DEVOLUC

T
621.433
I 61
C.3

INGRESADO A INVENTARIO CON
ORD. No. 3696

"LA TURBINA DE GAS Y SU APLICACION INDUSTRIAL"

Tesis previa a la obtención del

TITULO DE INGENIERO MECANICO

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

Presentada por:

José P. Intriago C.

EGRESADO DE LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

GUAYAQUIL - ECUADOR

DEDICATORIA.

A mis padres y maestros.

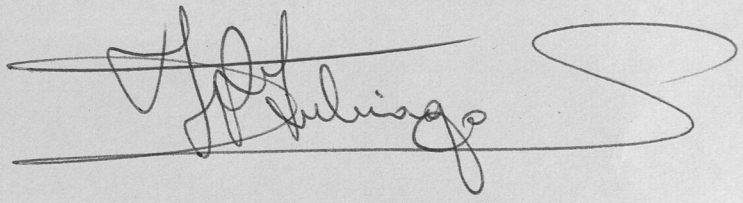


BIBLIO

DECLARACION EXPRESA.

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas corresponden exclusivamente a su autor.

(Articulo Sexto del Reglamento interno de la Escuela Superior Politécnica del Litoral)





BIBLIOTE

INDICE.

1.- Reseña histórica.

2.- Principios fundamentales y características generales.

3.- Ventajas e inconveniencias en su uso.

4.- Aplicaciones generales en la Industria.

5.- Controles,accesorios y operación de turbinas de gas.

6.- Estudio comparativo con los diferentes sistemas de generación de energía.Costos de instalación y producción.

7.- Aplicación práctica de una de las formas de aprovechamiento de los gases de escape de las turbinas de gas.

8.- Aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape de las turbinas de gas.Ciclos combinados.

9.- Proceso de montaje y mantenimiento de una turbina de gas.



BIBLIOTECA

CAPITULO I

RESEÑA HISTÓRICA.- Por varios siglos la imaginación y los esfuerzos de muchos científicos han estado dedicados al estudio de los fundamentos y desarrollo de las turbinas de gas.

Los conceptos fundamentales sobre las mismas se remonta a 130 AC. con la primera turbina construida por Herón de Alejandría, físico griego que se distinguió en el campo de la mecánica. Sin embargo, hasta el año 1935 no se había producido todavía una turbina práctica que pudiese competir con éxito contra las máquinas recíprocas de combustión interna o las plantas a vapor, ya sea en el campo de la propulsión o en el de las plantas estacionarias de poder.

A pesar de todos los esfuerzos realizados, el primer diseño importante no fué hecho sino en 1791 por John Barber en Inglaterra.

El segundo paso importante fué dado a principios del siglo XIX por Stirling y Ericsson quienes desarrollaron máquinas de aire caliente que condujeron al establecimiento del ciclo Stirling a volumen constante, y al ciclo Ericsson a presión constante, ambos usando compresión y expansión isotérmica.

Amediados del siglo XIX Joule propuso el ciclo a presión constante usando una compresión y expansión isentrópica, ciclo que es usado en la actualidad como el ciclo básico para las turbinas de gas.

El primer acercamiento hacia la moderna turbina de gas fue hecho en 1872 por el Dr. F. Stolze; esta turbina consistía de un compresor de flujo axial de múltiples etapas que estaba acoplado directamente a una turbina de reacción, siendo el calor añadido al sistema por medio de una cámara de combustión de fuego externo.

Entre los años 1900 y 1904 se efectuaron algunas pruebas sobre este tipo de turbinas, pero no se obtuvo el éxito deseado, debido principalmente a la

baja eficiencia del compresor y de la turbina.

Tuvo gran participación en este fracaso el poco conocimiento que se tenía en ese entonces sobre aereodinámica y sobre todo el hecho de que la temperatura de los gases a la entrada de la turbina, era demasiada baja debido también a la dificultad de disponer de materiales resistentes a altas temperatura y esfuerzos como para ser usados en el empaletado de una turbina.

Durante este mismo lapso de tiempo el Dr. S.A. Moss y Charles Curtis empezaron en EE.UU. sus investigaciones sobre turbinas de gas sin obtener resultados favorables ya que el aire comprimido lo obtenían por medio de un compresor movido a vapor que requería un mayor poder que el que proporcionaba la turbina siendo por lo tanto el rendimiento neto de la unidad, de caracter negativo.

Sir Charles Parson quien fué el inventor de la turbina de vapor del tipo de reacción se hizo cargo de desarrollar un compresor de flujo axial mas eficiente que los anteriores pero también fracasó debido a los escasos conocimientos que se tenían en ese entonces sobre aereodinámica.

Hacia el año 1908 Rateau desarrollo un compresor centrífugo más eficiente y al mismo tiempo la Sociedad de Turbomotores de Francia comenzó a experimentar con varios tipos de turbinas de gas que operaban con un ciclo similar al de las turbinas modernas de compresores centrífugos de múltiples etapas. La temperatura de operación de esas turbinas era de 1030°F ABS. y la eficiencia térmica que se obtuvo fue del 2 y 3%, siendo esta unidad la primera que produjo un trabajo neto positivo.

Entre 1905 y 1930 muchos científicos trabajaron en el campo de investigación de las turbinas de gas, y el progreso obtenido en dos campos paralelos al de las turbinas, contribuyó grandemente al desarrollo y progreso de las turbinas, de hoy .

El primer avance fue el desarrollo de los turbo-sobrealimentadores para

máquinas recíprocas (Moss, Buchi y Lorenzen) que trajo consigo importantes progresos en aereodinámica y que condujo el diseño de compresores y turbinas mas eficientes; el segundo avance de importancia fue el desarrollo de los generadores de vapor "VELOX", bajo la supervisión de la Brown-Boveri de Suiza.

Este generador de vapor es un caldero con fuego bajo presión; la presión es producida por un compresor impulsado por una turbina de gas que a su vez es impulsada por los gases de escape de la caldera. Antes de que este sistema pudiera operar era necesario poseer un compresor de alta eficiencia, ya que de otra manera la turbina sería incapaz de desarrollar el poder necesario para impulsar el compresor y ésta deficiencia debería ser suplida por alguna otra fuente.

Los progresos obtenidos hasta el momento, hicieron redoblar los esfuerzos para tratar de producir una turbina de gas a presión constante y uno de los resultados obtenidos fue el desarrollo de una máquina turbo-jet por Frank Whittle de la R.A.F. En 1930 Whittle aplicó la patente de un sistema de prpulsión turbo-jet, incorporando todos los elementos esenciales de una turbina de gas simple y ya en 1937 la máquina de Whittle con algunas modificaciones obtuvo resultados satisfactorios.

A partir de esta fecha, casas fabricante como Brown-Boveri y Sultzer Brothers de Suiza, dedicaron sus esfuerzos al desarrollo de turbinas de gas para locomotoras y plantas de poder.

Ya en el año 1938 la Marina de los Estados Unidos empezó serias investigaciones para la aplicación de las turbinas de gas a la Aviación y a la Marina, habiéndose obtenido progresos durante la Segunda Guerra Mundial especialmente en el campo de la propulsión a chorro y de los proyectiles dirigidos. Al terminar la Guerra siguió el proceso de la investigación sucediéndose unos a otros los éxitos y progresos que han llevado a la turbina de gas a la posición expectante en que hoy se encuentra dentro del campo industrial.

CAPITULO II

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES Y CARACTERISTICAS GENERALES.- El ciclo básico fundamental de una turbina de gas está conformado por un compresor, una cámara de combustión y una turbina. El proceso que se realiza en el ciclo está compuesto por las siguientes etapas:

El compresor del sistema succiona el aire atmosférico y lo comprime con lo cual se consigue elevar su temperatura y su presión; este fluído ya comprimido es luego inflamado en una cámara de combustión, al inyectarse en la misma un combustible generalmente líquido y que puede tener diferentes calidades; el uso de calentadores de aire en lugar de cámaras de combustión es también usual para otro tipo de turbinas de gas; el fluído de trabajo ya a gran temperatura y presión es luego expandido en la turbina impulsora ocasionando el movimiento rotacional de la misma, el cual es aprovechado en diferentes aplicaciones.

El proceso así efectuado es conocido como proceso de flujo continuo ya que el aire que entra al compresor así como los gases productos de la combustion son rechazados a la atmósfera y tienen que ser continuamente reemplazados en el ciclo.

Es interesante recalcar el hecho de que 2/3 del poder desarrollado por la turbina deben ser utilizados en impulsar diferentes accesorios ademas del compresor, quedando el 1/3 restante para ser empleado a traves del acoplamiento a una carga determinada.

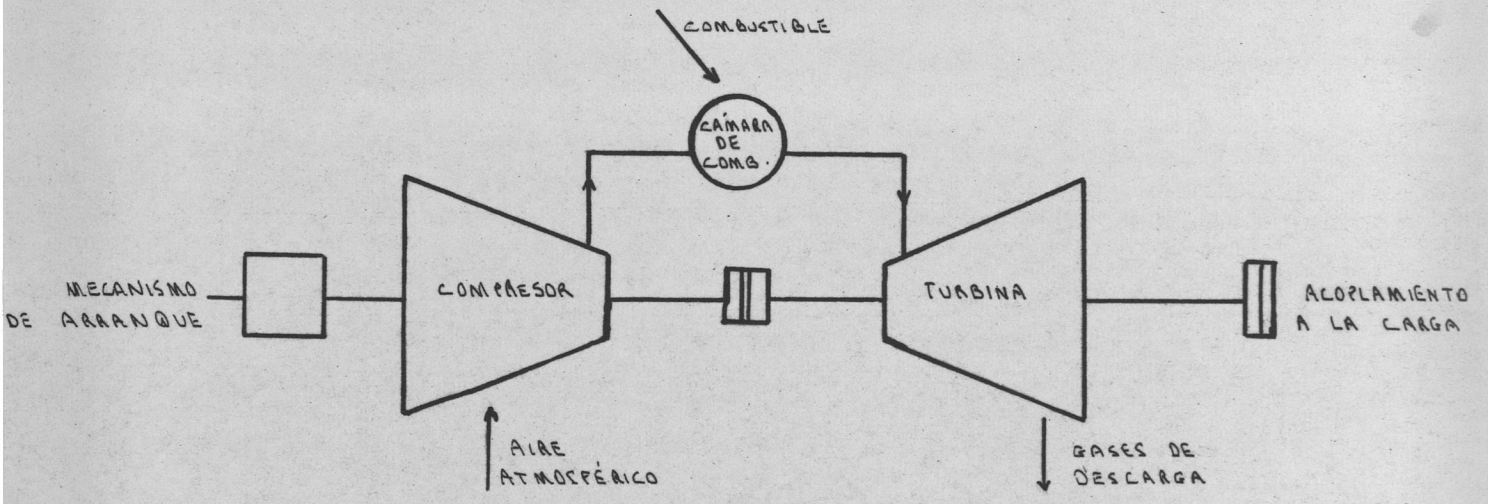
En el diagrama siguiente apreciamos la ubicación en el ciclo de los diversos componentes de una turbina de gas. (FIGURA 2-1)

Conocido ya el principio fundamental de trabajo vamos a enumerar los 3 ciclos existentes para turbinas de gas, así como las caracteristicas fundamentales de los mismos.

1.- Ciclo abierto de turbinas de gas.

2.- Ciclo semicerrado de turbinas de gas.

3.- Ciclo cerrado de turbinas de gas.



CICLO ABIERTO SIMPLE (FIG. 2-1)

— x —

TURBINAS DE GAS CICLO ABIERTO.- El ciclo abierto para turbinas de gas está basado fundamentalmente en el ciclo de Joule o Brayton.

El término razon de presión que usaremos en adelante no es sino la relacion entre la presión del aire en la descarga del compresor a la presión del aire a la entrada del mismo.

$$Rp = \frac{P2}{P_1}$$

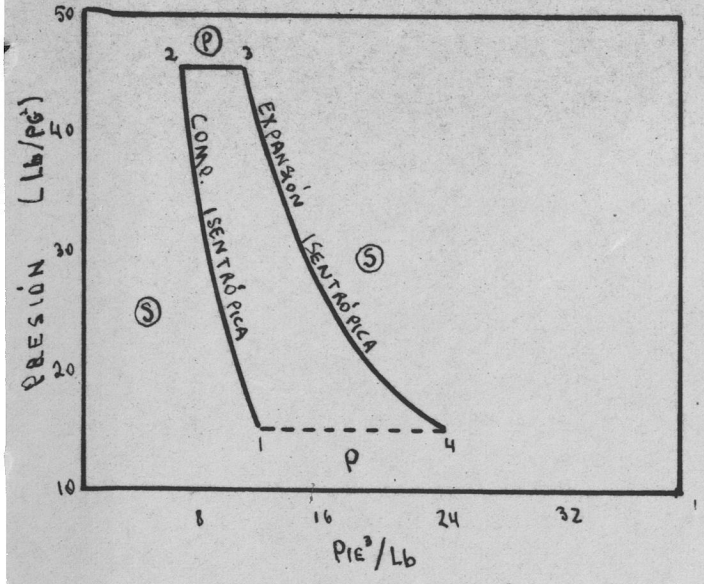
Existe también el llamado aire primario el cual es normalmente mezclado con el combustible usado y al iniciarse la combustión se produce un proceso continuo que genera el fluído de trabajo.

Cuando se usa un combustible hidrocarburo la mezcla de aire primario y combustible es aproximadamente una mezcla estequeométrica o sea que la relación A/F (aire-combustible) es quimicamente la indispensable para obtener una combustión completa.

Debido a que el tipo de combustible ya citado se inflama a una temperatura que fluctua entre los 3500 y 4000 °F, la mayor parte del aire, que es llama-

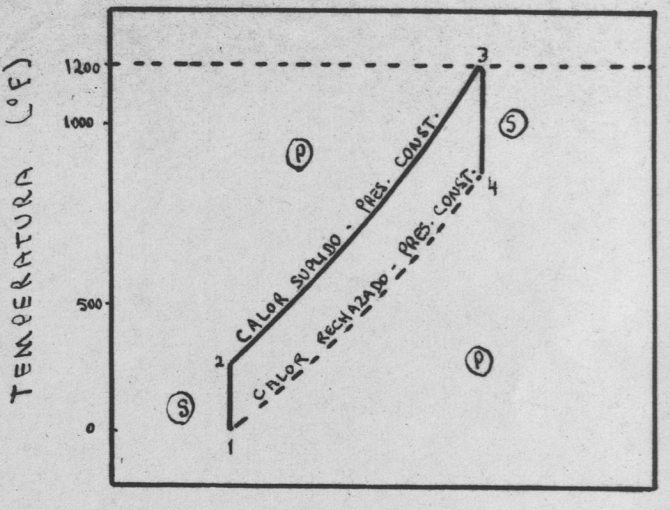
do aire secundario, es utilizado para disminuir la temperatura de los productos de la combustión a un valor admisible de entrada a la turbina. Esta es la razón para que tengamos razones de aire-combustibles que fluctúen de 50=1 a 250=1.

Idealmente el proceso de combustión 2-3 se desarrollaría a presión constante pero en una turbina de gas en operación hay una pequeña caída de presión debida principalmente a la fricción a que se halla sometido el medio de trabajo. Como se puede observar en los gráficos (Fig. 2-2 y 2-3) en el ciclo Joule, la línea de calor rechazado (4-1) se encuentra punteada para indicarnos que el ciclo está descargando la sustancia de trabajo a la atmósfera (4) y obteniendo nuevo aire atmosférico. (1)



VOLUMEN ESPECÍFICO

(FIG. 2-2)



ENTROPÍA

(FIG. 2-3)

De acuerdo a los gráficos anteriores se establece que el ciclo de Joule (Brayton) es el ciclo básico para el análisis de un ciclo abierto siempre en el cual:

a) El proceso 1-2 es una compresión isentrópica a través del compresor.

b) El proceso 2-3 es el de adición de calor a presión constante.

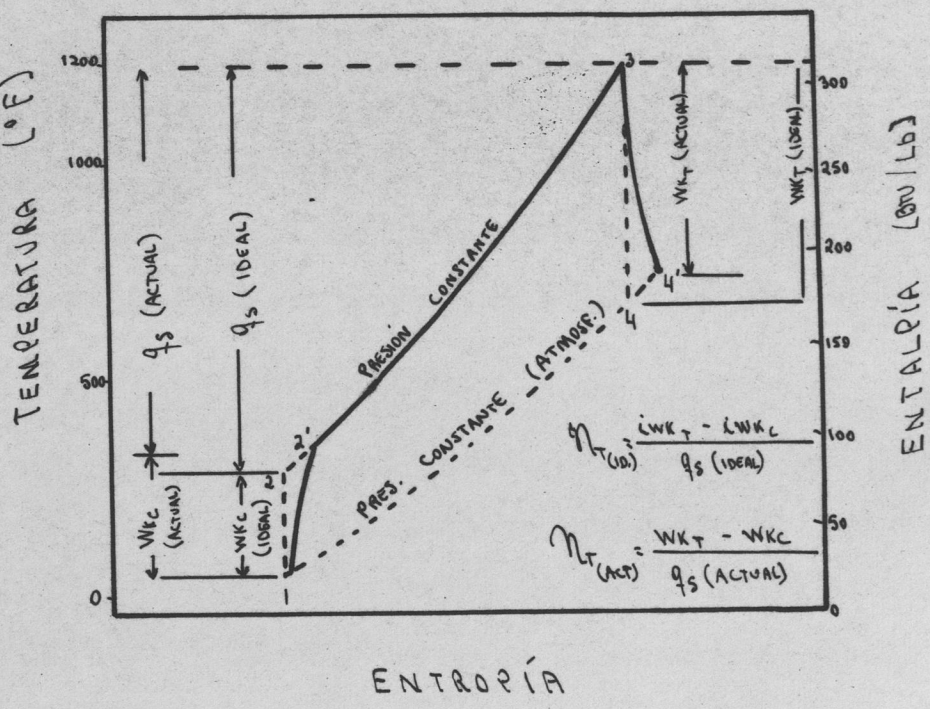
c) El proceso 3-4 es de expansión isentrópica a través de la turbina y

d) El proceso 4-1 es el de rechazo de calor a la atmósfera a presión constante.

Este es el llamado ciclo ideal y tiene como base el uso de aire seco como sustancia de trabajo y un peso y composición constante a través del ciclo. En el proceso actual de las turbinas de gas el proceso es adiabático irreversible, siendo la irreversibilidad causada por las pérdidas debidas a la fricción del fluído.

El diagrama T-S (Fig. 2-4) muestra la manera como el proceso actual de

DIAGRAMA DE TEMP.- ENTROPÍA
DE UN CICLO ABIERTO SIMPLE
(FIG. 2-4)



compresión y expansión se aparta de la vertical, dejando de ser por lo tanto isentrópico.

El trabajo actual del compresor WKc será:

$$WKc = h_2' - h_1 \qquad (BTU/lb)$$

La eficiencia del compresor estará dada por:

$$Nc = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} = \frac{\text{trabajo del com. isentrópico}}{\text{trabajo del com. actual}}$$

El calor suministrado:

$$q_s = h_3 - h_2' \qquad (BTU/lb)$$

El trabajo actual de la turbina:

$$WKt = iWKtNt = (h_3 - h_4)Nt$$

$$WKt = h_3 - h_4' \quad (BTU/lb)$$

La eficiencia termal de la turbina será:

$$Nt = \frac{\text{trabajo neto}}{q_s} = \frac{WKt - WKc}{q_s} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2' - h_1)}{h_3 - h_2'}$$

Es interesante notar que la eficiencia termal del ciclo actual depende de las siguientes variables:

1.- Razón de presión --------- $Vp = \frac{P_2}{P_1}$

2.- Eficiencia de la turbina ---------- Nt

3.- Temperatura de entrada de la turbina ------ T_3

4.- Eficiencia del compresor -------- Nc

5.- Temperatura del aire a la entrada del compresor ----- T_1

Todos estos factores ejercen notable influencia sobre la eficiencia del ciclo de la misma que puede ser incrementada con la adición de elementos auxiliares como regenerador, recalentador e interenfriador que los analizaremos mas adelante.

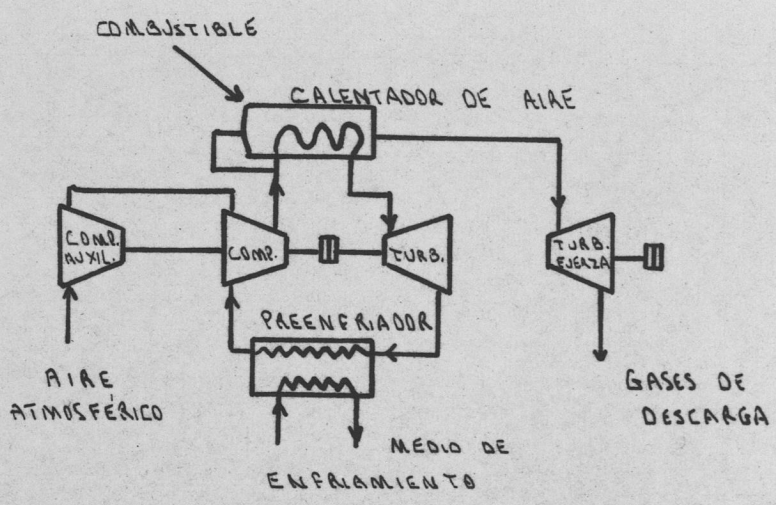
CICLO SEMI-CERRADO.- Este tipo de ciclo por las ventajas y desventajas que presenta puede ser ubicado entre el ciclo abierto y cerrado. Consiste basicamente en un sistema de alta presión, de tal manera que sus partes componentes son mas pequeñas que las del ciclo abierto, para una misma capacidad de generación.

