener la misma amplitud.

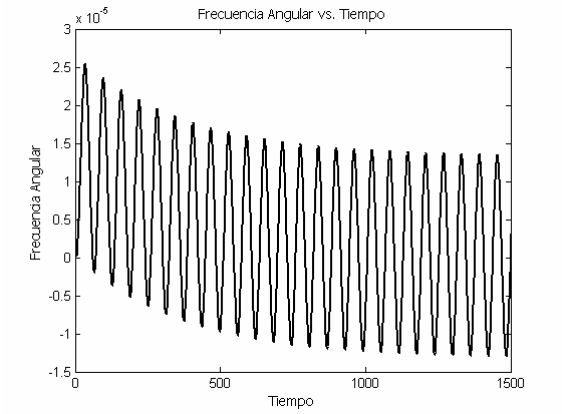
Con una falla igual a 0.05, se obtienen la respuestas de las Fig. 5.12.




**a)**



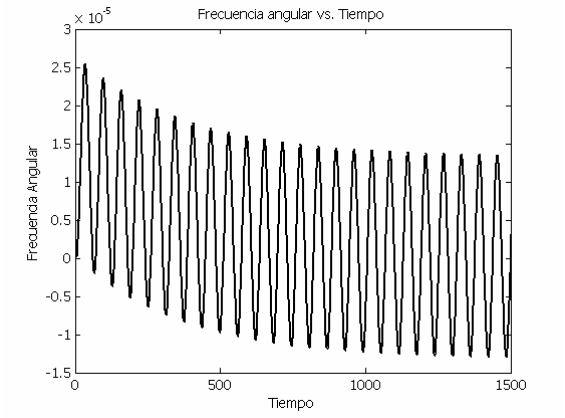

**b)**



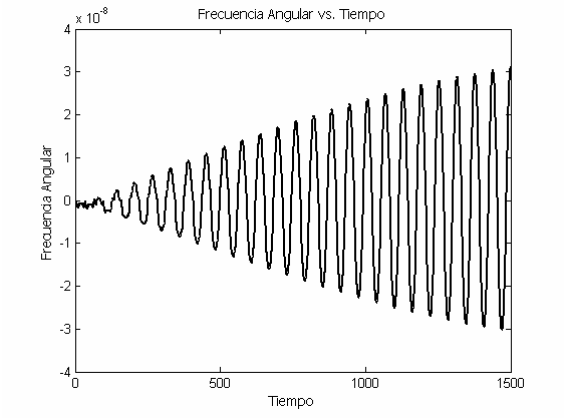

**c)**

**Fig. 5.12 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.05**

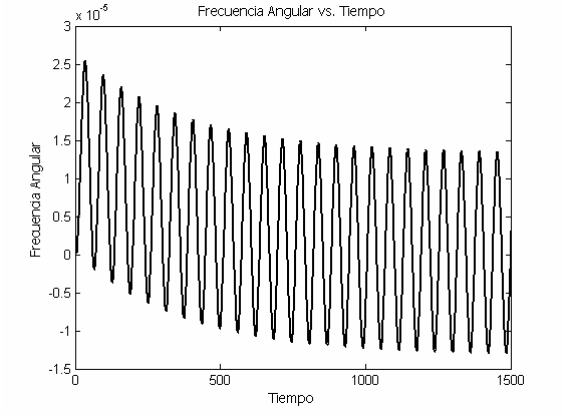
Con una falla igual a 0.1, se obtiene la respuesta de la Fig. 5.13.




**a**)




**b)**




**c)**

**Fig. 5.13 Respuesta a) normal, b) falla y c) con falla = 0.1**

En las gráficas se observa claramente la falla en la vibración del rotor o flecha del turbogenerador, mediante el método de detección de fallas propuesto. Cabe hacer notar que este método de detección funciona cuando la falla se presenta de una forma incipiente, esto es, que la detección la realiza apenas comienza la anormalidad en la vibración del rotor, no cuando ya han pasado varios segundos o minutos de ésta.

En las pruebas aquí modeladas no hemos incluido el circuito de sincronía para poder verificar la existencia de una falla y posiblemente el tipo de falla.

## BIBLIOGRAFÍA DEL CAPITULO

- Larry S. Dorfman, et. al., "Torsional Monitoring of Turbine-Generators for Incipient Failure Detection", Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop, August 17-20, 1999, St. Louis Missouri.

- Nelson Saavedra Pedro, "La Medición y Análisis de las Vibraciones como Técnica de Inspección de Equipos y Componentes, Aplicaciones, Normativas y Certificación", Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción, Casilla 160, 1995, Concepción, Chile.