Es factible obtener también un mejor rendimiento a carga parcial que el que se obtiene con el ciclo abierto, además de que el calentador de aire es mas pequeño que los que se usa en el ciclo cerrado.

Este tipo de ciclo fue primeramente desarrollado por Sulzer Bro. de Suiza aunque también se han realizado investigaciones por parte de la Westinghouse, etc.

Los elementos básicos del ciclo de los primeramente nombrados consta en el gráfico siguiente (Fig. 2-5).

CICLO SEMI-CERRADO



(FIG. 2-5)

— x —

El medio de trabajo tiene que ser renovado ya que parte de este es usado para la ignición del combustible en el calentador de aire; este aire es renovado por medio de un compresor auxiliar, el mismo que mantiene el sistema principal bajo una presión inicial de varias atmósferas. Esa parte del aire que no es contaminado por los productos de la combustión, pasa a través de la turbina impulsando el compresor y luego es enfriado en el preenfriador antes de ser recirculado.

CICLO CERRADO.- Como ya observaramos en el análisis del ciclo abierto, el medio de trabajo debía ser continuamente renovado, ya que los productos de la combustión eran rechazados a la atmósfera. A fin de evitar algunas de las desventajas presentes en el ciclo abierto se diseñó el llamado ciclo cerrado en el cual la circulación del medio de trabajo es contínua a traves del ciclo.

En el esquema siguiente se puede apreciar un ciclo cerrado en el cual la

combustión se efectúa en el calentador de aire y es externa al medio de trabajo; cuando este mismo fluído sale de la turbina es enfriado en el preenfriador por medio de un sistema que puede ser a base de agua y luego es recirculado al compresor, para iniciar un nuevo ciclo. (Fig. 2-6)

CICLO CERRADO SIMPLE

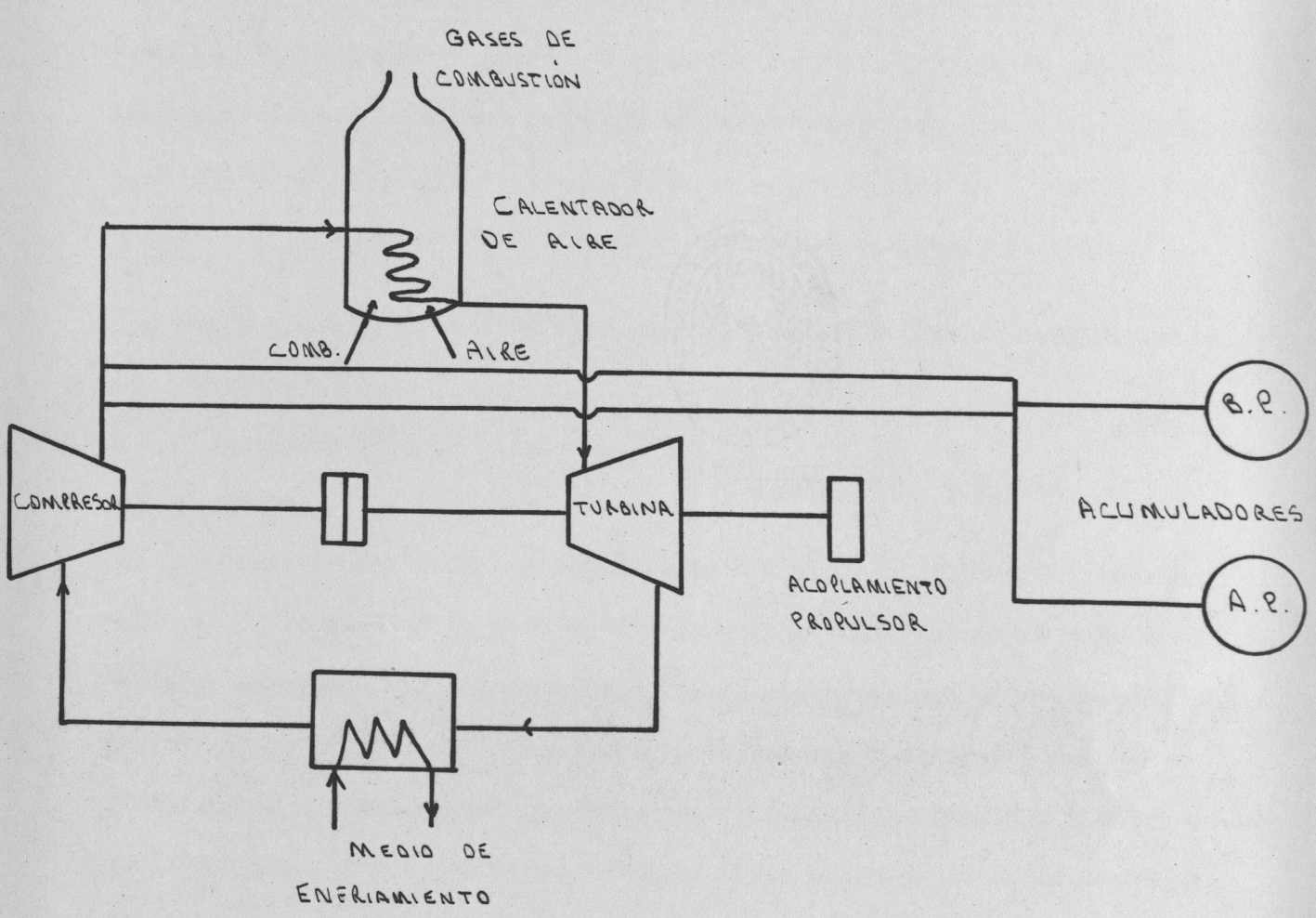


FIG. 2-6

— x —

COMPONENTES BASICOS DE LAS TURBINAS DE GAS.- Al empezar el análisis de los componentes básicos de una turbina de gas tenemos que empezar por recalcar que el compresor de aire juega un papel importante dentro del sistema ya que una eficiente compresión de un flujo de aire de gran volúmen influye en la obtención de un ciclo satisfactorio.

La compresión del aire puede efectuarse por medio de 3 tipos principales de compresores:

a) Compresor de tipo de desplazamiento positivo.

b) Compresor de flujo centrífugo

c) Compresor de flujo axial.

COMPRESOR DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.- Este tipo de compresores ha demostrado poseer una eficiencia comparable a la de los compresores de tipo centrífugo, sin embargo su uso se vé reducido debido a ciertos inconvenientes como son: exceso de ruido, complejidad de producción lo que eleva su costo, limitación en la obtención de una alta relación de presión y peso considerable. El tipo mas conocido de esta clase es el compresor LYSHOLM.

COMPRESOR CENTRIFUGO.- Este tipo de compresor esta formado esencialmente de 2 partes:

a) El impelente o parte rotatoria

b) El difusor.

El aire es succionado del medio ambiente a través del centro del impelente el cual lo forza hacia afuera en una dirección radial hacia el difusor en el cual se produce la transformacion de velocidad apresión por efecto del principio de Bernoulli. Si comparamos el compresor centrífugo con el de flujo axial notamos que el primero es mas simple, mas barato y muestra menos facilidad para la formación de depósitos, aunque su eficiencia es un poco menor y su diámetro mayor que los del tipo axial.

En lo que a eficiencia respecta podemos encontrar compresores de uso industrial de etapa simple con valores entre 80 y 85% y con relaciones de presión de 2.5 a 3.

COMPRESORES DE FLUJO AXIAL.- El compresor de flujo axial es aquel que está formado por una serie de etapas rotor-estator, es decir que existen las partes móviles con sus aletas o rotor y las partes fijas con sus aletas

o estator.

La característica esencial de este tipo de compresor es su alta eficiencia para peak, asi como su adaptabilidad para trabajar con etapas múltiples, obteniendo de esa manera relaciones de presión mas altas; el diámetro del mismo es relativamente pequeño si lo comparamos con los otros tipos. A pesar de estas ventajas estos compresores son sensitivos a los cambios de velocidad y de flujo de aire, dando como resultado una violenta caída en la eficiencia de los mismos; por las razones ya expuestas este tipo de compresores no son aconsejables para ciertas clases de instalaciones ya que sus caracteristicas limitan su capacidad para carga parcial. El compresor de flujo axial es adecuado para entregar grandes cantidades de fluído a presiones relativamente bajas.

CAMARAS DE COMBUSTION.- Las cámaras de combustión son otro de los elementos esenciales en el ciclo de turbinas de gas y su diseño y construcción dependen fundamentalmente del servicio a que van a ser sometidos. Mucha investigación se ha realizado en torno al diseño de las mismas ya que los problemas que aquí se presentan son muy distintos a aquellos que se presentan en cámaras de combustión de otro tipo de máquinas.

Dos factores importantes que influyen en el diseño de las cámaras de combustión son:

1) La necesidad de obtener altas velocidades del aire (150/400 pies/seg.) con el fin de limitar el tamño de las cámaras a un espacio determinado.

2) La necesidad de tener relaciones de aire/comb. lo suficientemente altas (50:1 a 200:1) como para mantener la temperatura de entrada a la turbina, dentro de los limites aconsejables. Es necesario ademas tomar en cuenta otros factores como son: la estabilización de la llama, reducción de las pérdidas de presión y el mantenimiento regulado de una temperatura uniforme a la salida de la cámara.

En las cámaras de combustión se ocasiona el problema de la mezcla del aire

frío o secundario con los productos de la combustión a alta temperatura ya que estos son enfriados al hacerse circular el aire secundario entre la pared interior y exterior de la cámara y que a la vez sirve para el enfriamiento de la misma. Como ya se hizo hincapié con anterioridad la temperatura de los gases de la combustión no deben exceder de aproximadamente 1500°F por razones metalúrgicas siendo esta la razón por la que solamente entre el 25 y 30% del volumen total del aire es usado en la combustión y el resto es usado como enfriador.

En el diseño de las cámaras de combustión se trata de reducir al máximo el número de cambios de dirección del flujo para evitar así pérdidas de presión desde la salida del compresor hasta la entrada de la turbina; en el ciclo abierto la cámara de combustión es la parte mas eficiente del ciclo ya que es común encontrar eficiencias que alcanzan valores entre el 95 y 98%.

Existen 3 diseños generalizados para cámaras de combustión y són a saber:

a) Tipo tubular o contraflujo.

b) Tipo flujo directo.

c) Tipo flujo anular paralelo.

De estos 3 tipos generales, teoricamente el de flujo anular paralelo tiene sus ventajas sobre los otros dos pero estas ventajas no han podido ser practicamente demostradas, lo que hace que el tipo tubular sea el que predomina mas que nada por ser mas barato y práctico, especialmente cuando se trata de reemplazar cámaras ya deterioradas por el uso.

En lo que respecta a los combustibles a ser usados estos varían desde gas natural hasta residuo de petróleo, siendo también el carbón objeto de estudios como posible combustible, aunque tiene como gran desventaja el depósito de cenizas que ocasiona problemas en el empaletado de la turbina.

En lo que se refiere al proceso de la combustión ésta es generalmente iniciada por un medio de encendido exterior, generalmente una bujía, sistema que queda fuera de servicio al establecerse la combustión continua.

Para asegurar una operación libre de problemas, las características del combustible a ser usado vienen generalmente dadas por el fabricante, pero hay que observar ciertos detalles importantes como por ejemplo el valor calorífico del mismo que en el caso de combustible gaseoso debe estar entre 300 y 5000 BTU/ft3 así como la concentración de sólidos en el mismo que no debe exceder de 30 p.p.m. por peso.

Si el combustible a usarse es residuo de petróleo hay que considerar que las propiedades químicas del mismo se vuelven críticas cuando la temperatura de entrada a la turbina excede de los 1150°F. El Sodio, Azufre, Vanadio y Plomo forman compuestos corrosivos que si no se les presta la adecuada atención pueden ocasionar serios daños en las diferentes partes del equipo.

TURBINAS.- Las turbinas de gas, tal como las turbinas a vapor usan el principio familiar del impulso y reacción, pero ya que las primeras tienen caídas de presión más bajas, están dotadas de un menor número de etapas y de un menor cambio de longitud de paletas desde la entrada de gases hasta la salida de los mismos.

Las diferencias mas notorias de las turbinas de gas en relación con las turbinas de vapor son las siguientes:

a) Material de construcción del empaletado.

b) Sistemas de enfriamiento de las chumaceras y de las partes sometidas a grandes esfuerzos.

c) La distorsión térmica debida a altas temperaturas.

d) La alta relación entre el largo de las aletas al diámetro del eje, con el objeto de dar cabida a grandes flujos de gas.

La clasificación de las turbinas de gas puede hacerse a base de 2 tipos fundamentales:

1) Turbinas de flujo axial.

2) Turbinas de flujo radial.

Entre las turbinas de flujo axial las más usuales son las de impulso, de reacción y la combinación de ambos tipos.

Las turbinas de flujo radial son generalmente usadas para pequeñas capacidades o máquinas auxiliares que requieran menos de 300HP, teniendo como característica principal una similitud de construcción con los compresores de flujo centrífugo.

Fundamentalmente una turbina bien diseñada tiene que cumplir requisitos indispensables como són los de poseer una alta eficiencia, capacidad para operar a altas temperaturas durante largos periodos de tiempo, peso ligero, etc. Además en el diseño de la turbina se ha prestado mucha atención a los problemas ocasionados por los esfuerzos térmicos a que son sometidos sus componentes, especialmente su empaletado.

La determinación del material que va a ser usado en las aletas de una turbina depende de las características de esfuerzo-ruptura de las mismas, así como de los esfuerzos termales y mecánicos, de la resistencia a la vibración, a la corrosión, etc.

Las aleaciones usadas en la actualidad estan formadas a base de Cobalto endurecido con Tunsgteno, Molibdeno, etc. Según pruebas efectuadas este material ha demostrado poseer gran estabilidad metalúrgica especialmente en máquinas que usan residuos de petroleo.

Existen además aleaciones formadas a base de Ni, con porcentaje de Molibdeno, Aluminio y Titanium y seguramente seguirán obteniendose nuevas aleaciones mas resistentes a altas temperaturas lo que contribuira a mejorar el rendimiento de las turbinas a gas.

Otros de los elementos componentes de la turbina son las toberas que son las encargadas de convertir la presión de los gases en velocidad e impartirla a las aletas ocasionando asi el movimiento de rotación del eje.

FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS.

Existen algunos factores que se los considera importantes para el buenrendimiento de las turbinas de gas,yá que la variación de los mismos va a variar la capacidad de la máquina en mayor o menor escala; muchos de éstos factores son variables pero a la vez controlables.

A continuación analizaremos los principales:

1- Altura del terreno.

Conocido es el hecho de que la presión atmosférica disminuye con la altura, y como consecuencia de este fenómeno tendremos también una disminución de la densidad del aire.

Si una turbina de gas es instalada en un terrená a cierta altura sobre el nivel del mar, la masa de aire que fluye a travez de la misma, disminuirá,obteniéndose como consecuencia la disminución de la capacidad de generación en una forma directamente proporcional a la reducción de la presión atmosférica.

2- Presión de entrada al compresor.

Una caída de presión ocasionada por interferencias debidas a filtros,silenciadores,etc,causa una disminución en la capacidad de la turbina de dos maneras:

a-Se reduce la presión de descarga del compresor,ocasionando una relación de presión un tanto menor.

b- Se reduce la masa de flujo de aire o medio de trabajo.

3- Temperatura de entrada al compresor.

Uno de los factores mas importamtes a tomar en cuenta es sin lugar a dudas la temperatura del aire a la entrada del compresor.

Para comprobar lo expuesto anteriormente, se ha establecido que por cada aumento de 1°F en la temperatura del aire,se obtendrá una disminución de aproximadamente un 0.5% de la capacidad de la turbina,a-

notándose además que el trabajo del compresor también está en funcion de la temperatura del aire.

4- Presión de descarga.

Cuando existe alguna restricción en el sistema de descarga debido a silenciadores o tuberías de escape, se suscita una contrapresión en la descarga de la turbina;la diferencia entre la presión atmosférica y ésta contrapresión se la conoce como caída de presión de descarga.La capacidad de generación de la turbina es también afectada yá que se reduce la relación de presión de la misma.

SISTEMAS USADOS PARA MANTENER UNA GENERACION CONSTANTE.

En la actualidad se conocen varios sistemas aconsejables para el caso que se desee mantener una capacidad constante de generación de la turbina.Estos sistemas son:

1- Inyección de vapor.

La inyección de vapor tiene como objeto aumentar la masa de flujo a través de la turbina,incrementándose de ésta manera su capacidad.La ganancia obtenida es cerca del 4% por cada 1% de vapor inyectado,refiriéndose el porcentaje de inyección de vapor al flujo de aire de la turbina.

Si nos basamos en un análisis por peso,veremos que el vapor contiene una mayor energía de expansión que el aire,y el calor específico del vapor a presión constante es casi el doble que el del aire en las mismas condiciones.

Sim embargo existen algunas limitaciones en lo que concierne a la inyección de vapor: la presión de vapor a ser usado debe ser por lo menos 50 Lbs/plg.^{2} superior a la presión de descarga del compresor y su temperatura debe ser la de saturación.Con el fín de e-

vitar mayores cambios de diseño,la cantidad de vapor a ser inyectado no debe exceder del 3 al 5% del flujo principal de aire.
Una de las ventajas de este sistema consiste en que el vapor puede ser obtenido por medio de un caldero de recuperación de calor que utâlice los gases de escape de la turbina como fuente deenergía calórica;es indispensable que el vapor sea obtenido de la forma mas económica posible, yá qué éste vapor no va a ser recobrado después de su utilización.

2- Sobrealimentación.

El sistema de sobrealimentación consiste en incrementar el flujo de aire a la entrada del compresor,usando para el efecto un ventilador adicional en el equipo.En éste sistema es necesario además proveer un enfriador que estaría ubicado entre el ventilador y el compresor y que tiene por objeto reducir la temperatura del aire que descarga el ventilador,yá qué de otra manera la temperatura del mismo a la entrada del compresor sería tan alta que anularía las ventajas obtenidas con la sobrealimentación.
En realidad el uso de éste sistema presenta ciertos inconvenientes que limitan su uso,yá qué entre otras cosas se requiere agua para los enfriadores,poder para el ventilador, espacio adicional y además el sistema se vuelve más complejo.
Ventajas económicas se pyeden obtener de éste sistema cuando se usa el sistema combinado a base de turbinas de gas y de un caldero de gran capacidad,Contándose además con un caldero de gran capacidad, es necesario poseer también condiciones climatéricas favorables.

3- Turbinas auxiliares.

Este sistema consiste en acoplar una turbina accionada por vapor, a la turbina de gas,con el objeto de compensar cualquier descenso en

la capacidad de la misma,ocasionados por cambios en la temperatura del medio ambiente.El vapor necesario para mover la turbina,sería provisto por un caldero de recuperación y el tipo de la misma podría ser de condensación o no condensación, según los requerimientos.

Una de las ventajas que presenta este sistema, es de que la turbina auxiliar puede prestar servicios como mecanismo de arranque,cuando la unidad principal vá a ser puesta en marcha.

4- Enfriamiento evaporativo.

Con este nombre se conoce el sistema en el cual se rocía agua a la entrada de aire para la turbina,con lo cual se consigue enfriar el mismo al evaporarse el agua,yá qué éste ha provisto el calor de vaporización.

Algunas variables influyen en la cantidad de agua aser usada para el enfriamiento,siendo las principales:temperatura del aire,flujo de aire a través de la turbina,humedad del aire y la qué es mas importante,la dureza del agua,ya que de existir éste factor es necesario uha razón de purga para prevenir y evitar la formación de depósitos ocasionados por la misma.

5- Variación de la temperatura del fuego de combustión.

El aumento de la temperatura del fuego dentro de las cámaras de combustión,es otra de las formas usadas para tratar de mantener una capacidad constante en las turbinas de gas.Si se consigue aumentar 50°F a la temperatura normal de la llama se obtiene un aumento en capacidad de un 7%.A pesar de ésta posible ventaja a obtener,hay que considerar los efectos qué éste aumento vá a tener en la vida útil de las diferentes partes del sistema,anotándose además qué los trabajos de man-

tenimiento se van a ser más frecuentes y por lo tanto los gastos de mantenimiento mas elevados.

Este sistema es justificado para cuando,existen pocas horas al año con temperaturas de más de 80°F, y siempre y cuando los períodos necesarios para trabajos de mantenimiento, sean aceptables.

CONCLUSIONES.

De los sistemas considerados,solamente uno de ellos tiene menor atractivo, y es el sistema de sobrealimentación.El resto de los tratados tienen sus ventajas y sus desventajas y su elección depemde de los méritos que le encuentre cada uno de los interesados en la adopción de los mismos.

CAPITULO III

VENTAJAS E INCONVENIENCIAS EN EL USO DE TURBINAS DE GAS.- La experiencia obtenida a través de las miles de horas de operación de los diferentes tipos de turbinas de gas nos demuestra en el estudio siguiente las ventajas así como las desventajas que nos ofrece este tipo de máquinas en sus diferentes campos de aplicación. Empezaremos con el ciclo abierto simple sin interenfriador, regenerador y recalentador, con amplio campo de aplicación en el ramo de la Aeronáutica, Marina y Plantas estacionarias.