## CONCLUSIONES

La detección de fallas en los diferentes tipos de turbogeneradores eléctricos de potencia, de las diversas centrales eléctricas, por ejemplo, turbogeneradores de vapor, gas, diesel e hidráulicos, es un tema muy extenso y muy actual, como lo indica la literatura técnica y científica. Es de gran interés para la comunidad académica pero principalmente para los operadores de centrales y equipos que necesitan la máxima disponibilidad de sus sistemas. Esto a dado oportunidad a la formación de empresas que se dedican a la detección de fallas con diversos dispositivos electrónicos, así como también institutos que reportan sus investigaciones acerca del tema.

La detección temprana de alguna irregularidad en la operación de los turbogeneradores es muy importante antes de que ocurra una falla con consecuencias graves, así como se mencionan en todo el capitulo 3, tal como fallas eléctricas, fallas en flechas por rozamiento, fallas por fracturas, fallas por imbalances, etc.

El objetivo de este trabajo ha sido probar algunos de los métodos de detección de fallas publicados más recientemente con la intención de dimensionar la problemática asociada a dichas tareas. Entendiendo que es un tema de especialización que está siendo avanzado en proyectos de investigación y temas de tesis de postgrado. Las pruebas se planearon y ejecutaron utilizando modelos de los sistemas y de las fallas. Los métodos escogidos se simularon en Matlab y Simulink así como los modelos. Para ello se decidió hacer modelos de orden reducido que representen la dinámica de la operación normal de un turbogenerador. Se planteó modelar el inicio de las posibles fallas en las etapas donde estos aun son incipientes, considerando que la prevención o mantenimiento adecuado seguramente tiene un gran beneficio para la operación del turbogenerador evitar fallas fuertes que resulten en grandes pérdidas.

Como se indicó en su momento, no se implemento físicamente ningún método de detección, se trato de describir algunos métodos encontrados en internet en paginas de institutos de investigación, universidades y empresas dedicadas a este tema, los cuales se incorporaron a los apéndices A y B, tampoco se hizo el desarrollo de éstos, únicamente se resumió la publicación encontrada en sus archivos.

El único método que se propuso fue el desarrollado en el capitulo 5, llamado "Modelo de detección de vibraciones en un rotor de un turbogenerador", éste método si llevo todo un análisis de los modelos y graficas expuestas en él, pero que al igual que los otros métodos, tampoco se implemento ni se hizo ninguna prueba física.

Cabe destacar que los resultados obtenidos son de gran importancia, ya que con ellos queda muy claro la existencia de fallas, que a simple vista, uno no alcanza a percibir éste tipo de anormalidad en el funcionamiento de estas máquinas, pero que con la ayuda de los métodos de detección aquí expuestos y muchos otros más, nos abren los ojos para no perder de vista lo que en realidad está pasando y no esperar a que ocurra una catástrofe a los turbogeneradores.

Otro punto a resaltar, es que con ayuda del programa Matlab, podemos darnos una idea del comportamiento dinámico de éste tipo de maquinas, así como la utilización de instrumentos de medición, que uno al no tener la facilidad u oportunidad de estar frente a ellos y manipularlos, es una muy buena opción optar por este programa.

El método presentado de detección de fallas, esta en el papel, pero seria excelente que alguien pudiera continuar la investigación, publicar y por que no, implementarlo físicamente, para su posterior puesta al mercado.

## APÉNDICE A

## IDENTIFICACIÓN EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA DE LA DINÁMICA DE LA TURBINA DE GAS

La identificación de flujo de combustible para la velocidad dinámica de la flecha de una turbina de gas con eje gemelo está direccionada, con el propósito de validar los modelos termodinámicos del motor. Esto ha sido demostrado en problemas actuales cuando en modelos discretos apropiados para datos del motor, y estos documentos examinan la estimación directa de los modelos en el dominio *S* en el dominio de la frecuencia. Un número de señales de prueba multisenos diferentes fueron aplicadas al motor para propósitos de estimación del modelo y detección no lineal. El uso de técnicas en el dominio de la frecuencia es mostrado para producir modelos de alta calidad y las pruebas también dan información del retardo puro de tiempo.

Modelos del motor son requeridos en ambas etapas de desarrollo y operación de la vida de una turbina de gas. Modelos termodinámicos son obtenidos durante la etapa de desarrollo, basados en conocimientos de la física del motor, y proveen una idea importante del comportamiento del motor. Tales modelos son complejos y no lineales, haciéndolos inapropiados para usar en el diseño de sistemas de control del motor.

Es por lo tanto una practica común linealizar los modelos termodinámicos alrededor de puntos de operación y entonces llevarlos a un modelo de orden reducido para llegar a modelos los cuales son apropiados para diseñar sistemas de control. Por eso estos modelos están basados en una suposición a priori sobre la física del motor, es entonces importante validar su desempeño contra datos del motor real.