VENTAJAS

1.- Tiempo de precalentamiento.- Una vez que la máquina ha sido puesta en movimiento por el mecanismo de arranque y que se ha dado comienzo a la combustión, la turbina de gas está en capacidad de acelerar su velocidad y llegar hasta plena carga sin necesidad de un previo período de precalentamiento lo cual le dá una gran ventaja sobre otro tipo de máquinas y la primacía en su uso para efectos de locomoción, Marina, Aviación y especialmente para ser usadas como unidades de emergencia en Plantas terrestres de servicio público.

2.- Simpleza de diseño.- Solamente el rotor que está compuesto por la turbina propiamente dicha y el compresor acoplados entre sí y el tren de engranajes que mueven los auxiliares son las únicas partes móviles en rotación que se encuentran en el sistema. Debido a que no se encuentran fuerzas desbalanceadas, el movimiento de rotación de la turbina es practicamente sin vibración, siendo además sus sistema de lubricación, sencillo y económico.

En lo que se refiere al sistema de encendido para la combustión no consta sino de la bujía que es usada hasta que se produzca la inflamación del com-

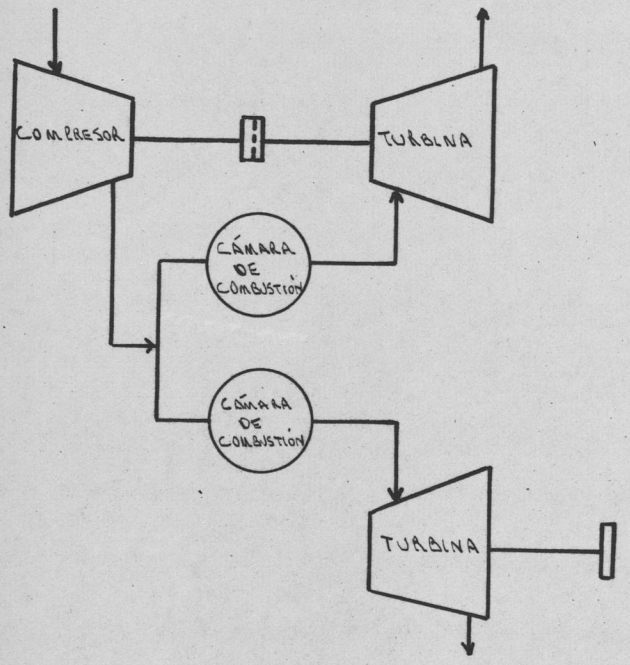
bustible, luego de lo cual queda fuera de servicio.
Las cámaras de combustión no són de gran tamaño, su peso es ligero y su costo relativamente bajo.

3.- Combustible.- Una de las ventajas más notorias que nos ofrece la turbina de gas es la facilidad de usar diferentes tipos de combustibles y no es sino problema de diseño el que la turbina esté en capacidad de quemar desde gasolina de alto octanaje hasta Diesel pesado, incluyendose tambien combustibles sólidos y gaseosos.
Es importante sin embargo anotar que a pesar de diseños cuidadosos de las cámaras de combustión, algunos combustibles producen depósitos extraños o de carbón en las diferentes partes del equipo, tales como turbina, regenerador y especialmente en la cámara misma lo cual contribuye a reducir la eficiencia termal del ciclo. El uso de combustibles sólidos acarrea toda ésta serie de inconvenientes razón por la cual su uso es muy restringido hasta que se encuentren sistemas adecuados de limpieza a fín de reducir las dificultades producidas por el mismo.

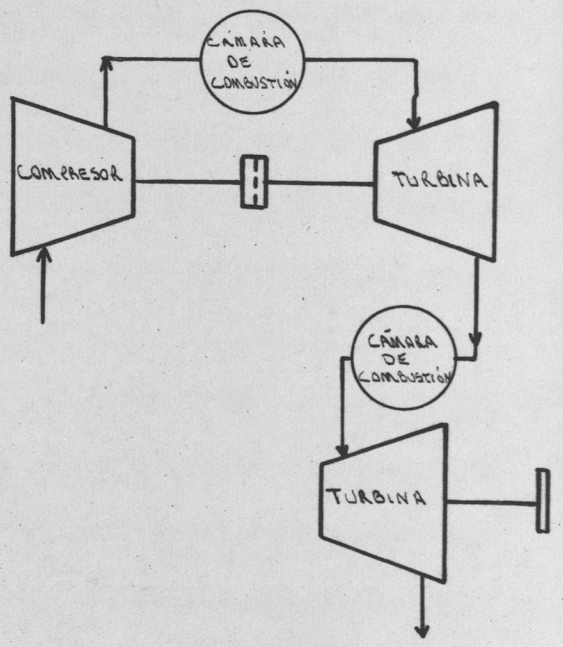
4.- Sistema independiente.- Otra ventaja valiosa en una turbina de gas sín interenfriador es la no necesidad de agua de enfriamiento lo cual es sumamente valioso si la unidad debe ser instalada en un lugar donde nó exista o el lugar de provisión de agua se encuentre muy alejado de la planta misma. Se considera además la turbina de gas como un sistema independiente ya que se lo puede efectuar por medios mecánicos lo cual constituye un factor importante en ciertas instalaciones especialmente de producción de energía eléctrica.

5.- Flexibilidad.- Debido a que los diferentes procesos dentro del ciclo se efectúan en componentes separados, sean estos la turbina, el compresor, o la cámara de combustión, se puede obtener una gran variedad de arreglos

convenientes en el sistema, tomándose en cuenta el trabajo a que va a ser sometida la turbina, el rendimiento deseado y la disposición de espacio adecuado. (Figuras 3-1 y 3-2)



(FIG. 3-1)



(FIG. 3-2)

Hay que notar además que las turbinas de gas especialmente las de tipo compacto son facilmente transportables, lo que hace que solamente un pequeño porcentaje de los costos de instalación sea perdido en el cambio de localización.

A estas ventajas se suma el hecho de que un rápido aumento de demanda es más fácilmente enfrentado con la instalación de una turbina de gas que con una unidad similar a vapor.

DESVENTAJAS

1.- Rendimiento en carga parcial.- A pesar de que los cálculos del rendi-

miento de una turbina de gas para carga parcial son muy complejos, se ha comprobado que este sistema es muy sensitivo a los cambios de la eficiencia de sus componentes, especialmente en lo que se refiere a los compresores de tipo axial y centrífugos que tienen un pequeño radio de acción para óptimas eficiencias.

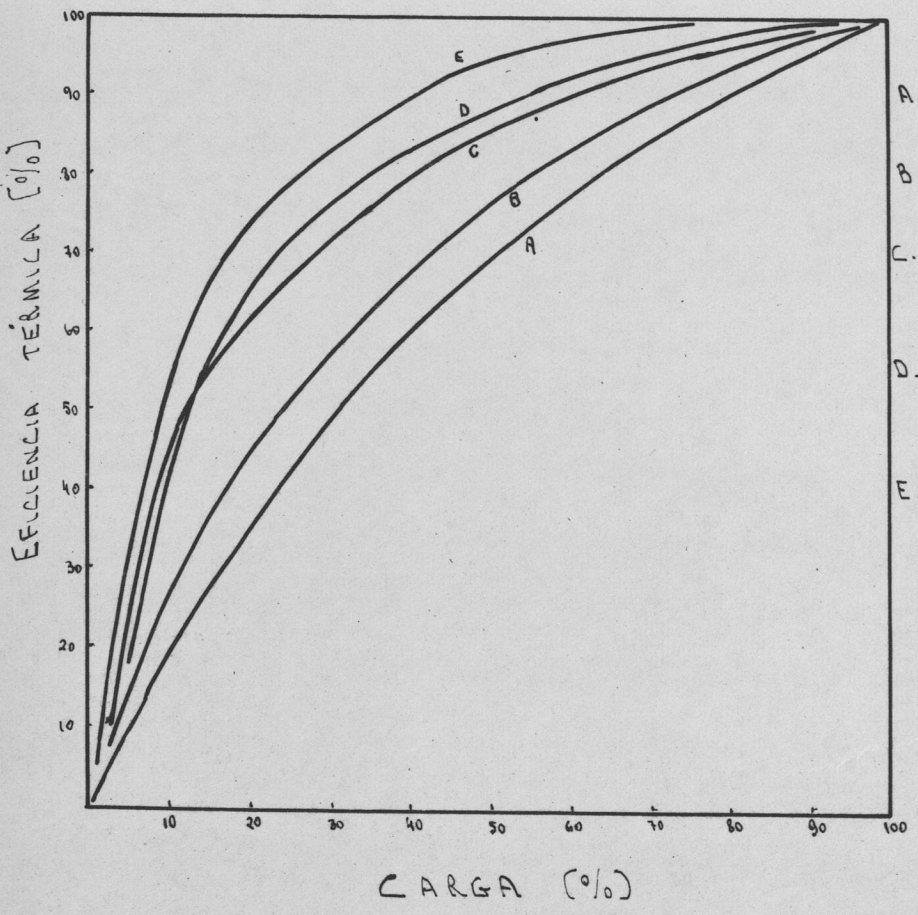
Como ya habíamos observado con anterioridad, una gran parte del poder de la turbina tiene que ser transferido al compresor, y si a éstos se suma el hecho de que el flujo de aire a traves del compresor no puede ser vairado sin variar su velocidad que a su vez varía también la relación de presión se llega a la conclusión de que el sistema tiene una eficiencia muy baja en condiciones de carga parcial.

Es debido a esta razón que las turbinas de gas deben trabajar lo mas cerca posible a su carga óptima de diseño, siendo aconsejable que se aproxime siempre al 90% de su capacidad total a fín de obtener resultados satisfactorios. En la práctica el rendimiento a carga parcial puede ser mejorado con la incorporación de ciertos elementos auxiliares como són:el interenfriador y recalentador tal como veremos posteriormente.

Además del uso de los elementos anteriormente citados es factible incrementar el rendimiento a carga parcial por medio del sistema conocido como el de ejes gemelos, en el cual la turbina que impulsa al compresor puede ser operada a una velocidad constante óptima para el compresor, mientras que la temperatura de entrada a la turbina es mantenida en su valor de diseño.

La carga variable o parcial en la turbina de poder es obtenida por medio de la variación de la cantidad de combustible y por lo tanto de la temperatura del medio de trabajo, lo cual varía la velocidad de la turbina; de ésta manera, una parte del ciclo es operado a su máxima eficiencia, mientras que la ineficiencia causada por la velocidad variable es confinada solamente a una porción del sistema.

En el gráfico siguiente (Fig. 3-3) se puede apreciar las curvas respectivas para los sistemas con diferentes arreglos.



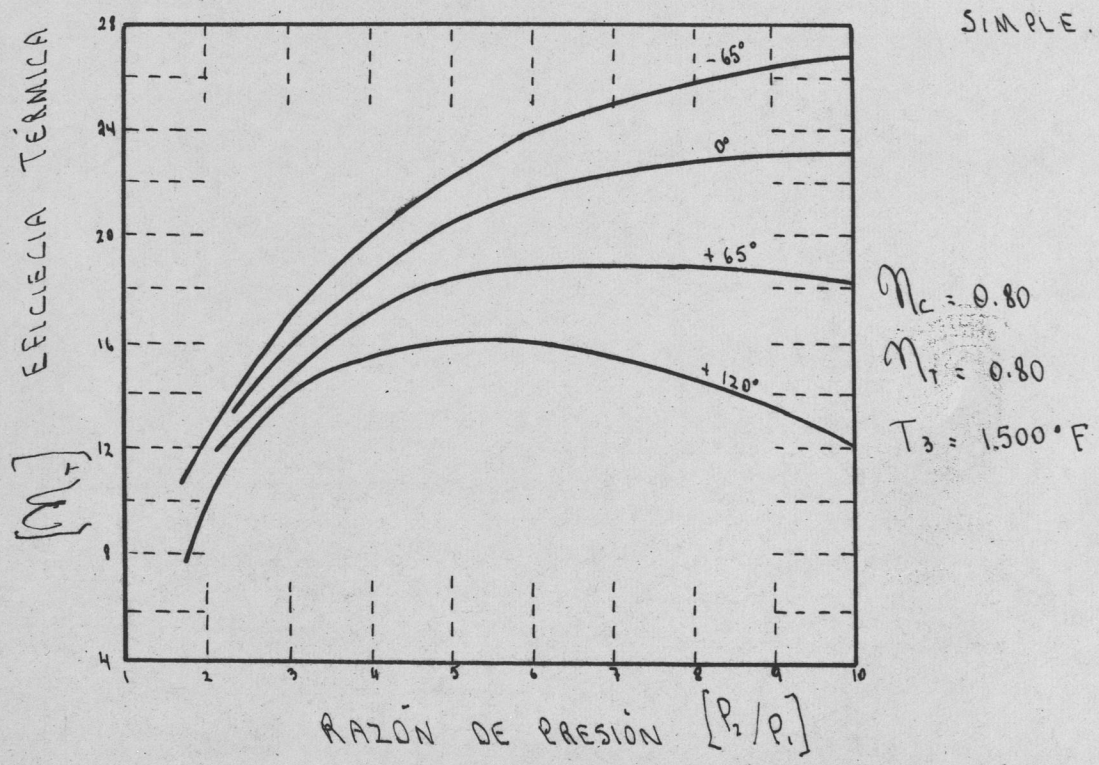
[FIG. 3-3]

2.- Sensitividad.- Como ya se había expresado anteriormente el ciclo abierto simple es sensitivo a los cambios de las eficiencias de sus componentes y es así como una reducción de las mismas, reducirá rapidamente la eficiencia termal del ciclo.

Las eficiencias de los componentes pueden ser afectadas por diversas razones entre las cuales se hallan: depósitos de polvo o suciedades en las aletas del compresor, depósitos de carbón proveniente de la combustión, reducción de la velocidad debida a carga parcial, etc.

Una razón muy influyente en la eficiencia del ciclo es el cambio de temperatura ambiente (Fig. 3-4) y ésta desventaja se hace más notoria donde las condiciones atmosféricas son extremas, pero es ventajosa la operación de turbinas de gas donde el clima es frío. (José Lutriago B.)

EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR, DE UN CICLO ABIERTO SIMPLE.

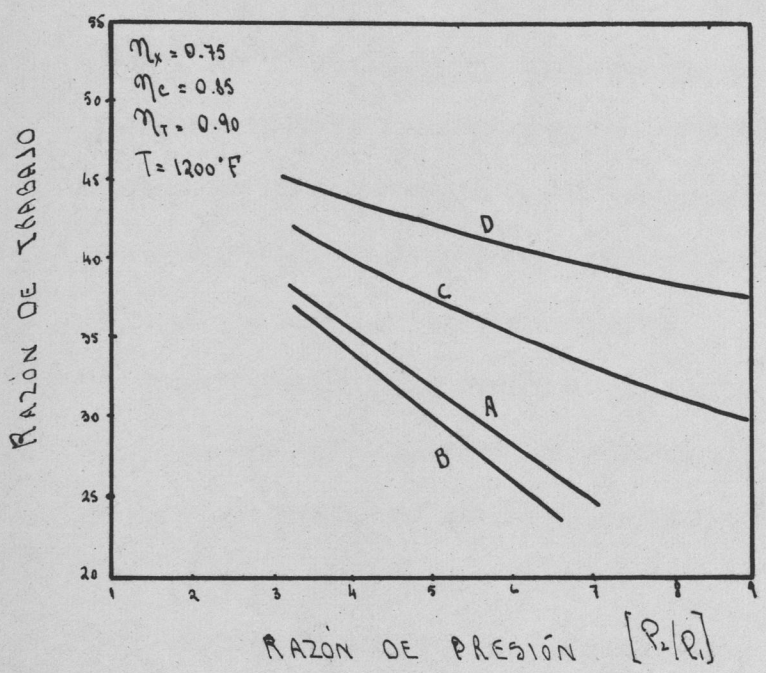


[FIG. 3-4]

La medida de la sensitividad es la razón de trabajo y también puede ser mejorada con la adición de interenfriadores y recalentadores tal como se observa en el gráfico siguiente (Fig. 3-5).

3.- <u>Alta razón de aire.</u>- Si comparamos la razón de aire usada en el ciclo abierto con la usada en otras máquinas motrices notaremos que la primera es muy alta. La gran masa de aire que necesita ser succionada y luego descargada no es una desventaja en la mayoría de las instalaciones pero si lo es en el diseño naval, donde un gran número de succiones de aire atenta contra la integridad del buque en lo que respecta a solidez estructural.

La razón de aire es también reducible con el uso de interenfriadores y recalentadores tal como se aprecia en el gráfico siguiente. (Fig. 3-6)



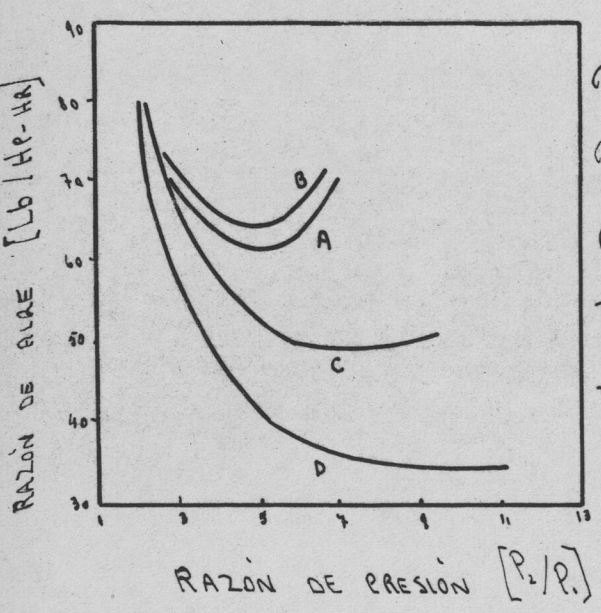
A- CICLO ABIERTO SIMPLE.

B- CICLO ABIERTO SIMPLE CON REGENERADOR.

C- CICLO ABIERTO CON REGENERADOR E INTERENFRIADOR.

D- CICLO ABIERTO CON REGENERADOR, INTERENFRIADOR Y RECALENTADOR.

[FIG- 3-5]



A- CICLO ABIERTO SIMPLE.

B- CICLO ABIERTO CON REGENERADOR

C- CICLO ABIERTO CON REGENERADOR E INTERENFRIADOR.

D- CICLO ABIERTO CON REGENERADOR INTERENFRIADOR Y RECALENTADOR

[FIG. 3-6]

CICLO CERRADO

VENTAJAS

1.- Tamaño reducido.

En el ciclo cerrado la densidad del fluído de trabajo es incrementada debido a que el sistema es comenzado con una presión inicial alta y debido a que el medio de trabajo no está supuesto a mantener la combustión, puede ser factible que el mismo no sea necesariamente aire. Es posible usar gases de mayor densidad y de mayor calor específico que el aire tales como el Argón, Kripton y vapor de mercurio.

El aumento de densidad obtenido así, hace posible la reducción del tamaño de todos los componentes de la turbina, así como los conductos del sistema lo cual permite el uso de temperaturas más altas para un esfuerzo límite dado.

Para corroborar lo expuesto anteriormente citaremos que una turbina de gas ciclo cerrado bajo presión inicial de 30 atmósferas y con una capacidad de 100.000 KW tendrá las mismas dimensiones que una turbina de ciclo abierto de capacidad de tan solo 12.000 KW.

2.- Eficiencia mejorada para cargas parciales.

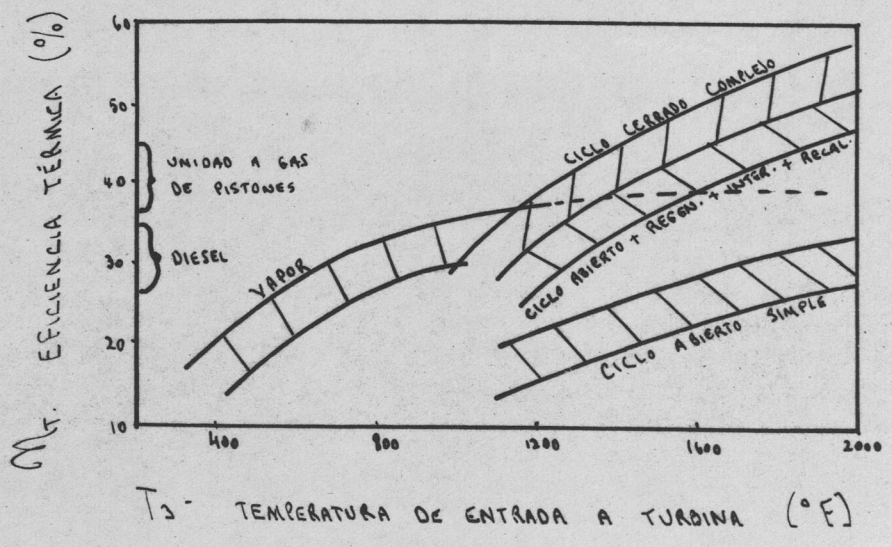
El control de un sistema cerrado tiene su diferencia con el de ciclo abierto. La capacidad de un ciclo cerrado puede ser variada sustrayendo parte del medio de trabajo a los acumuladores de baja presión, para una reducción, o admitiendo mas medio de trabajo desde el acumulador de alta presión para un incremento de la misma.

Las temperaturas y las razones de presión del sistema permanecen constantes en sus valores óptimos, así como las eficiencias durante los cambios de carga.

3.- No contaminación.

Debido a que el medio de trabajo no contiene los gases de la combustión, la turbina y el regenerador no están sujetos a los depósitos de carbón y permanecen por lo tanto relativamente limpios.

También es factible obtener que el compresor permanezca limpio ya que el medio de trabajo puede ser limpiado antes de ser usado en el sistema. Todos éstos factores nos indican que no es necesaria una periódica limpieza de los componentes del sistema y que la eficiencia de los mismos puede mantenerse en un valor aceptable para un período prolongado de operación contínua. Esto queda demostrado en las curvas siguientes (Fig. 3-7) en las cuales se aprecia que la eficiencia de un ciclo complejo cerrado es más alta que la del tipo abierto, precisamente por el hecho de que los componentes del primeramente nombrado permanecen libres de impurezas, cosa que no sucede en el segundo caso.



(FIG. 3-7)

4.- Combustible.

El ciclo cerrado está en capacidad de usar combustibles sólidos de costo

relativamente bajo.

DESVENTAJAS

1.- Sistema dependiente.

El hecho de que es necesario el aprovisionamiento de agua de enfriamiento para el preenfriador, le dá a éste ciclo una desventaja en el campo de la Aeronáutica en el cual es deshechado, aunque nó lo es en la aplicación marina y de plantas estacionarias de diversas aplicaciones.

2.- Complejidad.

Anteriormente se anotó que el sistema trabaja bajo una presión inicial y con un medio de trabajo que puede nó ser aire, por lo tanto es indispensable un grupo perfectamente compacto como para nó permitir escape de gases, lo cual añade el valor del costo inicial y además se hacen más numerosos los problemas de ingeniería.

3.- Calentador de aire.

El calentador de aire a ser usado en el ciclo cerrado debe ser de gran tamaño y peso, siendo además relativamente ineficiente si se lo compara con las cámaras de combustión usadas en el ciclo abierto.

A pesar de estos inconvenientes el ciclo cerrado posee una alta eficiencia, su tamño y su peso són reducidos y su fácil adaptación a la propulsión marina, le dan cierta ventaja sobre el ciclo abierto, si consideramos que su eficiencia es comparable o aún más elevada que la de una unidad a vapor de su misma capacidad. En el gráfico anterior se puede comparar las eficiencias de los diferentes tipos de máquinas impulsoras, notándose que el ciclo tipo cerrado está por encima de todos los tipos convencionales usados hasta hoy en cuanto a eficiencia termal se refiere.

CAPITULO IV

APLICACIONES GENERALES EN LA INDUSTRIA.- El futuro industrial de la turbina de gas es muy amplio especialmente en lo que concierne a la producción de poder; estas aseveraciones se pueden hacer en base a la experiencia obtenida especialmente en los últimos 15 años, en los cuales se ha demostrado la disponibilidad de la misma, así como la economía del ciclo en lo referente a la industria de servicio público.

Si bién es cierto que el uso de la turbina de gas es muy variado hay que reconocer que la producción de energía eléctrica ha abarcado con el mayor número de KW instalados.

Es interesante notar que la ubicación geográfica de las unidades de gas ha sido determinada por la ubicación de los campos petrolíferos y es así como observamos que la mayor concentración de turbinas de gas en el mundo, se encuentra en el lago Maracaibo, Venezuela.

En la actualidad la turbina de gas es particularmente adaptada a la generación base, en situaciones en la que el costo del capital es muy alto o el costo del combustible es muy bajo.

Las aplicaciones más usuales en el campo de la producción de energía eléctrica son:

a) Servicio de punta (PEAK)

b) Plantas en las que se usa el ciclo combinado gas- vapor.

Conferencias efectuadas por autoridades en materia de generación de fuerza industrial revelan que no sería extraño que la edad de la turbina de gas, desplace a la edad del vapor, pues se ha encontrado que el costo de la primera es directamente comparable al de muchas plantas más antiguas a vapor a las cuales podrá economicamente desplazar. Lo que es más, nuevas aplica-

ciones para la turbina de gas están siendo creadas tan rápidamente que en un futuro no lejano el número de unidades usadas en servicios de electricidad vá a ser menor qué el de las usadas para otros fines. Además el uso muy generalizado de gas natural como combustible permite una operación eficiente debido a la obtención de altas temperaturas en la turbina y también una potencia útil a bajo costo.

Los problemas que aún permanecen latentes son objeto de esfuerzos investigativos pues se trata díaydía de obtener regeneradores más eficientes, mejores sistemas de silenciamiento así como de conseguir resolver los problemas inherentes a la combustión y la contaminación de diversas partes del equipo, ocasionada por la misma.

A continuación enumeraremos las aplicaciones más usuales de la turbina de gas en el campo industrial haciendo hincapié en el campo de la producción de energía eléctrica por ser aquí donde la turbina de gas tiene su mayor acogida.

SERVICIO DE PUNTA (PEAK) .- Las turbinas de gas para servicio de punta abarcan un rango de capacidad desde 15.000 KW y su uso es altamente valioso pues su rapidez y sencillez de operación hacen que las centrales eléctricas puedan enfrentar aumentos violentos de carga con la eficiencia y seguridad aconsejable en este tipo de operaciones.

Un número considerable de unidades de éste tipo han sido instalados en centrales de diferentes países y vienen prestando servicio inmejorable sí se considera que efectúan un promedio de arranques de 200 por año los mismos que resuelven los problemas ocasionados por emergencias de diversa índole o por aumentos de carga que no pueden ser resueltos con eficiencia y rapidez por otro tipo de máquinas. Además hay que notar que la turbina de gas utilizada para servicio de punta sólo trabaja un determinado número

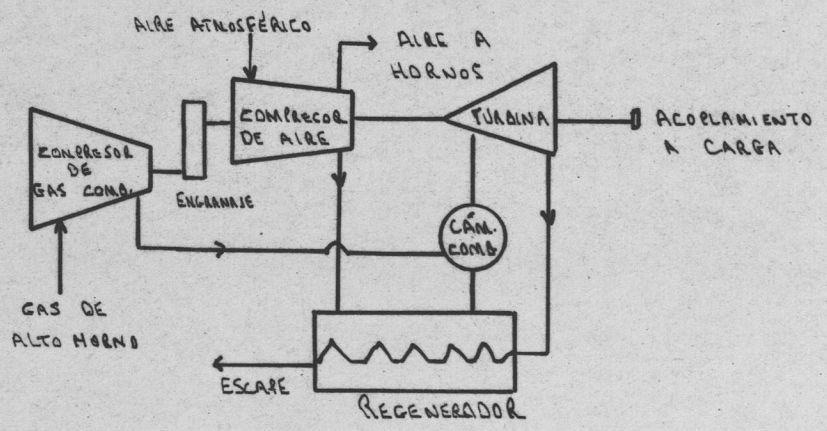
de horas al año, siendo su generación total relativamente baja, lo que hace innecesaria la presencia de equipo altamente costoso y eficiente. Se han estudiado además los efectos relacionados con el funcionamiento de una turbina ya sea para grandes o pequeñas cargas, llegándose a la conclusión que el ahorro de inversión por KW es mayor cuando se trata de instalaciones de menos capacidad siendo por lo tanto aconsejable el uso de turbinas de gas para servicio de punta. Cualquiera que sea la capacidad requeridad; se tiene a favor además el hecho de que el automatismo de éstas unidades hace prácticamente innecesaria la presencia de operadores lo cual lógicamente disminuye los gastos de operación.

2.- INDUSTRIA PETROQUIMICA.- En este tipo de industrias se han empleado turbinas de un sólo árbol para mover compresores y para suministrar aire de extracción o gases de escape a los procesos.

3.- INDUSTRIA PETROLERA.- Es usada la turbina en esta forma tanto en los en las refinerías para el proceso así como en el campo.

4.- INDUSTRIA DEL ACERO.- En la industria del acero donde queman gas de alto horno las turbinas de gas són utilizadas para impulsar compresores de aire y generadores eléctricos. (FIGURA 4-1)

[FIG. 4-1]



DISPOSICIÓN DE CICLO DE TURBINA QUE USA GAS DE ALTO HORNO

5.- TRANSPORTE DE GAS POR TUBERIAS.- En este campo la turbina de gas ha tenido gran acogida con el propósito de mover compresores, usándose turbinas del tipo de 2 árboles con regeneradores para permitir la explotación de los gasoductos con mayor flexibilidad.

La aplicación de la turbina de gas a la industria del transporte por tuberías data del año 1949 y a partir de esa fecha ha ido en aumento el número de compañías que han obtenido resultados halagadores con el uso de las mencionadas turbinas.

6.- TRANSPORTE.- A partir del año 1954 se han venido explotando, especialmente en los EE.UU. locomotoras a base de turbinas de gas para el transporte comercial con potencias de 25 a 4.800 H.P. y que queman combustible residual; éstas han tenido un éxito notable a tal punto de comenzarse yá a emplear el servicio con máquinas de mayor capacidad.



BIBLIOTECA

CAPITULO V

CONTROLES DE LAS TURBINAS DE GAS

La turbina de gas de hoy es una unidad practicamente automatizada, siendo por lo tanto la presencia del operador en muchos casos innecesaria. Básicamente existen tres sistemas para el control de arranques y paradas de una unidad de gas.

SISTEMA MANUAL.- Este sistema descansa exencialmente en la intervención del hombre para la operación de la máquina y está diseñado para que intervenga un número mínimo de mecanismos automáticos, dando la oportunidad de que el operador controle el funcionamiento de la máquina en sus diferentes etapas de operación.

Lógicamente el sistema manual no elimina aquellos mecanismos que se consideran indispensables para la protección de la turbina, tales como: protección contra sobrevelocidad, protección contra pérdidas de presión de lubricación, etc.

SISTEMA SEMI-AUTOMATICO.- En este sistema se concede al operador la operación manual de la turbina desde la etapa inicial del arranque en la cual se ponen en servicio los elementos auxiliares necesarios, hasta el punto de encendido de la cámara de combustión, punto en el cual el control de la unidad pasa a ser automático.

SISTEMA AUTOMATICO.- El sistema automático de control tiene por objeto capacitar al operador para operar la unidad desde un lugar remoto, aunque el trabajo en sí no requiere sino supervisión ya que la unidad es puesta en servicio con solo oprimir un botón.

De los tres sistemas nombrados el que se presenta más confiable es el

sistema manual, y la razón es que en este existe un número mínimo de mecanismos y contactos, no siendo así en el sistema automático y semiautomático en los cuales existe un gran número de relays y accesorios que en un determinado instante pueden fallar, ocasionando los consecuentes perjuicios.

Para comprobar lo expuesto anteriormente,citaremos que en un tablero de control para unidades automáticas, existen aproximadamente 40 relays, y en uno semiautomático aproximadamente 30, no siendo así en los tableros de control manual, en los cuales el número de relays no pasa de 2.

MECANISMOS DE SEGURIDAD DE LAS TURBINAS DE GAS.

No solo las turbinas de gas estan dotadas de éstos mecanismos, pues tambien existen en las turbinas a vapor y en otras máquinas de este tipo, ya que su presencia es indispensable para garantizar la seguridad de la unidad durante sus horas de operación.

Los mecanismos de seguridad más usuales son:

a) Mecanismo de protección contra sobrevelocidad, el cual generalmente trabaja a base de la fuerza centrífuga ocasionada por la velocidad del eje de la turbina.

b) Mecanismo de disparo por temperatura excesiva de los gases de escape de la turbina.

c) Mecanismo de disparo por baja presión de aceite de lubricación.

d) Mecanismo de disparo por extinción de los fuegos en la cámara de combustión.

e) Mecanismo de disparo por baja presión de aceite de regulación.

Además de los mecanismos nombrados,la mayoría de las unidades automáticas o controladas remotamente, están dotadas de dos mecanismos adicionales de seguridad:

a) Desconección por alta temperatura de aceite lubricante.

b) Desconección por exceso de vibración de la turbina.

ACCESORIOS Y EQUIPO AUXILIAR.

Siendo la turbina de gas como es, una máquina que en la mayoría de las instalaciones se la, controla automaticamente, en este capítulo haremos un estudio de los diferentes mecanismos que sirven para poner en funcionamiento la unidad, así como para proseguir con las diferentes etapas de operación de la misma, hasta que quede completamente en servicio.

MECANISMOS DE ARRANQUE.

El mecanismo de arranque de una turbina tiene principalmente 3 funciones específicas:

a) Iniciar la rotación del eje de la turbina, partiendo del estado de reposo.

b) Acelerar la velocidad de la misma hasta un punto en que puedan ser encendidas las cámaras de combustión.

c) Acelerar la velocidad de la turbina, hasta que ésta pueda ser mantenida por la misma, después de iniciada la combustión.

El tipo de mecanismo de arranque a ser usado en una turbina de gas, depende de los siguientes factores:

a) La energía disponible para la aplicación y operación del mecanismo.

b) El tipo de turbina a ser movido.

c) La aplicación que se va a dar a la turbina y su localización.

TIPOS DE MECANISMOS DE ARRANQUE.

Motor Diesel.

El uso del motor Diesel es muy generalizado como sistema de arranque para una turbina de gas, yá que es posible efectuar éste trabajo sin

que se requiera poder exterior, pues el motor Diesel arranca impulsado por un motor de corriente contínua que es obtenida desde baterías.
El combustible usado en el motor Diesel, es el mismo usado en la turbina, y puede ser acondicionado para operación completamente automática.
Otra de las ventajas presentes en este sistema, es la del enfriamiento del motor Diesel, ya que el mismo puede ser obtenido del sistema de enfriamiento de la turbina, eliminándose como consecuencia el uso de ventiladores y radiadores adicionales.

Motor eléctrico.

Este sistema de arranque se muestra como el más confiable entre todos los conocidos, ya que se requiere pequeña cantidad de equipo para sun funcionamiento y presenta gran sencillez.
La capacidad del motor a usarse, depende de las circunstancias de cada caso particular, aunque es muy usado el motor de tipo de caja de ardilla.
En este sistema se presenta la ventaja del ahorro de espacio, yá que por ser el motor autoventilado, se elimina el sistema de enfriamiento.
Una de las desventajas en este sistema de arranque, es la que se presenta cuando arranca el motor eléctrico, yá que si usamos voltajes de 440 V. de corriente alterna, se obtendrá una entrada de corriente al motor de aproximadamente 2300 amperios por un lapso de 0,6 de segundo, para un motor de aproximadamente 350 H.P. a fín de vencer el torque presente.
Este sistema de arranque es recomendado en instalaciones donde se posee corriente alterna con voltajes adecuados, así como en lugares donde no se disponga de combustibles líquidos.

Turbinas a vapor.

Otro de los sistemas conocidos, funciona a base de turbinas de vapor, lo cual presenta la ventaja de que la misma puede ser usada como fuente elevadora de poder.
Si la turbina a vapor es usada solamente para el arranque, ésto se lo hace

normalmente como en los sistemas anteriores,pero si se la utiliza como turbina auxiliar,ya no forman parte del equipo los engranajes, sino que es directamente acoplada al eje de la turbina de gas.

En ambos casos, el aceite necesario para la lubricación, es suplido por el sistema de la turbina de gas, eliminándose así, un sistema adicional de lubricación.Este sistema a base de turbinas de vapor, es recomendable en instalaciones donde se disponga de vapor, o se necesite de poder auxiliar.

SISTEMAS DE ACEITE,AGUA Y AIRE.

Aceite de lubricación.

En toda maquinaria ya sea esta rotatoria o alternativa,es indispensable poseer un sistema de lubricación confiable;éste mismo concepto es aplicable a la turbina de gas, especialmente si se toma en cuenta que es una máquina de alta velocidad.

El sistema de lubricación debe estar en capacidad de suplir aceite a suficiente presión a los sistemas de control, así como aceite frío,limpio y a suficiente presión, para lubricar las chumaceras de la turbina.

Los aceites más aconsejados són los aceites livianos e inhibidos de oxidación;con el objeto de mantener en un mínimo las pérdidas por fricción en las chumaceras,es aconsejable usar aceites con viscosidades de 150 SSU. a 100 F.

Bombas de lubricación.

El número de bombas conque cuenta el sistema de lubricación,depende del diseño del fabricante,pero es aconsejable poseer por lo menos 2 fuentes distintas de poder para impulsar las bombas auxiliares, pudiendo ser éstas:motores de corriente alterna, motores de corriente contínua, aparte de la bomba principal, que generalmente forma parte del eje de la turbina.

Es acosejable además que el sistema posea un exceso del 15% por lo menos en cuanto a capacidad de la requerida por la máquina,así mismo con el objeto de evitar daños por falta de lubricación.

Sistema de agua.

El sistema mas usado y talvez el mas económico como fluído enfriador es el agua; su uso vá desde enfriamiento para aceite,enfriamiento para generadores,enfriamiento de maquinarias de arranque,etc.

Naturalmente los sistemas de agua varían en su forma así como también varían las fuentes de abastecimiento del líquido;dependiendo de la ubicación geográfica de la unidad, es factible obtener agua, ya sea del mar,ríos,lagos,pozoz y torres de enfriamiento.

El sistema debe estar diseñado a fín de que pueda soportar las peores condiciones reinantes con la misma eficiencia de siempre.

Sistema de aire.

Filtración.

Para obtener un eficiente funcionamiento de las unidades de gas,es necesario que el aire que es obtenido de la atmósfera, sea filtrado antes de ser usado.Los factores más importantes aser tomados en cuenta al seleccionar el sistema de filtración són:

a) Capacidad de retención de impurezas.

b) Eficiencia del sistema.

A pesar de existir diferentes métodos para probar la eficiencia de los sistemas de filtración,es muy conveniente que la prueba se la haga usando el elemento aire si nó el mismo que vá a trabajar normalmente,por lo,menos uno de características similares, a fín de preveer los resultados a ser obtenidos en el futuro.

El tipo de filtro a ser usado en el sistema, depende primordialmen-

te de la localización de la unidad;para instalaciones permanentes es recomendable el filtro tipo "rollo", que puede ser facilmente cambiado por uno nuevo o són usados también filtros que són limpiados al pasar por un baño de aceite, el cual retiene las suciedades depositadas en los mismos;éstos tipos de filtros tienen un movimiento perpendicular a la dirección del flujo de aire.

Silenciamiento.

L a ubicación geográfica en que se halle la turbina de gas es de vital importancia para tratar este punto.

Por diversas razones,en muchas oportunidades una unidad o varias unidades a gas deben estar ubicadas en zonas residenciales, las cuales como es lógico suponer,nó deben estar expuestas a ruidos molestos causados por maquinas en funcionamiento contínuo.Cuando existe la facilidad de instalar un buen diseño de tuberías de succión y descarga de la turbina,nó es necesario muchas veces usar equipos adicionales de silenciamiento,pero en caso contrario se impone el uso de silenciadores que siendo acustícamente satisfactorio,tenga una resistencia baja al paso del fluído gaseoso.

Si consideramos el caso de la entrada del aire a la turbina,se llega a la conclusión de qué una resistencia al flujo de 4" de agua,ocasionaría una pérdida de capacidad de aproximadamente el 2½%.

En el caso de que a la unidad vaya a ser añadido un sistema de calderas de recuperación de calor o regeneradores,el silenciamiento de la turbina no sería yá necesario,pues los gases van a ser usados con fines aprovechables en vez de ser rechazados a la atmósfera.

Engranajes de reducción de velocidad.

Debido a qué la eficiencia de las máquinas rotatorias aumenta con la velocidad de las mismas,es usual encontrar turbinas de gas con velocidades

muy superiores a las necesarias para adaptarse a la carga, por lo qué es necesario acpplar un sistema de engranajes reductores de velocidad, qué se lo ubica entre el eje propulsor y el eje de compresor-turbina.Se usan tambien además engranajes de reducción más pequeños para acondicionar bombas de aceite,bombas de combustible,tacómetros y otros pequeños auxiliares indispensables para el funcionamiento de la planta.

OPERACION DE TURBINAS DE GAS.

Una de las ventajas más importantes de la turbina de gas sobre los demas tipos de máquinas industriales,es sín lugar a dudas la sencillez y rapidez de operación,tanto al ponerla en servicio como al retirarla del mismo.

Es normal que una turbina de gas de una capacidad de 40-50 MW. sea puesta en servicio a carga completa,en un tiempo que no exceda a los 10 minutos;si consideramos que en la mayoría de las industrias de servicio público,especialmente en la industria eléctrica,el tiempo es factor sumamente importante,la turbina de gas es el tipo de máquina llamada a prestar servicios de emergencia o cargas de punta,con la premura y eficiencia que sea requerida.

Los pasos básicos a seguirse en operación normal para poner en servicio una turbina de gas,són los siguientes:

a)El lapso de tiempo previo al arranque,en el cual se ponen en servicio algunos auxiliares,como bombas de lubricación,bombas de agua,precalentamiento de la línea de vapor,en el caso que éste sea usado para poner en movimiento la turbina,etc.

En el lapso de tiempo correspondiente al arranque propiamente dicho,el operador a cargo debe acoplar la turbina al mecanismo de arranque,y se comenzara entonces a aplicar el poder a la máquina impulsora, a fín de poner en funcionamiento el eje de la turbina.En éste momento yá se puede comen-

zar a acelerar la misma, hasta llegar a la velocidad de purga e ignición,en la cual es mantenida por un lapso de tiempo suficiente como para que las tuberías y la turbina sean purgadas por medio de aire limpio.

El paso siguiente será observar la velocidad de la turbina por medio de un tacómetro,y sí ésta es la adecuada para encender las cámaras de combustión, se procedera a conectar el switch respectivo.Para confirmar la existencia del fuego en las cámaras de combustión,se proveen a las mismas de mirillas de inspección,con el objeto de que el operador haga la observación respectiva.

Una vez establecida la llama,se procederá a precalentar la turbina por un tiempo determinado,lapso en el que puede ser aumentada la velocidad de rotación de la misma por medio del mecanismo de arranque.