El propósito del estudio es estimar modelos los cuales pueden ser usados para validar existentes modelos termodinámicos obtenidos de la física del motor. Los polos y ceros del modelo estimado dan una interpretación física y directamente relacionada a los polos en el dominio S de los modelos termodinámicos linearizados.

En las etapas iniciales del diseño de un motor, un modelo termodinámico es obtenido de las ecuaciones diferenciales no lineales las cuales gobiernan la transferencia de calor dentro del motor. El modelo no lineal es entonces numéricamente linearizado en puntos de operación establecidos, usando pequeñas perturbaciones y evaluando las derivadas parciales.

## El problema de medición

Hay un número de problemas asociados con la medición del flujo de combustible y la velocidad de la flecha. Algunos de éstos son inherentes a la turbina de gas, otros son una característica de los transductores. Un diagrama simplificado de la medición se muestra en la figura A.1.

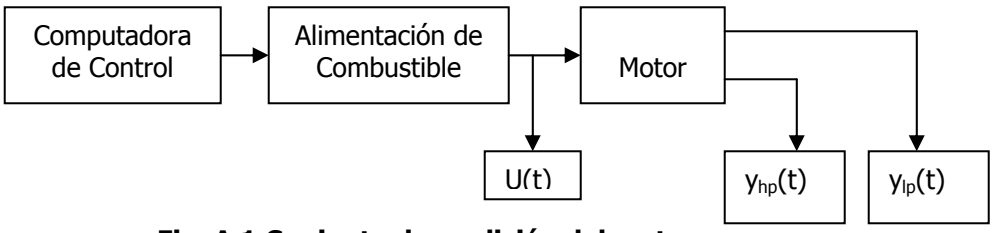



**Fig. A.1 Conjunto de medición del motor**

1) Sistema de alimentación de combustible: El sistema de alimentación de combustible está compuesto de una válvula manejada por un motor a pasos, el cual exhibe dinámicas lineales y no lineales y afectan al flujo de combustible real aplicado a la turbina de gas. Es importante eliminar estos efectos del modelo estimado del motor, y esto es logrado por mediciones del flujo real de combustible torrente abajo del combustible alimentado, usando un flujómetro.

2) Medición de la velocidad: La velocidad de la flecha de baja presión es medida para contar las rotaciones de los álabes de la turbina y la velocidad de la flecha de alta presión midiendo la rotación de un equipo vinculado a la flecha misma. Una serie de pulsos es generado, la frecuencia de la cual depende de la velocidad de la flecha. El número de pulsos en un intervalo dado son contados y la velocidad resultante proporcione como el transductor de salida. El control del motor entonces sondea esta salida en cada instante de sondeo. Debería ser claro que no es posible incorporar cualquier filtro antialiados, por eso la conversión es de un pulso de frecuencia a un valor digital y no existen señales analógicas reales antes de la digitalización. Esto también aplica para el flujómetro de la turbina en la entrada.

3) Control del motor: El número de muestras las cuales pueden estar anotadas en una prueba está limitado a 15000 y por esta razón el flujo demandado de combustible, flujo de combustible medido, y las dos velocidades de los ejes fueron registradas. Registrando el flujo de combustible demandado permite la generación de las señales de prueba para ser checadas y también permite la dinámica del combustible alimentado para ser estudiado. El convertidor digital-analógico a la salida de la computadora y los muestreadores en su entrada pueden estar contando en diferentes velocidades, permitiendo reconstruir la señal y muestras de datos en diferentes valores.

4) Ruido: Las fuentes dominantes de ruido son la turbulencia en el flujo de combustible en la entrada y la vibración de los alabes de la turbina y la agitación en los equipos en la salida. Esto significa que la entrada de ruido no puede ser considerada como simple medida de ruido, puesto que la turbulencia en la entrada de flujo de combustible también influye en la velocidad de la flecha de salida.

5) No linealidades: La dinámica de la turbina de gas varia dentro de su rango de operación. Una serie de modelos lineales son por esta razón estimados alrededor de un conjunto de puntos de operación.

6) Retardo en la combustión: Hay un retardo puro de tiempo en el sistema, el cual es debido al retardo involucrado la vaporización y el encendido del combustible en el motor.

**Estimación en el dominio de la frecuencia**

Las técnicas en el dominio de la frecuencia empleadas en este estudio y en las señales de prueba usadas serán ahora descritas.