Una vez terminado el período de precalentamiento de la turbina,el operador conectará el switch que hará acelerar la turbina,aumentando así mismo el límite permisible de combustible.Cuando la turbina ha alcanzado una velocidad convenida,el operador conecta el switch anterior a la posición siguiente de aceleración y entonces el mecanismo de arranque deja de trasmitir el impulso ala turbina,al,ser desenganchado automaticamente de la misma.

A partir de este momento,la turbina será gávernada por el regulador y está en condiciones de aceptar cargas de acuerdo a las necesidades.

En el proceso de retirar la unidad de servicio,el número de pasos a seguir es mucho menor,ya que únicamente será necesario bajarle la carga a la unidad,colocando el reóstato de contrâl de carga en su posicion mínima.

La turbina recibe a continuación una señal de disparo,cortándose el

flujo de combustible y permitiendo que la turbina pierda velocidad, hasta llegar al estado de inmovilidad.

Como se puede apreciar, otra de las ventajas que tiene la operación de las turbinas de gas, aparte de la sencillez de operación, es la economía en lo que respecta apersonal; ésto se debe a que en la mayoría de los casos, un solo hombre es necesario para efectuar el proceso de puesta en servicio y retirarla del mismo, existiendo aún la posibilidad de efectuar estos pasos por medios completamente automáticos y aún a grandes distancias de donde se encuentra instalada la unidad.

Enfriadores de aceite.

El tipo de enfriador a usarse también depende del fabricante, aunque el modelo más generalizado es el de concha y tubo, en el cual la circulación del agua o fluído enfriador se hace por el interior de los tubos y el aceite por el exterior.

El material de construcción de los tubos, depende en mucho de la necesidad y servicio de los mismos, aunque es muy usada la aleación en 90/100 de cobre-níquel.

Filtración de aceite.

La pureza del aceite lubricante es factor importantísimo para el buén funcionamiento de todas las partes de una máquina, que se hallen sometidas a fricción.

Uno de los métodos más usados es el llamado filtración de flujo completo, en el cual se usan elementos plegados de papel impregnados de resina, los cuales tienen una gran capacidad de retención de suciedad y además, tienen un cambio pequeño en la caída de presión con variaciones de viscosidad, lo cual es de considerable importancia si tomamos en cuenta que el filtro vá a recibir aceite de una mayor viscosidad durante el proceso de arranque de la turbina.

Control de lubricación.

El control de arranque de las bombas auxiliares es automático y funciona de acuerdo a las necesidades.

Para controlar el nivel de aceite,presión baja del mismo o temperatura alta del mismo, el equipo está dotado de alarmas que indican al operador de la emergencia.

En caso que la presión de aceite en las chumaceras sea demasiado baja, la turbina es disparada por medio de switches de presión, evitando así transtornos de graves consecuencias.

CAPITULO VI

ESTUDIO COMPARATIVO CON LOS DIFERENTES SISTEMAS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA

COSTOS DE INSTALACIÓN Y PRODUCCIÓN.- La decisión sobre que tipo de máquina impulsora debe ser instalada en una industria específica, depende de factores muy variados y aún más importantes cuando se trata de industrias generadoras de energía eléctrica.

Enfrentar la demanda de energía en cualquier época del año, es una de las responsabilidades de las compañías de electricidad, siendo por lo tanto la flexibilidad de la capacidad de generación uno de los factores que graviten en el buén funcionamiento de las mismas.

Primordialmente, la selección de una unidad generadora, está basada en su costo total y su confiabilidad.

El costo de poder generado por la misma es a su vez dividido en: costos de generación y costos de distribución.

Existen también los llamados: costos fijos y costos variables.

En los primeros están considerados; amortización de la inversión, impuestos, seguros y la mayoría de los costos de mantenimiento y obra de mano.

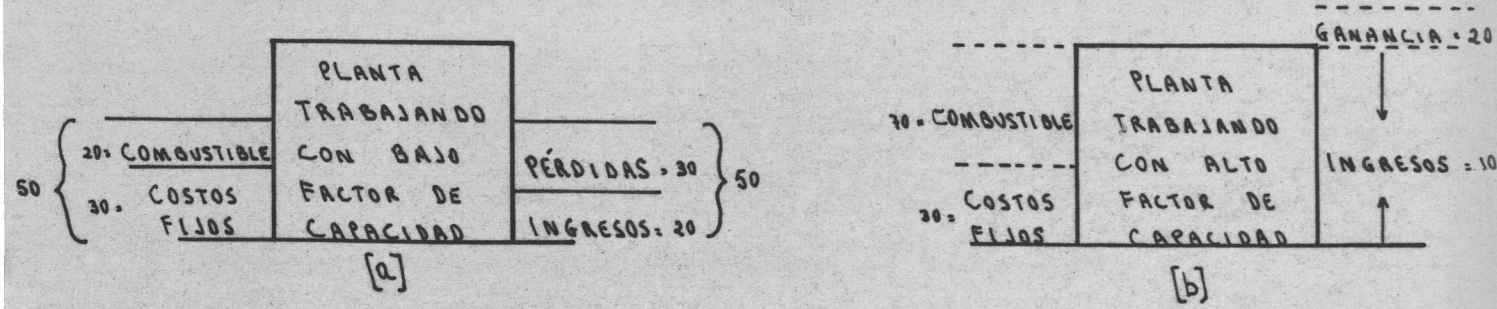
El costo variable en cambio es de gran importancia en plantas térmicas, (vapor, turbinas de gas, diesel, nucleares), yá qué el objeto que mayor importancia merece, el combustible, tiene un consumo que se altera con la eficiencia y generación de la planta. Si comparamos los diferentes tipos de unidades generadoras, observaremos que las centrales hidroeléctricas y nucleares, poseen costos fijos algo mayores que las centrales térmicas de tamaño similar, considerándose además que las primeramente nombradas

en su mayoría, deben estar localizadas a gran distancia de los centros de carga, lo que hace que los costos de trasmisión sean también más elevados. Para corroborar lo expuesto, a continuación encontraremos los gráficos que nos muestran los costos para las centrales analizadas, así como también las curvas de los costos de producción de las mismas.

Pasando a analizar el motor Diesel como otro de los tipos de unidad impulsora, recalcaremos qué su uso es bién justificado para el caso de necesitar tamaños reducidos, siendo la razón fundamental para ésta restricción, el hecho de que al aumentar el tamaño de la unidad, aumanta también el costo del combustible refinado necesario para el funcionamiento de la misma, haciendo por lo tanto antieconómico su uso sí se lo compara con una unidad generadora a vapor.

El uso de un nuevo tipo de máquina impulsora, la turbina de gas, se ha hecho presente en el campo industrial, siendo su uso extensivo no sólo a plantas estacionarias de poder, sino también a variados sistemas de locomoción. De cualquier manera e independiente del tipo de unidad a usarse, el costo de poder depende de las altas eficiencias y de las cargas a que estén sometidas las mismas.

Para ilustrar lo expuesto anteriormente, analizaremos los gráficos siguientes en los que se aprecia lo que financieramente hablando significa una unidad generadora:



Sí consideramos qué lo qué "egresa" de una planta són los costos fijos y el costo del combustible, y lo qué "ingresa" són las rentas provenientes del trabajo, podemos darnos cuenta con los gráficos anteriores, el efecto qué tiene la carga sobre el rendimiento de la misma.

En el gráfico (a), los gastos fijos tienen un valor de 30 y lo qué representa el combustible un valor de 20, lo qué nós dá un total de 50. Con un ingreso a baja carga de 20, obtendremos una pérdida de 30 lo qué hace el negocio impracticable. En el caso (b), tenemos la misma unidad generadora, pero trabajando a altas cargas; los gastos fijos siguen teniendo un valor de 30, pero el valor del combustible a subido a 70 debido al aumento de carga, lo qué nos da un total de 100; debido al aumento de carga, los ingresos han aumentado a 120, de los qué deduciendo los gastos nos rinde un beneficio de 20.

Es lógico suponer que en un sistema de unidades generadoras, habrá unidades que són unas más eficientes que otras, por lo qué las primeramente nombradas deberán ser usadas para generación base, dejando las menos eficientes para enfrentar las cargas de punta o situaciones de emergencia.

Es en éste aspecto que la turbina de gas presenta un interesante campo de aplicación en la industria generadora de electricidad, si es ubicada en el ramo para la cual se halla más adaptada al momento, ésto es, servicios de punta y emergencias temporales.

Como las centrales de poder construídas para enfrentar cargas de punta, deben tener un valor bajo de costos fijos a fín de evitar que se mantenga congelado un capital que podría ser más beneficiosamente invertido, deben requerir un mínimo de personal y deben estar en capacidad de suplir el poder necesario en un tiempo muy corto, la unidad diseñada para cumplir todos éstos requisitos es sín lugar a dudas la turbina de gas.

Indudablemente qué cuando se trata de un sistema de grandes cargas, la unidad a vapor se halla adelante en lo qué a ventajas se refiere, en comparación con el resto de máquinas usadas para el mismo efecto. El motor Diesel está fuera de competencia en cuanto a capacidad se refiere, ya que el tamaño de los mismos está limitado, pues su eficiencia es independiente del tamaño; ésto nó sucede con las plantas a vapor en las cuales la eficiencia aumenta en relación directa al tamño de las mismas. Solamente cuando se trata de pequeñas capacidades el motor Diesel es capaz de desplazar a la unidad a vapor, debido a que posee un costo inicial menor y una mayor eficiencia; lamentablemente éstas ventajas se hacen presentes sólo hasta unos pocos miles de kilovatios, después de los cuales el uso de unidades a vapor es lo aconsejable.

En lo qué a las turbinas de gas respecta, la capacidad de las mismas tiene un rango muy amplio, superando por amplio margen a los motores Diesel y teniendo además las siguientes caracteristicas importantes qué anotar:

1). No necesita agua de enfriamiento siempre que el ciclo sea sin interenfriamiento, lo cual yá es una ventaja sobre la unidad a vapor y sobre el motor Diesel, lográndose con esto una gran flexibilidad en lo qué se refiere al sitio de montaje de la unidad.

2). Los gastos de lubricación són bajos, lo que permite compararlos con los de las unidades a vapor y obtener ventaja sobre los de las plantas a Diesel.

3). El combustible a usarse en la turbina de gas tiene una variación enorme en cuanto a calidad y estado, (sólido, líquido o gaseoso), lo cual permite a la turbina adaptarse a las conveniencias del lugar de su montaje.

4). Flexibilidad.

La turbina de gas presenta la ventaja de qué su ciclo puede ser alterado a fín de obtener mejores eficiencias, siendo factible además reemplazar las partes componentes de la misma, sín tener que desarmar completamente la unidad, lo cual yá es una ventaja muy importante donde se requiere rapidez y eficacia en el servicio.

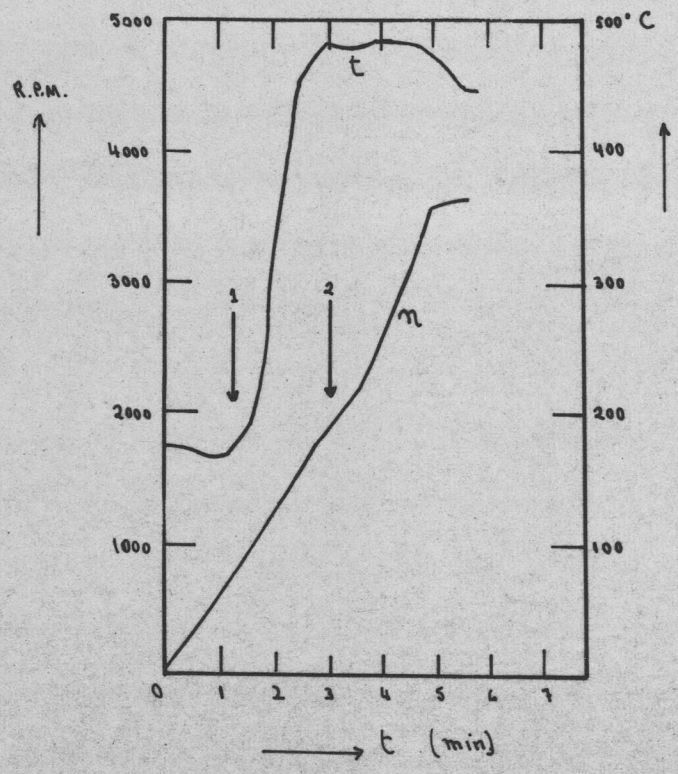
5). Arranques rápidos.

Sín lugar a dudas, una de las ventajas más valiosas qué la turbina de gas poseee al momento, y con la cual vence por amplio margen a todos los sistemas de generación conocidos, es la rapidez de los arranques así como la facilidad de absorver cargas determinadas en intervalos muy cortos de tiempo; éstas ventajas la presenta como la máquina ideal para prestar servicio en compañias de electricidad donde es necesario poseer capacidad extra disponible para resolver una emergencia en el menor tiempo posible y aún sin poseer el personal necesario para éstas contingencias.

Para corroborar lo expuesto anteriormente, observamos a continuación el gráfico de un arranque rápido de una turbina de gas "Brown Boveri" de 15 MW. tipo compacto, en el cual se aprecia que la velocidad de sincronización se alcanza solamente des pués de 5 minutos de recibida la orden de arranque. (Fig. 6-1)

A continuación observaremos también una tabla ilustrativa, en la cual se aprecia la secuencia de un arranque normal para el mismo tipo de unidad, siendo para éste caso 8 minutos el tiempo que la unidad requiere para alcanzar su velocidad de sincronización; en éste punto la temperatura de los gases a la entrada es 450 °C, cuando la unidad está aún sín carga. La cantidad de combustible requerido para el arranque (200 Kg) representa solamente el 3.9% del consumo a plena carga o aproximadamente menos que 2½ minutos de trabajo a carga completa. (Fig. 6-2)

[FIG. 6-1]



n = VELOCIDAD DEL EJE

t = TEMP. A LA ENTRADA DE LA TURBINA

1 = CÁMARA DE COMBUSTIÓN PRENDIDA

2 = MOTOR DE ARRANQUE DESCONECTADO

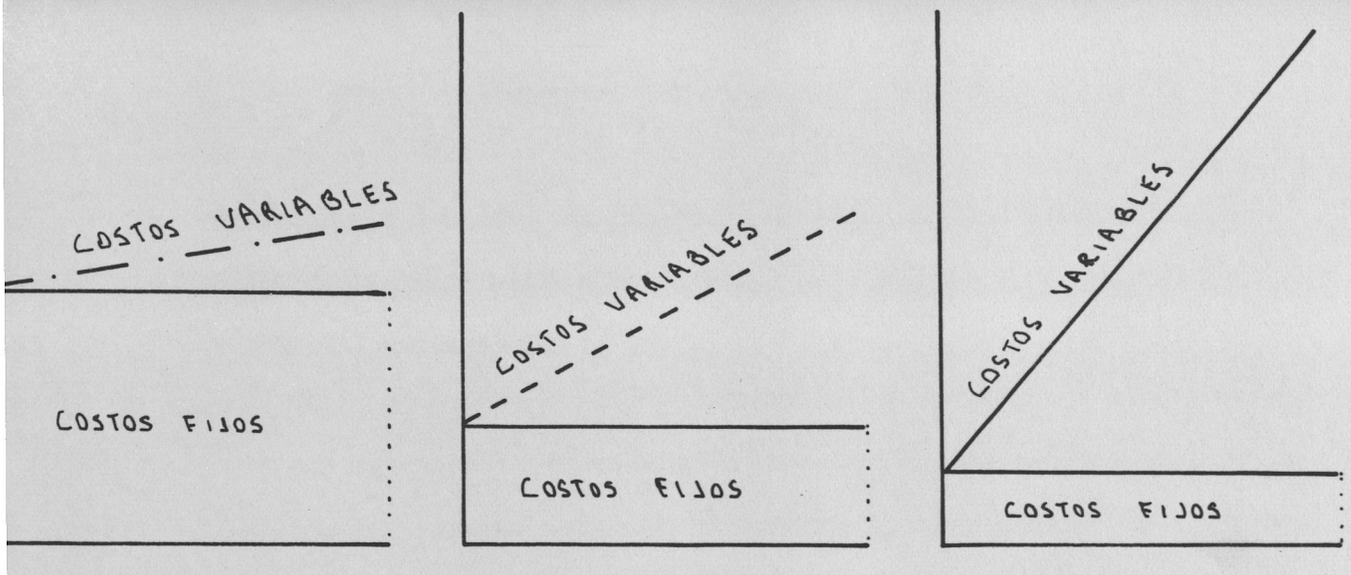
[FIG. 6-2]

TURBINA DE GAS "BROWN BOVERI" 15.000 KW		
TIEMPO (MINUTOS)	VELOCIDAD (REV/MIN.)	TEMP. DE ENT. TURB. (°C).
0	0	94
0.5	300	94
1.0	700	90
1.5	900	120
2.0	1080	190
2.5	1250	265
3.0	1520	360
3.5	1800	415
4.0	2000	420
4.5	2280	425
5.0	2500	425
5.5	2750	425
6.0	3050	435
6.5	3400	450
7.0	3500	440
7.5	3580	450
8.0	3600	450

SECUENCIA DE UN ARRANQUE NORMAL

Sí comparamos el consumo de una unidad de éste tipo con una unidad a vapor para el tiempo que se necesita en alcanzar las respectivas velocidades de sincronización, apreciaremos la gran ventaja de la turbina de gas, yá qué una unidad a vapor de la misma capacidad requiere aproximadamente 1500 Kg. de combustible antes de estar en capacidad de ser puesta en servicio.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

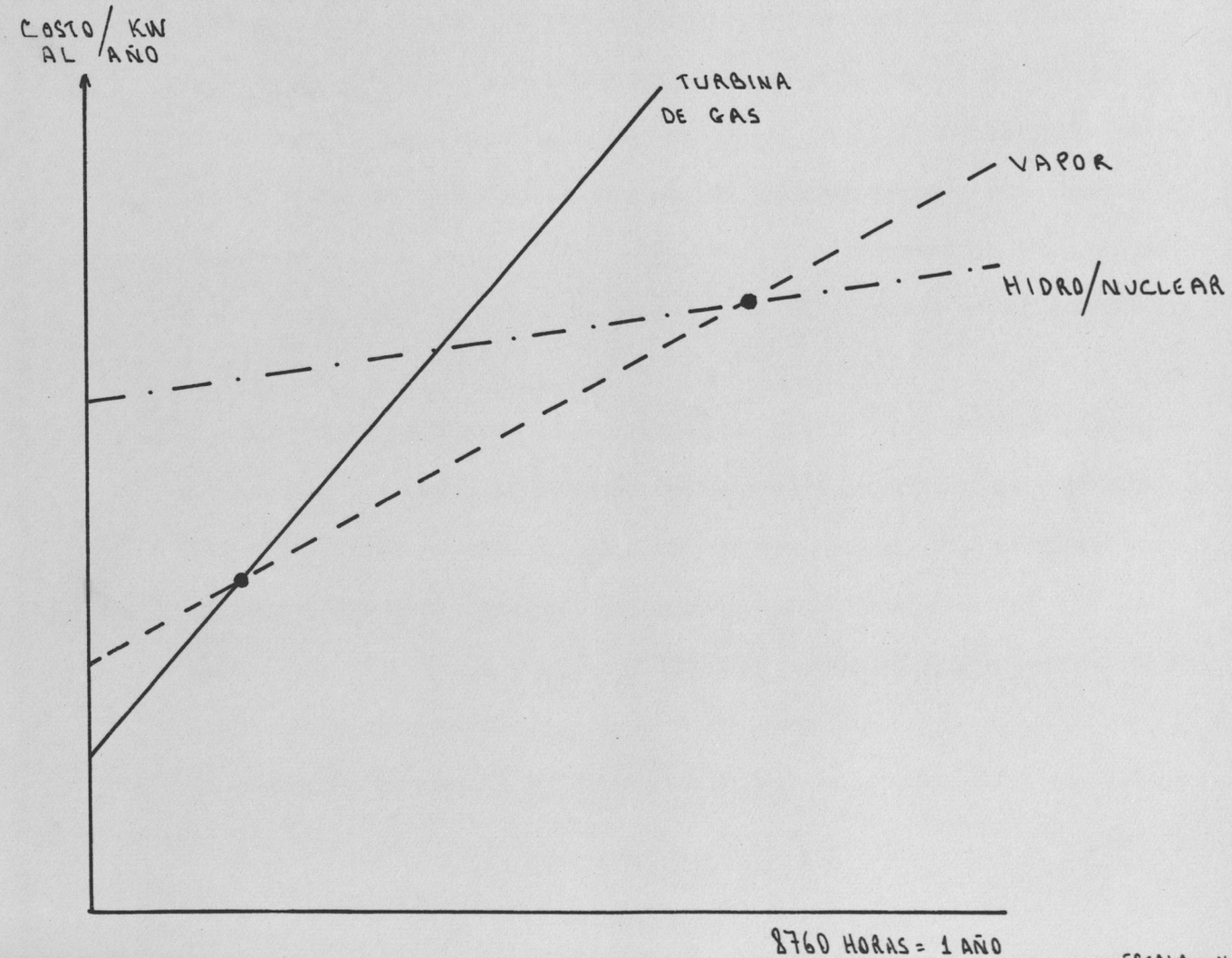


HIDROELECTRICA NUCLEAR

VAPOR

TURBINA DE GAS

COSTOS TOTALES DE PRODUCCIÓN DE PODER.



ESCALA: NINGUNA

CAPITULO VII

APLICACIÓN PRÁCTICA DE UNA FORMA DE APROVECHAMIENTO DE LOS GASES DE ESCAPE DE UNA TURBINA DE GAS.