Estimación

Puesto que el periodo de las señales de entrada fue usada, la función de respuesta en frecuencia fue estimada usando la relación media de los coeficientes de Fourier de entrada y salida, mostrada en la siguiente ecuación:

$$\hat{H}_{EV}(j\omega_k) = \frac{\frac{1}{M}\sum_{m=1}^{M} Y_m(j\omega_k)}{\frac{1}{M}\sum_{m=1}^{M} U_m(j\omega_k)} = \frac{\overline{Y}(j\omega_k)}{\overline{U}(j\omega_k)}$$

donde Um($j\omega_K$) y Ym($j\omega_K$) son el espectro de entrada y salida en las pruebas de frecuencia $\omega_K$ medidas a través de M periodos.

La identificación en el dominio de la frecuencia tiene un numero de claras ventajas si una interpretación física del modelo es hecha, puesto que un modelo en el dominio S puede ser directamente identificado, cuyos polos y ceros pueden ser relacionados a los parámetros físicos del sistemas.

Señales de prueba

La estimación en el dominio de la frecuencia es enormemente simplificado si las señales periódicas de entrada son utilizadas y la medición es realizada bajo condiciones dinámicas en estado estable. Las señales medidas deben de tener un

límite de banda y muestreadas a una frecuencia dos veces mayor que la frecuencia de la señal para prevenir el aliado. La falta de filtros antialiados en la medición de la turbina deben por esta razón parecer excluir el uso de técnicas en el dominio de la frecuencia.

Esto seria verdad si fueran usadas señales binarias, puesto que ellas no tienen espectro de banda limitado. Este no es el caso si son usadas señales multiseno, puesto que la potencia total de la señal puede ser concentrada en el rango de frecuencia de interés. La única componente más alta de frecuencia en las señales serían esas generadas en la frecuencia de reconstrucción de la señal por el convertidor digital analógico.

Es, sin embargo, posible utilizar la características paso bajas del sistema de retroalimentación del combustible para quitar el filtrado de estos componentes, si una eficiente frecuencia altamente reconstruida es usada. Los multisenos pueden así ser estrictamente de banda limitada sin el uso de filtros antialiados y el único aliado presente será debido al ruido de alta frecuencia.

Una señal multisenos es un ensamble arbitrario de cosenos relacionados armónicamente, se muestra en la siguiente ecuación:

$$u(t) = \sum_{k=1}^{F} a(k) \cos\left(i(k)\omega_0 t + \Phi(k)\right)$$

donde a es un vector de amplitudes, i un vector de números armónicos, $\omega_0$ la frecuencia fundamental, y $\Phi$ un vector de fases.

**Análisis de datos**

Las pruebas fueron llevadas a cabo en un punto de operación del 75% de la máxima velocidad de la flecha de alta presión y las señales impuestas con amplitudes de $\pm$ 10% del flujo de combustible en estado estable. Seis periodos de cada señal fueron medidos con un periodo de muestreo de 0.2 s, generando 500 muestras por periodo. Un análisis detallado fue hecho de los datos reunidos antes de proceder con la estimación del modelo paramétrica.

Sincronización

Es importante que la reconstrucción y el reloj de muestreo de la señal estén sincronizadas cuando se lleven a cabo las mediciones de identificación en el domino de la frecuencia, por eso una desviación también en el reloj resultará en un periodo incompleto de la señal estando muestreado.

La calidad de la sincronización puede ser revisada examinando la covarianza circular de las señales medidas, según la siguiente ecuación:

$$C(nT_s) = \sum_{m=0}^{N-1} u(mT_s)u((n\Theta m)T_s)$$
$$n = 0, 1, \cdots, N-1$$

donde N es el número de muestras, $T_S$ el periodo de muestreo, y u(nθm) corresponde a un movimiento circular de m muestras al lado derecho. La covarianza circular de 30 señales de entrada de armónicas impares está trazada en la figura A.2.

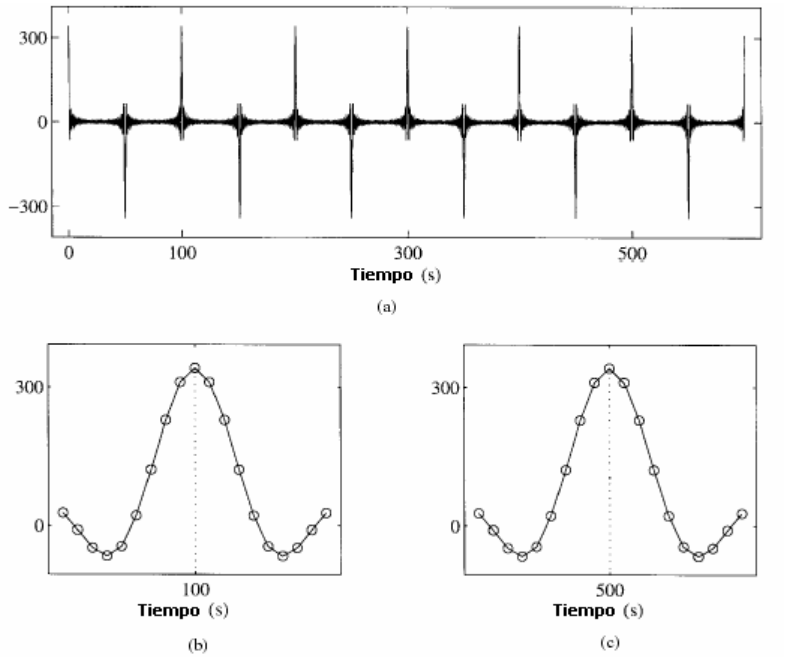



**Fig. A.2. Covarianza circular de la señal de entrada. (a) A través de la longitud completa de datos, (b) primer retraso, y (c) quinto retraso.**

Análisis de ruido

El ruido de las varianzas y covarianzas está trazado en la figura A.3, para las 30 armónicas impares de la señal, datos de la flecha de alta presión, los cuales muestran componentes de ruido muy fuertes en frecuencias bajas y también covarianzas grandes en estas frecuencias.

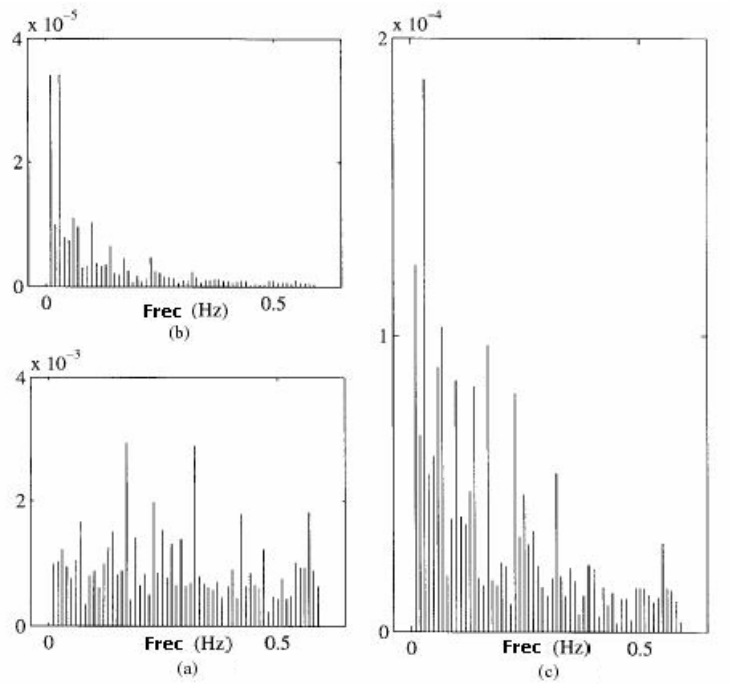



**Fig. A.3. Varianzas de ruido de (a) entrada, (b) salida, y (c) valor absoluto de covarianza para flecha de alta presión.**

No linealidades

La influencia de las no linealidades fue investigada por la examinación de la transformada rápida de Fourier de la señal impar-impar de las salidas de las flechas de alta y baja presión, mostradas en la figura A.4. La presencia de ruido de color es claramente visto, pero esto dificulta ver si hay componentes periódicas adicionales crecientes sobre el piso del ruido, el cual indicaría la presencia de efectos no lineales.