Aspectos preliminares.

El proceso de recuperación de calor de la descarga de las turbinas de gas ha merecido considerable atención en los últimos años, y su aplicación ha sido hecha en diferentes tipos y tamaños de industrias. En el presente estudio se podrá comprobar el porqué de los esfuerzos que se realizan en aprovechar el alto valor calorífico de los gases de descarga de una turbina ciclo abierto.

El caso a tratarse a continuación, qué es uno de los más interesantes, consistirá en generar vapor por medio de un caldero de recuperación de calor, vapor que servirá para impulsar una turbina que puede como en el presente caso, estar acoplada a un generador de corriente.

La turbina de gas, como toda máquina real, rechaza inapreciable energía al medio ambiente en el proceso de generar energía útil aprovechable en el eje de la misma; esta energía así desperdiciada, se encuentra en forma de gases de descarga de temperatura relativamente alta.

En diferentes palabras, si al quemar un determinado combustible, obtenemos 100 unidades de energía, ésta estará repartida en el ciclo de la siguiente manera: $1\frac{1}{2}$ unidades se descuentan como pérdidas mecánicas, (rozamiento, etc.); 22 unidades son obtenidas en el eje como trabajo útil de la turbina y las $76\frac{1}{2}$ unidades restantes son desperdiciadas como calor rechazado a la atmósfera.

Si queremos conocer la eficiencia térmica del ciclo, esto es, divi-

diendo el trabajo útil para la energía total suplida al mismo, obtendremos un valor de 22% que es lo normal para unidades de este tipo,es decir, que por cada 100 B.T.U. suplidas por el combustible, solamente estamos aprovechando 22.

El objeto de este estudio radica precisamente en demostrar la conveniencia de combinar el ciclo de vapor con el ciclo de gas, a fín de mejorar la eficiencia global del sistema.

Una combinación de ésta naturaleza se la considera de gran importancia sí es aplicada a una turbina de gas supuesta a trabajar continuamente por algún tiempo, obteniéndose de ésta manera una economía en su operación,merced a la aplicación del ciclo combinado.

Hay que hacer hincapié en el hecho de que la combinación de ciclos no afecta la operación de la turbina de gas, yá qué ésta puede trabajar independientemente cuando las necesidades así lo exijan, esto es, trabajos de mantenimiento en el caldero de recuperación,etc.

Para resolver tales situaciones, el sistema está provisto de una derivación que dirige los gases de descarga de la turbina a la atmósfera sin tener que pasar por el caldero y por lo tanto, generar vapor.

La base de partida para la formación del ciclo combinado es la unidad a gas, esto es, la turbina acoplada a su respectivo generador, teniendo además como elementos indispensables: el caldero de recuperación de calor, la turbina a vapor y todos los elementos auxiliares que forman parte de éste ciclo.

Procedimiento para calcular el rendimiento del ciclo combinado.

Para efectos de cálculo vamos a enumerar a continuación los valores que van a ser necesarios, tales como; características de la turbina, condiciones del lugar de trabajo,etc.

Tipo de turbina: Ciclo abierto simple- Un eje.

Caída de presión a la entrada de la turbina: 0" de agua.

Caída de presión en la descarga de la turbina: 8" de agua.

Combustible a usarse: Kerosene. (H.H.V. = 21.000 Btu/Lb.)

Ubicación de la planta:Guayaquil o sus alrededores.

Elevación del terreno: 10 pies.

Presión atmosférica: 14.6 PSIA.

Temperatura promedio ambiente: 80°F.

Condiciones asumidas del vapor.

Presión de vapor a la entrada de la turbina: 400 PSIG.

Temperatura de vapor a la entrada de la turbina: 750°F.

Presión en el condensador: $1\frac{1}{2}$" de Mercurio.

RENDIMIENTO DE LA TURBINA DE GAS.

El rendimiento de las turbinas de gas está sujeto como yá habíamos mencionado con anterioridad a algunas variables como són:temperatura ambiente,caídas de presión a travez de ductos,etc, razón por la qué es indispensable disponer de los valores que a continuación a obtener.

Si conocemos que la capacidad de la turbina a ser usada para nuestros cálculos es de 13.500 KW. podemos obtener la razón de calor,dividiendo el consumo de combustible para la capacidad de generación de la turbina, lo cual nos dá:

$$\text{Razón de calor} = \frac{209.5 \times 10^6 \text{ Btu/Hora}}{13.500 \text{ KW.}} = 15.500 \frac{\text{BTU.}}{\text{KWH.}} \quad \text{(H.H.V. Kerosene)}$$

Es indispensable también conocer que la turbina de gas posee una eficiencia térmica del 22%, con un flujo de aire de 698.000 Lb/Hora.

La temperatura de los gases de escape es aproximadamente 900°F y la relación $\frac{\text{H.H.V.}}{\text{L.H.V.}} = 1.06$ para el combustible a usarse en nuestro caso.

Antes de pasar a efectuar los cálculos relacionados con el caldero de recuperación,vamos amencionar los siguientes puntos relacionados con el rendimiento de la turbina de gas:

1- El flujo de descarga de la turbina se lo asume igual al flujo de aire que entra a la misma, de tal manera que el flujo de masa añadido al sistema por medio de la combustión,se lo asume igual a las pérdidas de masa en el flujo debidas a :aire de enfriamiento,aire de control,escapes varios,etc.

2-Se asume una contrapresión de 8" de agua en la descarga de la turbina de gas,debido a la resistencia al flujo opuesta por el caldero, valor que la experiencia indica es razonable para ésta clase de cálculos.

CALCULOS DE RENDIMIENTO DEL CALDERO.

Conociendo yá los valores de temperatura de gases de descarga (900°F), y flujo de los mismos (698.000 Lbs/Hr.), nuestro próximo paso será evaluar el rendimiento del caldero de recuperación.

Primeramente haremos una descripción física de las características del caldero a usarse, que según las experiencias obtenidas al momento,es el más recomendable para el uso que se le vá a dar: flujo vertical de gases y circulación forzada.Consiste principalmente de tres superficies horizontales separadas de transferencia de calor:el economizador, el evaporador y el supercalentador.

Este tipo de calderas es un diseño típico fabricado por la General Electric y su uso se ha difundido ya a travez de diferentes instalaciones.Al final de este capoítulo encontraremos gráficos ilustrativos del mencionado caldero,así como de las curvas de entalpía de gases de descarga que vamos a usar para efectos de nuestro cálculo.

La sección de tubos del economizador de la caldera,estará diseñada para calentar el agua de alimentación desde su temperatura de entrada hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación en el domo de la caldera.El agua saturada es descargada directamente al domo.

La sección del evaporador opera a temperatura constamte,absorviendo calor en una cantidad igual al calor latente de vaporización correspondiente a la presión y flujo del caldero.

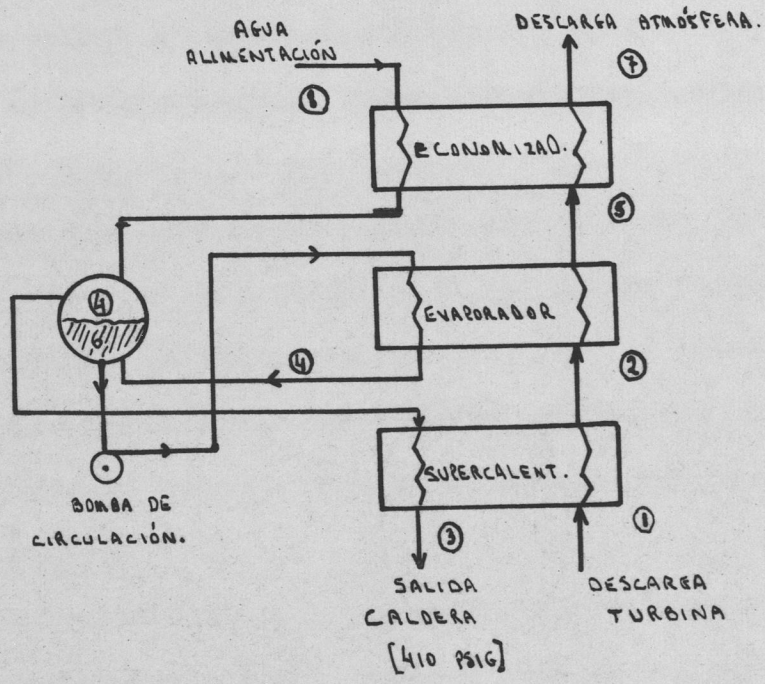
El agua saturada que circula por los tubos del evaporador es extraída del domo y circulada por los mismos,por medio de una bomba de circulación dotada para el efecto.

El vapor saturado obtenido en el domo pasa a través de separadores de vapor y luego a través de la sección de tubos del supercalentador. En ésta sección el vapor es supercalentado desde su temperatura de saturación,hasta un valor consistente con la temperatura de los gases de descarga de la turbina.

Para obtener los valores de las diferentes entalpías necesarias para nuestros cálculos, se hará uso de la Tabla de Vapor de Keenan y Kayes.

Los gases de escape de la turbina, a diferencia del vapor que es una sustancia relativamente pura,consiste de los productos de la combustión,ésto es,aire y combustible.Debido a que los mencionados gases són una mezcla,se espera que varíen cán la cantidad de combustible quemado en la cámara de combustión.

Para facilitar el proceso del cálculo a efectuarse seguidamente,a continuación graficaremos un diagrama de flujo de gases y flujo de vapor en el sistema combinado,dándole a cada paso una numeración correspondiente a fín de poderlos establecer sin dificultad.



Las siguientes asumpciones han sido hechas y serán conocidas a continuación:

1- Una caída de presión de 10 psi. ha sido asumida entre la válvula de nó retorno del caldero y la entrada de la turbina a vapor.

2- Una caída de presión de 10 psi. se ha asumidp para el vapor al atravezar el economizador y el supercalentadpr.Estos valores de pérdida de presión pueden ser asumidos para economizadores y supercalentadores del tipo a ser usado, siempre y cuando nó se conozcan los valores actuales de caídas de presión.

3- La temperatura del agua de alimentación se ha asumido igual a la temperatura del condensado en el pozo del condensador.

4- El flujo de gases en el caldero se lo ha asumido igual al flujo de la descarga de la turbina,despreciandose las pérdidas por escapes

varios, yá que són insignificantes.

Yá qué el proceso de cálculo para el rendimiento de las diferentes partes del caldero es un proceso de tanteo, antes de llegar a una respuesta definitiva tendremos que efectuar varios acercamientos, los cuales van a ser dados por efectuados a fín de nó alargar innnecesariamente el procedimiento.

El primer paso a dar,será asumir un flujo de vapor para el caldero.

Una vez asumido el flujo, procedemos a efectuar un balance de calor de la sección del supercalentador,lo que nos vá a dar una primera aproximación de la temperatura de salida de los gases después del supercalentador.

Basados en ésta temperatura y asumiendo una efectividad del 85% para la sección del evaporador, la temperatura de los gases después del mismo puede ser calculada.

Los pasos efectuados hasta el momento, nos permiten yá evaluar ciertas incógnitas como para efectuar un balance de calor del eveporador.

Este balance nos determinará la cantidad de vapor que puede ser generada en el evaporador,basándonos en una efectividad del 85% y con la temperatura de gases de entrada, valor ya previamente calculado.

El flujo de vapor en el evaporador obtenido por medio del balance anterior, lo comparamos entonces con el flujo de vapor asumido para el supercalentador y procedemos a efectuar las aproximaciones necesarias hasta qué los dos valores sean iguales,momento en el cual hemos determinado la capacidad de generadión para el caldero.

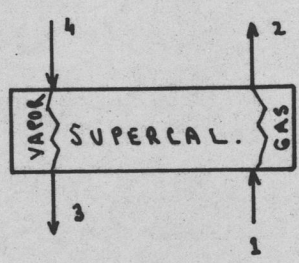
El paso siguiente será entonces efectuar un balance de calor para el economizador,a fín de determinar la temperatura de los gases en la chimenea y asegurarnos a la vez de que poseamos suficiente ca-

lor en los gases como para elevar la temperatura del agua de alimentación, desde su temperatura de entrada hasta la saturación.

Como yá se mencionó anteriormente se vá a ignorar los primeros tanteos realizados y vamos a hacer uso de un flujo de 75.000 libras de vapor por hora, qué es el valor que de acuerdo a los cálculos, es el más cercano a la realidad.

A continuación vamos a efectuar los pasos qué se han mencionado con anterioridad:

SUPERCALENTADOR.



M= Flujo en libras por hora.

h= Entalpía en Btu/Lb.

M_3= 75.000 Lbs/Hora.

P_3= 425 psia. T_3= 750°F h_3= 1388.5

P_4= 435 psia. T_4= 453°F h_4= 1204.6

$$M1 (h_1 - h_2) = M_3 (h_3 - h_4)$$

$$698.000 (h_1 - h_2) = 75.000 (1388.5 - 1204.6)$$

$$[h_1 - h_2] = \frac{75.000 (1388.5 - 1204.6)}{698.000}$$

$[h_1 - h_2]$= 19.8 Btu/Lb. h_2= 340.8 - 19.8= 321 Btu/Lb.

Con éste valor obtenido entramos a el gráfico de curvas de entalpía vs. temperatura que encontramos al final de este capítulo, y le buscamos la temperatura correspondiente en la curva marcada .015 lo que nos dá un valor de T_2= 830°F.

A continuación efectuaremos los cálculos para la sección del evaporador y obtendremos los siguientes valores:

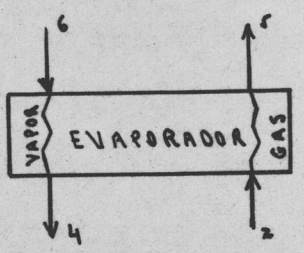
EVAPORADOR.

El objeto de efectuar el balance en el evaporador es evaluar la cantidad de vapor que el mismo puede generar, contando para el efecto con una temperatura de gases igual a la de salida del supercalentador.

Para poder determinar la capacidad de generación del evaporador, es necesariosario que conoscamos también la temperatura del gas a la salida del mismo.

Para obtener la mencionada temperatura, nos basamos en la definición de efectividad de un intercambiador de calor, en otras palabras,la caída de temperatura del lado de gases,dividido para la diferencia de temperatura de entrada del gas y del vapor.

Como yá se mencionó anteriormente, vamos a sumir un valor de 85% para la efectividad del evaporador, y haciendo uso de la misma tendremos:



E= Efectividad= 0.85

T_2= 830°F

T_6= 453°F

$$E = \frac{T_2 - T_5}{T_2 - T_6}$$

$$0.85 = \frac{830 - T_5}{830 - 453}$$

T_5= 510°F.

Si con este valor obtenido entramos nuevamente a la tabla respectiva, hallaremos que la entalpía correspondiente a ésta temperatura será: h_5= 238 Btu/Lb.

Sabiendo que la energía disipada por el gas en el evaporador es igual a la energía absorvida por el vapor, la generación de vapor del evaporador será entonces:

$$M_2(h_2 - h_5) = M_4(h_4 - h_6)$$

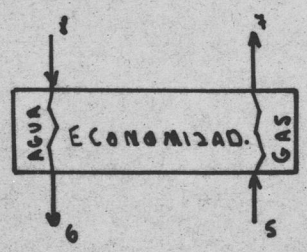
$$698.000 (321 - 238) = M_4(1204.6 - 433.4)$$

M_4= 75.000 Lbs./Hora.

Queda de ésta manera comprobado que siendo el flujo asumido para el supercalentador (75.000 Lbs/Hora.) igual al flujo calculado para el evaporador (75.000 Lbs/Hora.), la capacidad de generación para nuestro caldero será la arriba mencionada.

El próximo paso será efectuar un balance de calor para el economizador, para lo cual tenemos que resolver la ecuación de la energía; para el efecto usamos las propiedades del gas de entrada al economizador, valor qué fué obtenido en los cálculos de la sección del evaporador.

ECONOMIZADOR.



M_5= 698.000 Lbs/Hr.

M_6= 75.000 Lbs/Hr.

h_5= 238 Btu/Lb.

$h_6 = 433.4$ Btu/Lb.

$h_8 = 59.9$ Btu/Lb.

$$M_5 (h_5 - h_7) = M_6 (h_6 - h_8)$$

$$698.000 (238 - h_7) = 75.000 (433.4 - 59.9)$$

$$h_7 = 198 \text{ Btu/Lb.}$$

Con éste valor obtenido entramos nuevamente al gráfico respectivo y hallamos que la temperatura correspondiente es 350° F, qué es la temperatura a la que ván a ser los gases descargados a la atmósfera.

Es interesante anotar qué sólo se ha usado el concepto de efectividad al hacer los cálculos correspondientes al evaporador, yá qué es en ésta sección donde se efectúa la mayor trasmisión de calor dentro de la caldera.

Si el valor asumido de 85% de efectividad para el evaporador, lo comparamos con las efectividades correspondientes al economizador y al supercalentador, podremos comprobar la diferencia:

$$E_{sup.} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_4} = \frac{900 - 830}{900 - 453} = 15.7\ \%$$

$$E_{eco.} = \frac{T_5 - T_7}{T_5 - T_8} = \frac{510 - 350}{510 - 92} = 38.3\ \%$$

CORROSION OCASIONADA POR LA PRESENCIA DE AZUFRE EN EL COMBUSTIBLE.

La presencia de partículas de azufre en el combustible, puede ocasionar serios problemas de corrosión en las diferentes partes de una caldera. Esto ocurre cuando el azufre presente en los gases de des-

carga de una turbina de gas, en forma de SO_3 se combinan con partículas de agua para formar ácido sulfúrico ($SO_4 H_2$).

Mientras el SO_3 se halle en forma gaseosa nó hay peligro de corrosion por la acción de ácido sulfúrico, pero cuando el gas de descarga entra en contacto con una superficie fría, se puede hacer presente la acción del ácido ya mencionado.

La parte de un caldero de recuperación que se encuentra más expuesta a un ataque de ésta naturaleza es el economizador,en la parte más fría del mismo.

A fín de asegurarnos que la temperatura de los gases de la turbina nó sea demasiada baja al ser descargada a la atmósfera,como para ocasionar problemas de corrosión, vamos a efectuar un análisis del proceso de la combustión que se efectúa en las cámaras de combustión, con el objeto de obtener la temperatura de saturación de la mezcla gaseosa; de ésta manera estamos en capacidad de conocer el instante en que va a comenzar la condensación del vapor de agua presente en la misma, y qué es el que al mezclarse con el SO_3 producirá el ácido sulfúrico.

Para efectos de nuestro cálculo conocemos la razon F/A estequeométrica para el combustible a usarse en nuestro caso y que es kerosene ($C_{12}H_{26}$)

$$F/A_{est.} = 0.0667 \qquad A/F = 15/1 \text{ Lbs. aire/Lbs. comb.}$$

Aplicando la relación A/F para nuestro caso específico o sea A/F=66/1 tendremos el siguiente resultado:

$$C_{12}H_{26} + 18.5(4.4)\,O_2 + 18.5(4.4)(3.76)N_2 \rightarrow 12CO_2 + 13H_2O + 62.90_2 + 305.9\,N_2$$

$C\ O_2$ = 12/393.8	= 0.0304	3.04%
H_2O = 13/393.8	= 0.0330	3.30%
O_2 = 62.9/393.8	= 0.1598	15.98%
N_2 = 305.9/393.8	= 0.7768	77.68%
	1.000	100 %

El valor del porcentaje de agua obtenido en los productos de la combustión, al ser multiplicado por la presión de descarga de los mismos en la chimenea nos dará el siguiente resultado:

0.033 x 15 psia = 0.495 psia.

Si con ésta presión entramos a la Tabla de Vapor, podremos conocer la temperatura de saturación correspondiente a la misma o sea 80°F. A base de éstos cálculos queda entonces establecido que siendo la temperatura de descarga de los gases 350°F a la salida del economizador, y siendo la temperatura de saturación de los mismos 80°F, nó existe el peligro de condensación de vapor de agua presente en los gases, con lo cual se evita el problema de posibles corrosiones en el sistema interno de la caldera de recuperación de calor.

CALCULOS DE RENDIMIENTO PARA LA TURBINA A VAPOR.

El paso siguiente será efectuar los cálculos correspondientes a la turbina a vapor, teniendo como base el vapor generado por el caldero de recuperación.

Antes de proseguir, es necesario que conozcamos tres valores que nos van a ser de gran utilidad y que han sido tomados del "Manual de standards para fabricantes de turbinas a vapor".

1--Razón teórica de vapor = 7.14 Lbs/Kw-Hr.

2--Eficiencia de la turbina = 0.749

3--Factor de correción de recalentamiento = 1.017

Estos valores corresponden a nuestro caso específico de una turbina sín extracciones y con las siguientes condiciones de vapor:

Flujo = 75.000 Lbs/Hora.

Presión= 400 psig.

Temperatura= 750° F.

El primer paso adar será calcular el valor de la razón de vapor:

$$\text{Razón de vapor} = \frac{\text{Razón teórica de vapor}}{\text{(Eficiencia) (Factor de recalentamiento)}}$$

$$= \frac{7.14 \text{ Lbs/KWH.}}{0.749 \times 1.017} = 9.38 \text{ Lbs/Kwh.}$$

Con éste valor obtenido yá estamos en capacidad de calcular la capacidad bruta de generación de la turbina:

$$\text{Capacidad bruta} = \frac{\text{Flujo de vapor}}{\text{Razón de vapor}}$$

$$= \frac{75.000 \text{ Lbs/Hora}}{9.38 \text{ Lbs/Kw-hr.}} = 7.990 \text{ Kw.}$$

El paso siguiente será calcular la capacidad de generación neta de la turbina, para lo cual restamos de la capacidad bruta, el valor del consumo de auxiliares de planta,qué para una del tamaño que estamos calculando,un valor de 6% es razonable.Entonces tendremos:

Capacidad neta= Capacidad bruta - Consumo de auxiliares

$$7990 - 0.06 \ (7990) = 7500 \text{ Kw.}$$

RENDIMIENTO DEL CICLO COMBINADO.

Una vez obtenida la capacidad neta de generación de la turbina a vapor, podemos obtener la capacidad neta total del sistema sumándole a la misma la capacidad de generación de la turbina de gas:

Capacidad total: 13.500 Kw. + 7.500 = 21.000 Kw.

Una de las formas más significativas de evaluar el rendimiento de una planta de poder, es la razón de calor.

El valor de la razón de calor neta para el sistema combinado lo podemos calcular dividiendo el valor del consumo total de combustible de la turbina de gas, para el valor de la capacidad de generacion neta del sistema:

$$\text{Razón de calor neta:} \frac{209.5 \times 10^6 \text{ Btu/Hr.}}{21.000 \text{ Kw.}}$$

$$= 9980 \text{ Btu/Hora-Kw.(H.H.V.)}$$

La parte final de nuestro cálculo será obtener el valor de la eficiencia neta total del sistema, que lo hallamos por medio de la siguiente fórmula:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{(Generación neta) x (3413 Btu/Kw-Hr.)}}{\text{Consumo de combustible}}$$

$$= \frac{21.000 \times 3413}{209.5 \times 10^6} = 34\%$$

CONCLUSIONES.

Una vez terminados nuestres cálculos estamos en capacidad de llegar a las siguientes conclusiones:

a- Al reducir la temperatura de los gases de escape de 900°F a 350°F, estamos recuperando 142 Btu/Lb. de gas que de otra manera se estaría desperdiciando al rechazarlo ala atmósfera.

Si este valor mencionado anteriormente lo multiplicamos por el flujo de gases tendremos:

142 Btu/Lb. x 698.000 Lbs/Hr. = 99 x 10^6 Btu/Hr. para generar 7.500 Kwh.

Con el objeto de apreciar la ventaja al usarse el ciclo combinado, vamos a establecer una comparación entre una unidad a vapor convencional con el caso tratado con anterioridad.

Asumiendo que para la unidad a vapor, de igual capacidad que la nuestra, usemos:

1 - Combustible: Residuo "Bunker C"

2 - Gravedad específica : 0.940 a 60 F.

3 - Valor calorífico del combustible: 18.840 Btu/Lb. (H.H.V.)

4 - Rendimiento de la planta: 2.5 Kwh neto/litro.

Usando los valores arriba mencionados podemos calcular que el consumo de combustible será:

7.500 Kwh. : 2.5 Kwh/litro = 3.000 litros.

Si el valor del litro de residup de la calidad usada para el ejemplo es de $ 0.35, el gasto de combustible en una hora de generación para la unidad a vapor convencional será:

3.000 litros x $ 0.35/litro = $ 1050

En otras palabras, al nosotros hacer uso de la combinación de ciclos

y generar vapor en un caldero de recuperación de calor,estamos ahorrando la cantidad de dinero arriba mencionada por cada hora de generación,yá que nó será necesario quemar combustible alguno en la caldera debido,al uso y aprovechamiento del alto valor calorífico de los gases de descarga de la turbina de gas.

PROCESO DE OPERACIÓN DE CALDERAS DE RECUPERACION DE CALOR.

La operación de este tipo de calderas es sencillo, y al ponerse en servicio las mismas deberán seguirse los siguientes pasos:

ABRIR:

a-. La válvula de purga de vapor del domo.

b-. Las válvulas de purga del supercalentador.

c-. Las válvulas de drenaje del supercalentador.

CERRAR TODAS LAS DEMAS VALVULAS.

Abrir la válvula de agua de alimentación a la entrada del economizador,llenando el domo a su nivel normal de operación.

Para evitar daños por esfuerzos térmácos durante la operación de llenada del domo,la diferencia de temperatura entre el mismo y el agua, nó debe exceder de 50°F.

Poner en servicio la bomba de circulación.

Poner en servicio la turbina de gas de acuerdo a las instrucciones de los fabricantes.

Cerrar todas las purgas y drenajes,excepto la purga de vapor a la salida del supercalentador.

Cuando la presión y temperatura del vapor a alcanzado su punto de trabajo,generalmente a menos de veinte minutos despues de ser prendida la caldera,abrir la válvula de nó retorno, y cerrar entonces la purga del supercalentador.

Colocar en automático el control de entrada de agua de alimentación de la caldera.

Para sacar la caldera de servicio deberán así mismo seguirse los siguientes pasos:

Purgar el domo por el fondo del mismo, a fín de asegurar una baja concentración de sólidos.

Darle la señal de parada a la turbina de gas.

Colocar en manual el control automático de agua de alimentación, yá qué éstos sistemas no responden satisfactoriamente cuando la demanda de vapor es pequeña.

Dejar la bomba de circulación en servicio por lo menos 12 horas después de la parada, para permitir que la caldera se enfríe uniformemente.

Si la unidad es puesta en servicio diaramente, es preferible dejar la bomba de circulación trabajando continuamente.

MANTENIMIENTO DE CALDERAS DE RECUPERACION DE CALOR.

1-. Protección contra la corrosión.

El tratamiento y acondicionamiento del agua de alimentación en el domo, debe ser hecho de acuerdo con los standards de la A.B.A.I. (American Boiler & Affiliated Industries). El purificador de vapor está diseñado como para que provea vapor que tenga una concentración de sólidos tan baja como 1 ppm.

Si se usan combustibles con porcentajes de azufre, todas las partes en contacto con la corriente de los gases, deberán ser mantenidas a una temperatura mayor que el punto de rocío del ácido sulfúrico.

2-. Limpieza.

Si la inspección anual del caldero aconseja que el mismo requiere

limpieza,se recomienda la limpieza a base de ácido por ser la más efectiva.

El caldero deberá llenarse haciéndose una conección por la válvula de drenaje del supercalentador.La solución llenará el supercalentador,regresará al domo,llenará el evaporador y eventualmente el economizador.

Se requerirá una purga para asegurarse que todo el sistema del caldero sea llenado completamente.

La circulación del ácido se hará intermitentemente.Se espera que el ácido clorhídrico tenga una concentración que varíe entre el 4 y 5% a 180°F.

Cuando nó se dispone de vapor en la instalación,la concentración del ácido puede subir tanto como el 10% a 70°F.

Los períodos de circulación tendrán una duración de 10 minutos por cada hora y la duración total será de 6 horas.

Se estima que el tiempo requerido para llenar el caldero, así como para vaciarlo será de aproximadamente de 1 hora para cada proceso, siendo por lo tanto la duración total del trabajo,8 horas.

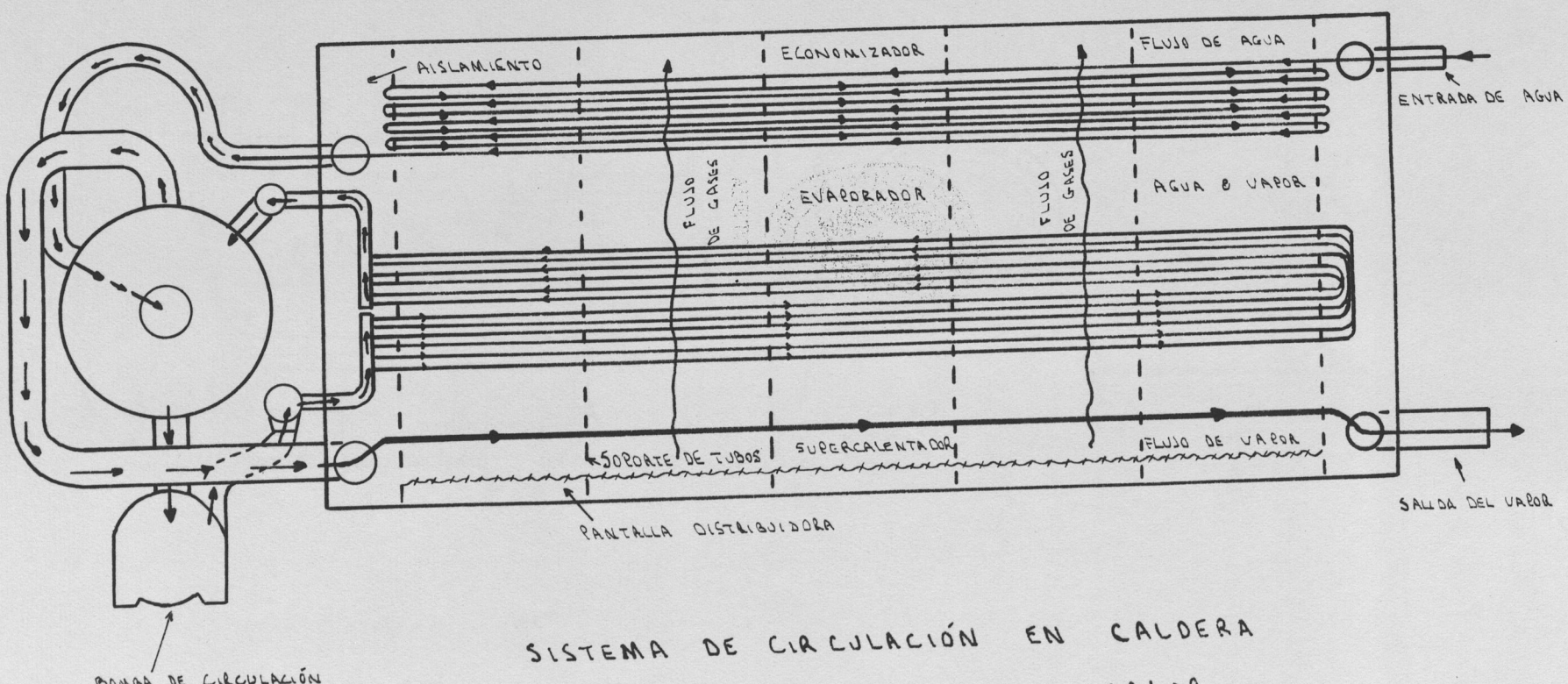
Llenar nuavamente el sistema con agua de la ciudad y enjuagar por un período de 3 horas, luego de lo cual será drenado el caldero.

Se efectuará luego otra operación de enjuague,añadiéndose ácido cítrico al agua con el fín de controlar el Ph. y mantenerlo en un valor entre 4 y 5.El tiempo requerido para esta operación será tambien de 3 hôras.

Llenar,circular y drenar nuevamente el sistema,usando una solución diluida de Hidróxido de Amonio a fín de obtener un Ph. de 10.El tiempo requerido para ésta operación será tambien de 3 horas.

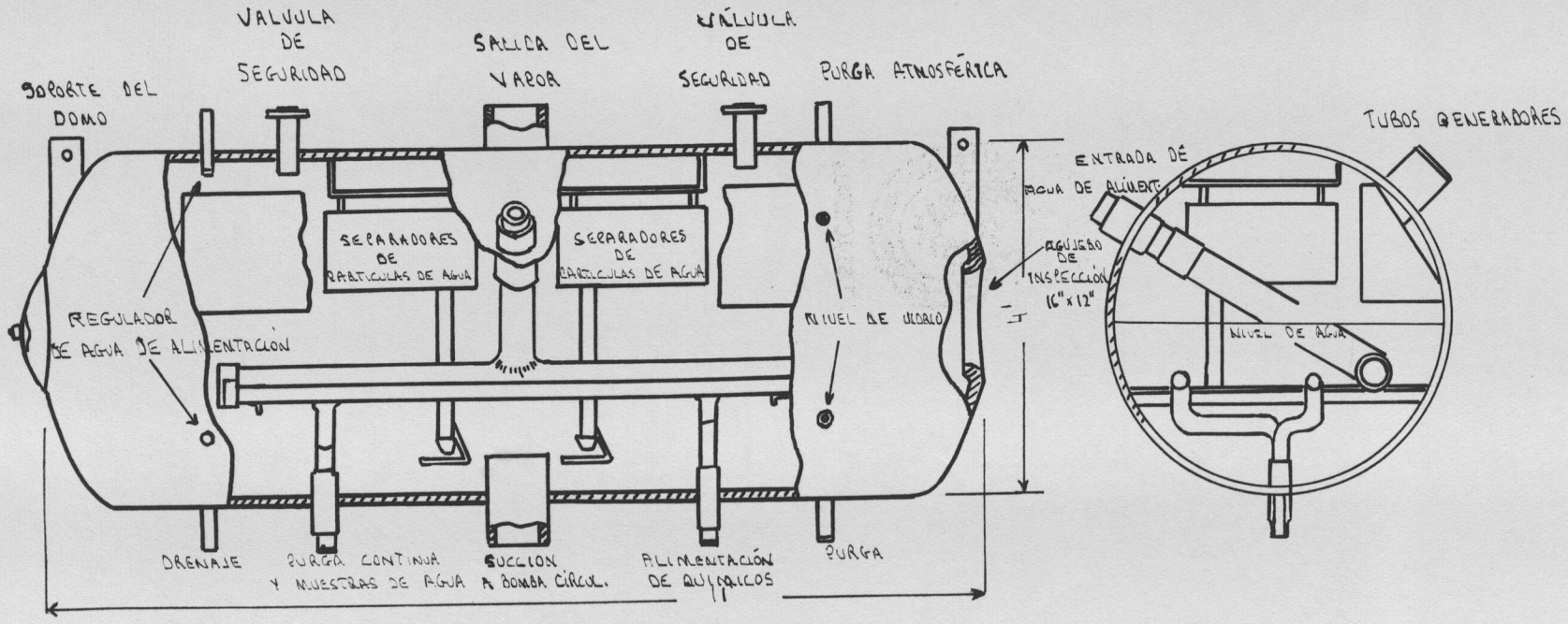
En total se requerirán aproximadamente 17 horas como mínimo para efectuar un trabajo de limpieza del caldero, usándose ácido para el efecto.

Generalmente la duración, así como las concentraciones de los diferentes enjuagues están sujetos a control efectuados en el mismo sitio de trabajo.



SISTEMA DE CIRCULACIÓN EN CALDERA DE RECUPERACION DE CALOR

ESCALA : NINGUNA



DETALLES INTERIORES DE UN DOMO DE CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.

ESCALA: NINGUNA

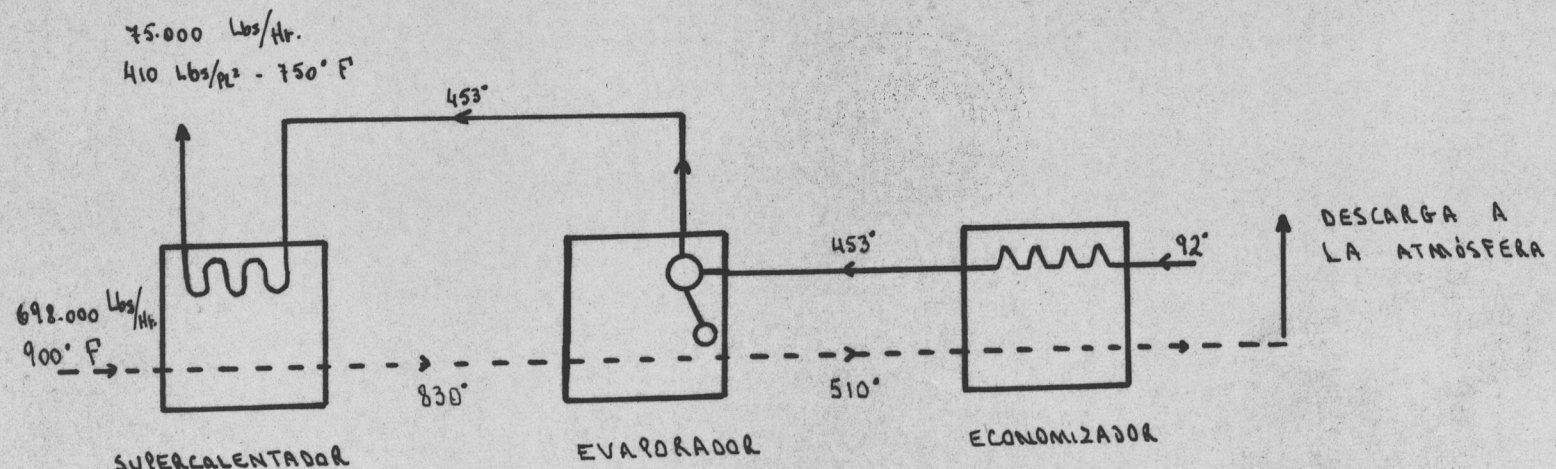
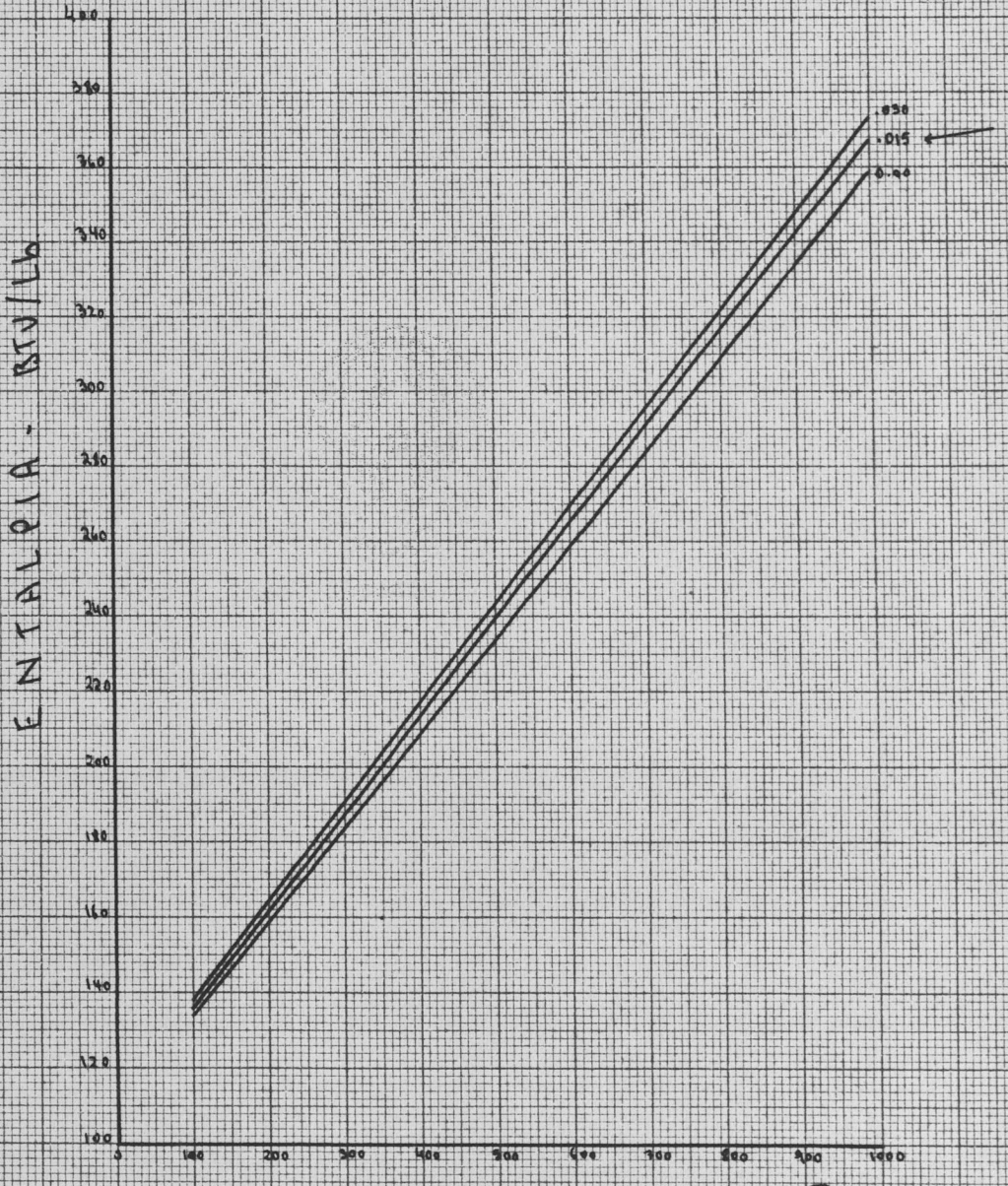


DIAGRAMA DE TEMPERATURAS A TRAVÉS DE

LA CALDERA

ESCALA : NINGUNA

ENTALPIA DE LOS GASES DE DESCARGA DE UNA TURBINA DE GAS.



NOTA: LOS VALORES DE LAS CURVAS CORRESPONDEN A LA RELACIÓN : $\frac{\text{COMBUSTIBLE}}{\text{AIRE}}$

CAPITULO VIII

APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA TÉRMICA DE LOS GASES DE ESCAPE

CICLOS COMBINADOS.- Conocido es el hecho de que una máquina de combustión interna utiliza los gases producto de la combustión en producir un movimiento que bién puede ser rotatorio o alternativo, pero es también sabido que esos mismos gases una vez que han efectuado su trabajo deben ser rechazados a la atmósfera en la gran mayoría de los casos.

En la turbina de gas en cambio, es factible aprovechar los gases de escape de la misma en procesos que tiendan a mejorar la eficiencia del ciclo, ya que al abandonar la turbina los mencionados gases poseen una temperatura que fluctúa en los 900°F y que de nó aprovechárselos se perderían en la atmósfera.