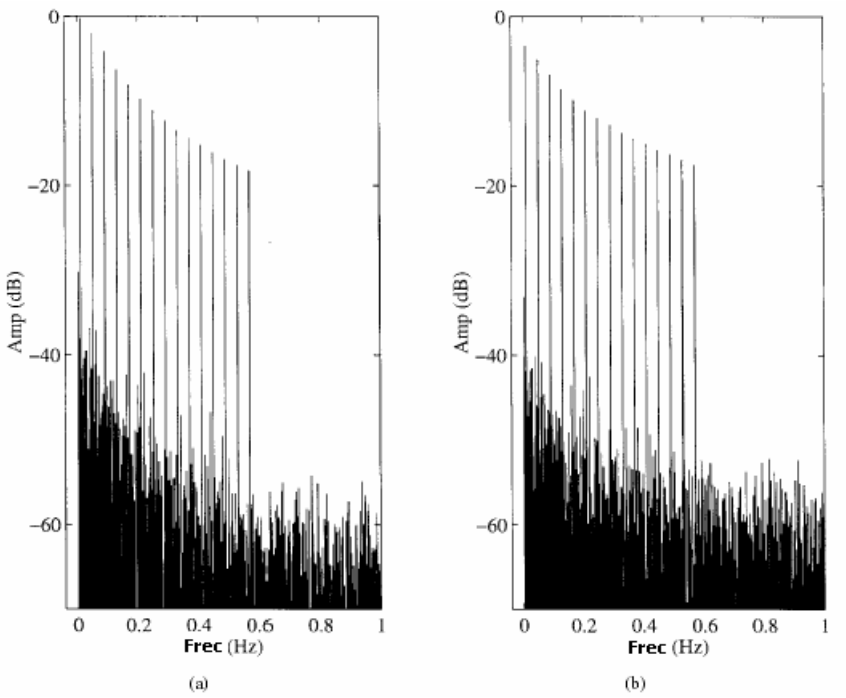



**Fig. A.4. Amplitud del espectro multisenos impar-impar en salidas de flecha de (a) alta presión y (b) baja presión.**

Una figura que clarifica es obtenida de la coherencia no lineal, la cual es trazada en la figura A.5. de la entrada y salida de la flecha de alta presión, junto con el limite 1/M.

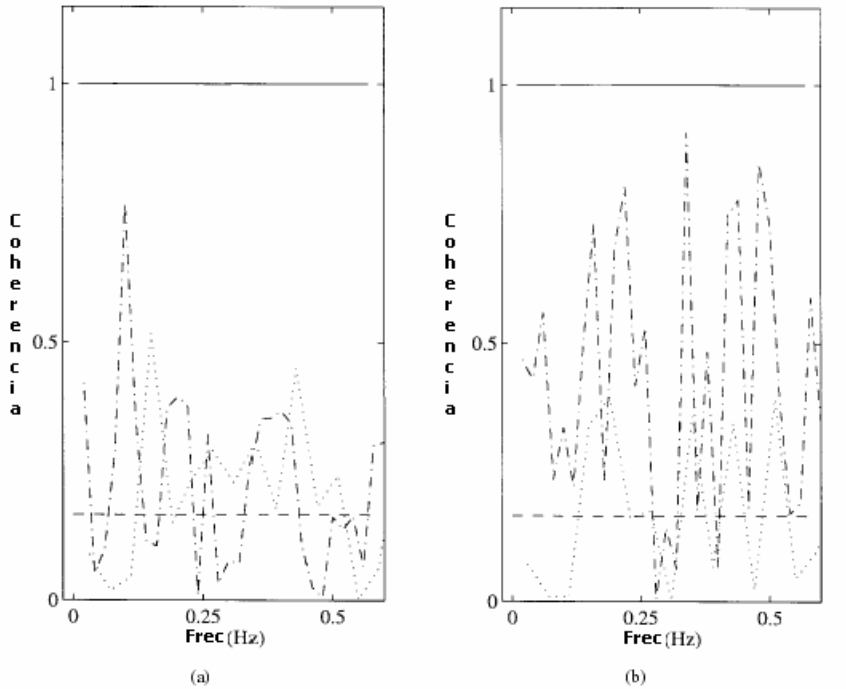



**Fig. A.5. Coherencia no lineal de multiseno impar-impar en la flecha de alta de presión en (a) entrada y (b) salida.**

## BIBLIOGRAFÍA

- Ceri Evans, et. al., "Frequency-Domain Identification of Gas Turbine Dynamics", IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, Vol. 6, No. 5, Septiembre 1998.

## APÉNDICE B

## DETECCIÓN Y DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN UNA TURBINA DE GAS, SUBSISTEMA DE INYECCIÓN DE GAS

En esta ponencia se describe un punto de referencia de un sistema de inyección de una turbina a gas destinado a evaluar técnicas de detección y aislamiento de fallos. El proceso propuesto se ha implementado en Simulink y permite simular once tipos distintos de fallos. En la ponencia se introduce brevemente algunas técnicas de detección y aislamiento de fallos, se aplican al punto de referencia propuesto y se realizan los resultados obtenidos.

Descripción del proceso

Una turbina de gas consta de los siguientes elementos, Fig. B.1:

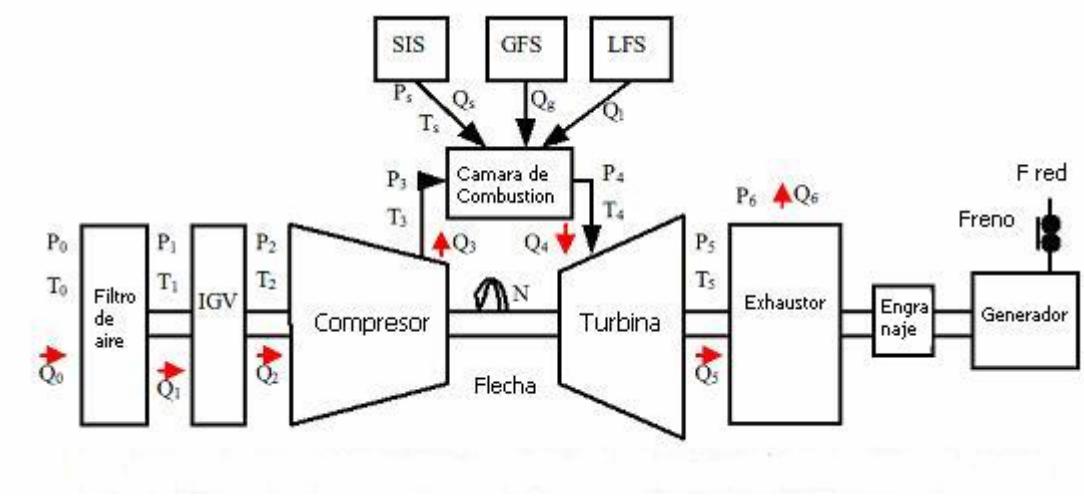



**Fig. B.1 Esquema global de una turbina de gas**

Siendo:

Sistema de inyección de vapor (SIS)
Sistema de combustible (gas) (GFS)
Sistema de combustible liquido (LFS)
Presiones (P)
Flujo (Q)
Temperatura (T)
Velocidad (N)

Esquema general de una válvula motorizada

En general estas válvulas se controlan mediante un controlador P de posición del vástago, utilizando un transductor capaz de medir el desplazamiento físico del

mismo. La salida del controlador, es una salida de intensidad, generalmente no medida, que actúa sobre un servomotor neumático responsable de aumentar o disminuir la presión en la cámara de la válvula. Un aumento en la presión del servomotor provoca un desplazamiento del vástago, aumentando o disminuyendo (depende del tipo de asiento) el flujo que circula por la tubería.

En el sistema de dosificación de gas, se dispone de dos válvulas, la primera tiene por objetivo controlar la presión inter válvulas y la segunda tiene por objetivo regular el flujo de gas dosificado.

Modelización de cada uno de los componentes y fallos asociados

Componentes del subsistema y tipos de fallos

En la tabla B1 se representa las ecuaciones físicas de cada uno de los componentes del subsistema de inyección de gas teniendo en cuenta los fallos considerados

El conjunto de variables asociadas al sistema en estudio, se clasifican según:

- Conjunto de variables observadas
- Conjunto de variables no observadas
- Conjunto de fallos

**TABLA B1 Componentes del sistema**

| Componente | Relación | Ecuación | Variables exógenas | Fallos asociados |
|---|---|---|---|---|
| **Inyectores** | $r_1$ | $Q_3 = K_{inj}\sqrt{P_3 - CPD}$ | CPD | |
| **Valvula de Control de Gas (GCV)** | | | | |
| $GCV_V$ (Valve) | $r_2$ | $Q_2 = X_{FSG}\sqrt{FPG2 - P_3}$ | | |
| | $r_3$ | $Q_3 - K_I * Q_2 = 0$ | | $f_7$ |
| $GCV_{SP}$ (Servo y Posicionador ) | $r_4$ | $FSG = f(FSROUT, Pz)$ si FSG<100%*$Kb_{FSG}$ | $P_z$, FSROUT | $f_6$, $f_2$, $f_9$ |
| $GCV_V$ (Unión Valve y Servo) | $r_5$ | $FSG - Ke_{FSG} * X_{FSG} = 0$ | | $f_4$ |
| Transductor FSG | $r_6$ | $FSG - Kt_{FSG} * T_{FSG} = 0$ | | $f_9$ |
| **Válvula de razón de paro (SRV)** | | | | |
| $SRV_V$ **(Válvula)** | $r_7$ | $FQG = X_{FSGR}\sqrt{P_1 - FPG2}$ | $P_1$ | |
| | $r_8$ | $Q_2 - K_I * FQG = 0$ | | $f_7$ |
| $SRV_{SP}$ (Servo y Posicionador ) | $r_9$ | $FSGR = f((FPRGOUT - FPG2), Pz)$ si FSGR<100%*$Kb_{FSGR}$ | $P_z$, FPRGOUT | $f_5$, $f_1$, $f_8$ |
| | $r_{10}$ | $FPG2 = f(FPRGOUT, X_{FSG}, X_{FSGR}, CPD)$ | CPD, FPRGOUT | $f_5$,$f_1$,$f_8$,$f_{11}$ $f_3$, $f_4$ |
| $SRV_V$ (Unión Valve y Servo) | $r11$ | $FSGR - Ke_{FSGR} * X_{FSGR} = 0$ | | $f_3$ |
| Transductor FSGR | $r_{12}$ | $FSGR - Kt_{FSGR} * T_{FSGR} = 0$ | | $f_8$ |
| Transductor FPG2 | $r_{13}$ | $T_{FPG2} - Kt_{FPG2} * FPG2 = 0$ | | $f_{11}$ |
| **Transductor FQG** | $r_{14}$ | $T_{FQG} - Kt_{FQG} * FQG = 0$ | | $f_{10}$ |

Los tipos de fallas que se pretenden detectar en este sistema se muestran en la tabla B2.

**TABLA B2 Tipos de falla**

| Fallo | Descripción | Parámetro-Relación | Tipo de incidencia |
|---|---|---|---|
| $f_1$ | Bloqueo de la válvula SRV | $r_9 : Kb_{FSGR}$ $r_{10}$ | - fallo aditivo que puede ser observado o no en función del estado del sistema |
| $f_2$ | Bloqueo de la válvula CGV | $r_4 : Kb_{FSGR}$ | - fallo aditivo que puede ser observado o no en función del estado del sistema |
| $f_3$ | Erosión en la válvula SRV | $r_{11}: Ke_{FSRG}$ | - fallo aditivo |
| $f_4$ | Erosión en la válvula CGV | $r_5: Ke_{FSG}$ | - fallo aditivo |
| $f_5$ | Incremento de la fricción de la válvula SRV | $r_9$ $r_{10}$ | - fallo multiplicativo (parámetros de la relación) |
| $f_6$ | Incremento de la fricción de la válvula CGV | $r_4$ | - fallo multiplicativo (parámetros de la relación) |
| $f_7$ | Perdidas en las tuberias | $r_3$ y $r_8 : Kl$ | - fallo aditivo |
| $f_8$ | Fallo en el transductor de posición de la válvula SRV | $r_{12} : Kt_{FSGR}$ | - fallo aditivo |
| $f_9$ | Fallo en el transductor de posición de la válvula CGV | $r_6 : Kt_{FSG}$ | - fallo aditivo |
| $f_{10}$ | Fallo en el transductor de caudal | $r_{14} : Kt_{EQG}$ | - fallo aditivo |
| $f_{11}$ | Fallo en el transductor de presión | $r_{13} : Kt_{EPG2}$ | - fallo aditivo |

Simulación del subsistema de inyección de gas

Al tratarse de un punto de referencia con el cual probar distintas técnicas de diagnóstico, se construye un simulador del subsistema a estudiar. Para ello se utiliza el programa Simulink. Este simulador incorpora las ecuaciones no lineales del sistema y permite introducir los fallos descritos.

Diagnóstico de fallos basados en modelos

El problema de diagnóstico de fallos consiste en que a partir de una secuencia de entradas y salidas obtenidas a partir de los sensores instalados en el proceso, determinar la presencia de un fallo del conjunto de fallos posibles.

En general el conjunto de fallos consiste en dos etapas:

- la detección del fallo: la decisión de si existe o no un fallo así como determinar su instante de aparición.
- Y el aislamiento del fallo: localización del componente en el cual se ha producido el fallo.

En el caso de detección de fallos basados en modelos, el problema queda formulado a partir de una secuencia de entradas y salidas obtenidas de los sensores instalados en el proceso a monitorizar, se trata de verificar la consistencia con el comportamiento modelado. Las relaciones o ecuaciones que incluyen solo variables medidas se les conoce como relaciones de redundancia analítica.

La figura B.2 ilustra un esquema sencillo de cómo utilizar modelos en la detección de fallos.

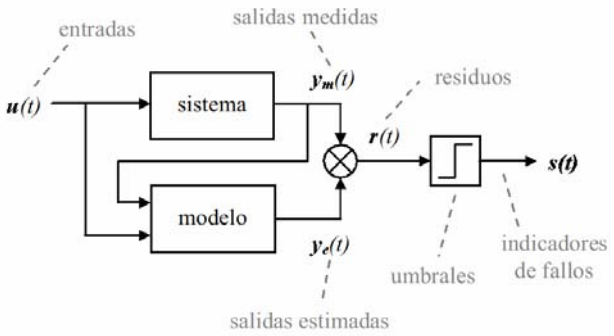



**Fig. B.2 Esquema de detección de fallas basado en modelos**

Una vez detectada la presencia de una falla, es necesario determinar aislar la falla. Este tipo de análisis puede realizarse siguiendo dos metodologías distintas, ya sea utilizando:

- Matriz de firmas de fallo.
- El diagnostico basado en consistencia.

## BIBLIOGRAFÍA

- Teresa Escobet, "Benchmark: Detección y Diagnostico de Fallos en una Turbina a Gas, Subsistema de Inyección de Gas", Universidad Politécnica de Cataluña, XXV Jornadas de Automática, Ciudad Real, del 8 al 10 de Septiembre 2004.