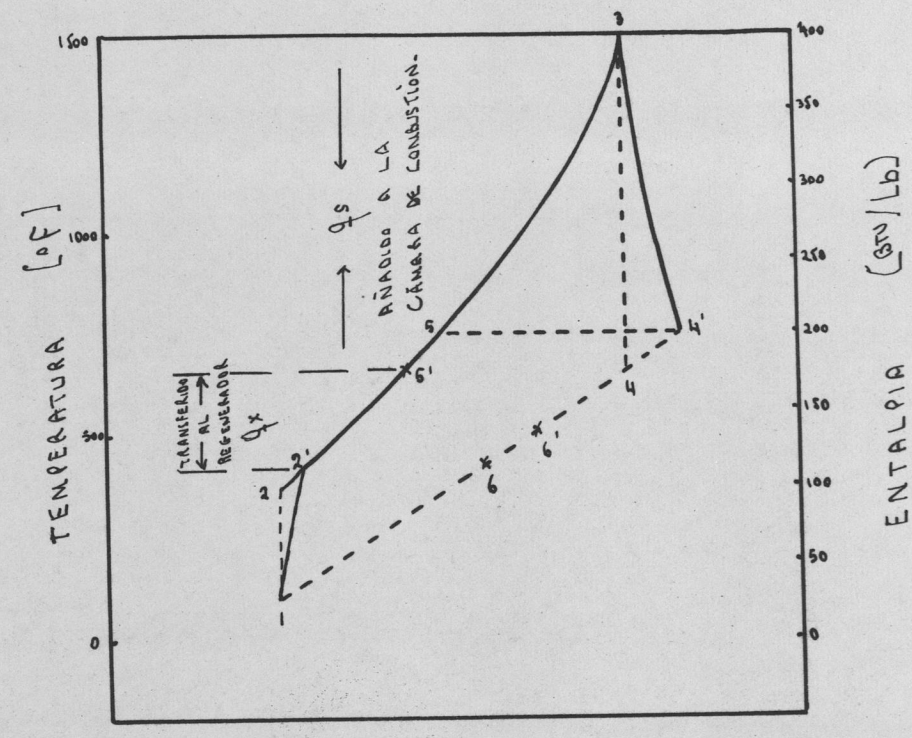
La recuperación de la energía térmica presente en los gases de escape de la turbina es posible por medio de un intercambio de calor llamado también regenerador.

Si observamos el gráfico siguiente (Fig. 8-1) notaremos que la temperatura de los gases a la salida de la turbina (punto 4') es mayor que la temperatura del aire comprimido (punto 2') siendo esta diferencia la que hace posible la regeneración.

El proceso de regeneración en sí es sencillo, ya que los gases a alta temperatura entran por el lado caliente del regenerador, siendo circulados alrededor de tubos que contienen aire comprimido el cual le elevan la temperatura antes de entrar a la Cámara de Combustión; con éste proceso se produce una economía de combustible ya que se necesita menos cantidad del mismo para elevar la temperatura del aire a la necesaria para entrar a la turbina.

DIAGRAMA T-S PARA TURBINA

CICLO ABIERTO CON REGENERADOR



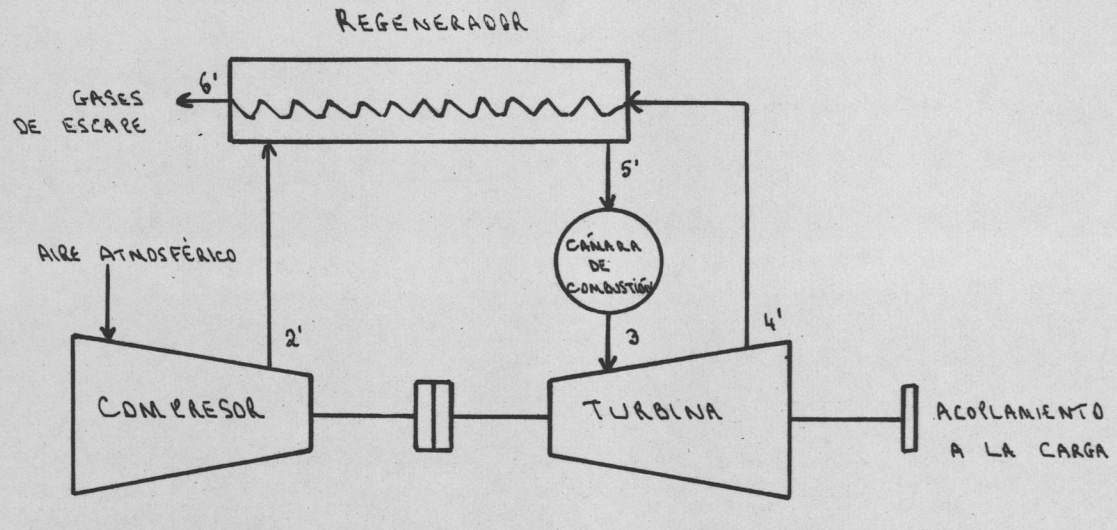
[FIG. 8-1]

El regenerador a ser usado en el ciclo debe ser cuidadosamente diseñado, yá que nó debe existir una caída de presión excesiva a través del mismo pues ésto ocasionaría la pérdida del porcentaje de eficiencia que se iba a ganar con la regeneración.

La turbina, el compesor y el trabajo neto del ciclo nó són afectados por la adición del regenerador, eso sí se disminuye el calor suplido al ciclo en la cámara de combustión. El proceso de regeneración es factible en turbinas con razones de presión de 7 o más yá que la temperatura de los gases de escape debe ser mayor que la del aire a la salida del compresor.

En el gráfico siguiente (Fig. 8-2) se puede observar un diagrama del regenerador y su ubicación dentro del ciclo abierto.

.-.-.-.-.-.-.-.-.-.-.-.-.-.-



CICLO ABIERTO CON REGENERADOR

[FIG. 8-2]

CICLO ACTUAL ABIERTO CON REGENERADOR

Teóricamente es posible obtener cualquier grado de regeneración, dependiendo del tipo de diseño y de la magnitud de la superficie de trasmisión de calor. En la práctica la eficiencia de los regeneradores alcanza hasta el 75%, debido a que hay que hacer consideraciones de peso y tamaño.

De acuerdo al gráfico 8-1 la efectividad del regenerador está dado por:

$$Nx = \frac{\text{transf. actual de calor}}{\text{transf. ideal de calor}} = \frac{h_{5'} - h_{2'}}{h_{4'} - h_{2'}}$$

El calor añadido por el regenerador al aire esta dado por:

$$Qx = (h_{4'} - h_{2'})\ Nx = h_{5'} - h_{2'} \qquad (BTU/Lb)$$

El calor que se requiere ser suplido al aire en la cámara de combustión será entonces:

$$Q_s = (h_{3'} - h_{2'}) - (h_{4'} - h_{2'})\ Nx$$

$$Q_s = (h3 - h_{2'}) - (h_{5'} - h_{2'})$$

$$Q_s = h3 - h_{5'} \qquad (BTU/_{Lb})$$

Debido a que el trabajo del compesor, el trabajo de la turbina y el trabajo neto del ciclo abierto no són afectados, la eficiencia termal de acuerdo al gráfico (8-1) será:

$$Nx = \frac{WK_{tu} - WK_c}{q_s}$$

$$= \frac{(h3 - h_{4'}) - (h_{2'} - h_1)}{h3 - h_{5'}}$$

Al diseñarse un regenerador hay que tomar en cuenta los siguientes factores:

a) Limitaciones de espacio.

b) Restricciones de limpieza y mantenimiento.

c) Limitaciones de manufactura.

d) Efectividad deseada.

e) Pérdidas de presión.

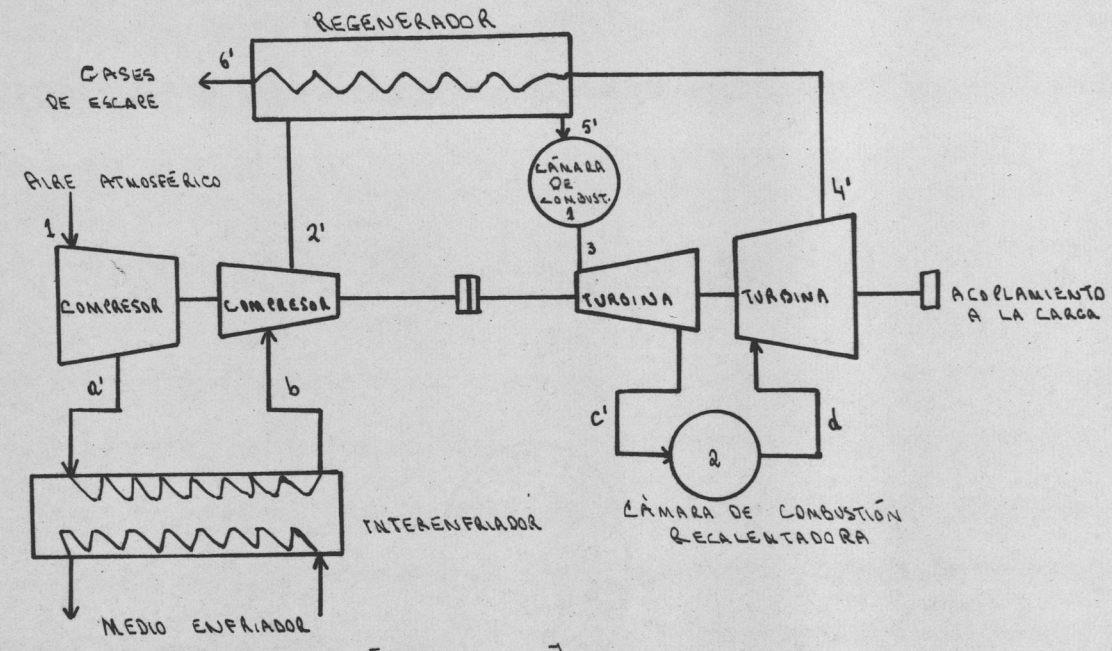
Aparte del proceso de regeneración existen otros métodos para mejorar las condiciones de operación de un ciclo abierto de turbinas de gas, y éstos son: recalentamiento y interenfriamiento.

RECALENTAMIENTO

Si la expansión del fluído de trabajo es efectuada para alcanzar un proceso isotérmico, se puede aumentar el trabajo de la turbina, y ésto se lo consigue expandiendo el fluído en varias etapas y recalentándolo entre ellas a presión constante y hasta una temperatura que sea la admisible a la entrada de la turbina.

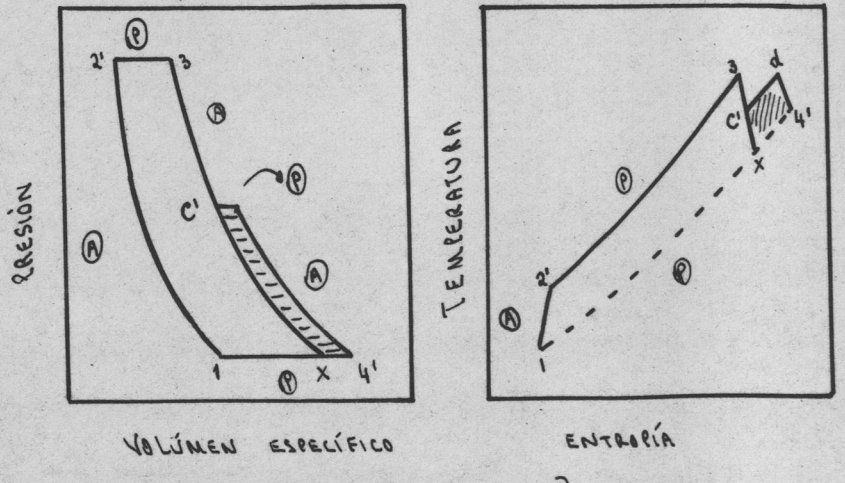
Como existe un gran exceso de aire en el medio de trabajo que puede ser utilizado para la combustión, el recalentamiento puede hacerse intercalando una cámara de combustión entre las etapas de la turbina, tal como podemos observar en el gráfico siguiente (Fig. 8-3)

Si analizamos los diagramas p-v y T-s del ciclo abierto con recalentamiento, observaremos que el fluído de trabajo es expandido en la primera etapa de la turbina de acuerdo a 3c'; luego es calentado hasta una temperatura admisible por medio de la combustión en el recalentador a presión constante según c'd y luego expandido a través de la segunda etapa de la turbina según d4'.



[FIG. 8-3]

El trabajo neto del ciclo y el trabajo de la turbina es incrementado según el área sombreada c'd4'xc' pero la eficiencia térmica del ciclo es poco afectada por el recalentador, ya que el aumento del trabajo neto del ciclo es compensado con el aumento de la cantidad de calor añadido debido a la adición del proceso de recalentamiento c'd (Fig. 8-4)



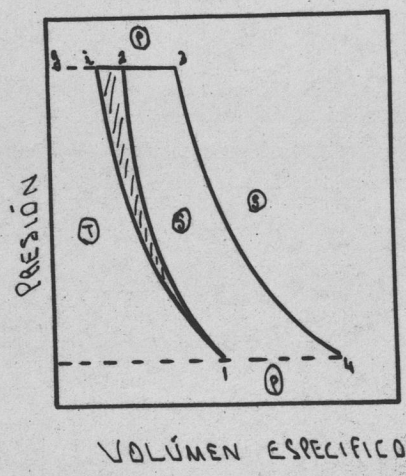
[FIG. 8-4]

Según el diagrama T-S observamos que la temperatura de los gases a la salida de la 2ª etapa (estado 4') es mayor que si nó hubiera habido recalentamiento en el ciclo (estado x), por lo tanto, si a un ciclo con regenerador le añadimos un recalentador, la eficiencia termal del mismo será incrementada más de lo que fuera posible hacerlo sólo con el regenerador.

INTERENFRIAMIENTO

Si en un ciclo abierto de turbinas de gas reemplazamos el proceso isentrópico por uno isotérmico el trabajo de compresión puede ser reducido. De acuerdo al gráfico (Fig. 8-5)(p-v), el trabajo de compresión es reducido en proporción al área sombreada (1 i 21); yá que el trabajo de expansión de la turbina, 3-4, permanece igual en los 2 sistemas, el trabajo neto del ciclo con compresión isotérmica (1 i 341) es incrementado en relación al que tiene compresión isentrópica según el área sombreada (1 2341).

[FIG. 8-5]



A pesar de que el trabajo neto es incrementado, el reemplazo de la compresión isentrópica por la compresión isotérmica producirá un cambio menos al 1% en la eficiencia térmica del ciclo abierto cuando se opera a razones de presión bajo el rango de 16 a 20.

Ya que la compresión isotérmica no es práctica, un compresor de 2 etapas con un iterenfriador, lo generalmente usado en el ciclo abierto actual, sin embargo mientras mayor sea el número de etapas con interenfriamiento entre ellas, la aproximación hacia un proceso isotérmico será mayor.

CICLO ABIERTO CON INTERENFRIAMIENTO Y REGENERACION

En el diagrama siguiente observamos un ciclo abierto con interenfriamiento y regeneración. De acuerdo al diagrama T-S se obtiene la fórmula para el trabajo del compresor, ya que nó es sino la suma del trabajo de la 1ª y 2ª etapa de compresión o sea:

$$WK_c = (h_a' - h_1) + (h_2' - h_b) \qquad (BTU/Lb)$$

La efectividad del interenfriador está dada por la razón de transferencia actual de calor, $h_a' - h_b$, a la transferencia de calor teónica, $h_a' - h_1$, por lo tanto:

$$Nint. = \frac{h_a' - h_b}{h_a' - h_1}$$

Las ecuaciones del trabajo de la turbina y el calor añadido a la cámara de combustión són los mismos que para el ciclo con regeneración o sea:

$WK_T = h_3 - h_4'$

$Q_s = h_3 - h_5'$ por lo tanto la eficiencia termal del ciclo con regeneración e interenfriamiento será:

$$N_t = \frac{WK_T - WK_C}{Q_s}$$

$$N_t = \frac{(h_3 - h_4') - [(h_a' - h_1) + (h_2' - h_b)]}{h_3 - h_5'}$$

El interenfriamiento tiene efecto pequeño en la eficiencia termal en unidades cuya razón de presión estén bajo 20, aunque por medio del interenfriamiento reduciremos el trabajo de los compresores, aumentando la capacidad del ciclo y su razón de trabajo.

cia para el compresor, turbina y regenerador; temperatura de entrada a la turbina de 1200°F y temperatura de entrada al compresor de 60°F.

CICLO	η_T [%]	RAZÓN DE AIRE [Lb/HP-HORA]	RAZÓN DE TRABAJO [%]	RAZÓN DE PRESIÓN ÓPTIMA [P_2/P_1]
SIMPLE	14.6	89	24.4	5
CON REGEN.	25.8	91	30.1	2.6
CON REGEN. E INTRENFR.	26.0	71	33.8	3.5
CON REG. INT. Y RECALENT.	28.9	51	35.8	6

CICLOS COMBINADOS

La turbina de gas en la actualidad, no sólo nos ofrece sus ventajas como fuente primaria de poder sino que nos presenta también un amplio panorama en el aspecto del aprovechamiento de la energía calórica presente en los gases de escape de la misma.

Varios són los arreglos que se conocen en la actualidad y que són a base de turbinas de gas:

1) Plantas con turbinas de gas y caldera de recuperación.

2) Plantas con turbinas de gas y turbina de contra-presión.

3) Plantas con turbinas de gas y turbinas de extracción y condensación.

Conocido es el hecho de que muchas industrias requieren una cierta cantidad de vapor para procesos de manufactura o calefacción de ciertos lugares. La generación de vapor puede ser combinada con la generación de energía eléctrica, dando como resultado economía térmica. Uno de los métodos adecuados será producir vapor a alta presión en un caldero y luego expandirlo en una turbina de contra-presión antes de que pase a ser utilizado en el proceso. La utilización de las turbinas de contra-presión tiene su limitación pues cuando se desea mantener una carga constante de flujo eléctrico

CICLO ACTUAL CON REGENERACIÓN, INTERENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO

De acuerdo a los gráficos siguientes se obtiene la fórmula para calcular la eficiencia de un ciclo como el nombrado y que es la siguiente:

$$N_t = \frac{\left[WK_{TU}\ (3_{c'}) + WK_{TU}\ (d_{4''})\right] - \left[WK_c\ (1_{a'}) + WK_c(b_{2'})\right]}{Q_S\ (5'3) + Q_S(c'd)}$$

$$N_t = \frac{\left[(h_3 - h_{c'}) + (hd - h_{4'})\right] - \left[(h_{a'} - h_1) + (h_{2'} - h_b)\right]}{(h_3 - h_{5'}) + (h_d - h_{c'})}$$

EFECTO DE LA REGENERACIÓN, INTERENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO EN LA PERFORMANCE DE LAS UNIDADES DE CICLO ABIERTO

A pesar de los inconvenientes ocasionados por el incremento de elementos auxiliares al ciclo, costo adicional, aumento de peso y complicación en el sistema, todos estas inconvenientes son realmente de poca importancia si consideramos las ventajas obtenidas en el rendimiento de la unidad a gas. Con la sola adición del regenerador se reducirá el consumo de combustible aunque se aumenta el peso y las dimensiones de la planta y por supuesto la eficiencia termal será aumentada.

El interenfriamiento y el recalentamiento solos en el sistema tendrán poco efecto sobre la eficiencia termal a razones de presión bajas, pero en combinación con un regenerador, la eficiencia es incrementada; con la adición del interenfriador y el recalentador se disminuirá la razón de aire lo cual reduce el tamaño de la planta y también se incrementará la razón de trabajo con lo que se hará la planta menos sensitiva a los cambios de eficiencia del compresor y de la turbina.

En la tabla siguiente podemos observar una comparación para los cuatro diferentes sistemas habiéndose tomado como datos iniciales: 80% de eficien-

este tipo de turbinas es reemplazado por las turbinas de extracción y condensación.

Es indudable que las turbinas de gas alcanzan el máximo de versatilidad cuando forman parte de un proceso complejo.

Aparte de las ennumeraciones hechas con anterioridad es posible producir algunos niveles de aire comprimido por medio de un compresor de gran tamaño y además por medio del aprovechamiento de los gases de escape prestar múltiples servicios a una gran variedad de establecimientos públicos, comerciales e industriales. Con la incorporación del caldero de recuperación se aprovecha el vapor producido para procesos de calefacción, calentamiento de agua, de sistemas de refrigeración por absorción; por medio de este último sistema podemos obtener agua fría para acondicionamiento de aire y almacenamiento refrigerado. Si la misma unidad es acoplada a un generador de corriente podemos obtener la energía eléctrica necesaria para iluminación, movimiento de motores, ventiladores y sistemas auxiliares de la planta en la cual la turbina de gas se halla prestando servicio.

Algunas experiencias prácticas se han obtenido en la combinación de ciclos, tales como las realizadas por la Compañia petrolera Humble de Texas con su planta instalada en 1958. A pesar de que en estas instalaciones se usa la turbina de gas para impulsar compresores de aire para el proceso de "cracking", aquí se encuentran todos los pormenores de un ciclo combinado. Los gases de escape de la turbina se usan para alimentar les calderos como aire precalentado y el vapor generado es usado para impulsar otras turbinas.

Otra aplicación del ciclo combinado fué luego puesta en servicio por la West Texas Utilities en la cual una turbina de gas de 25.000 KW fué combinada con una turbina a vapor de 85.000KW de capacidad. En éste caso también la turbina de gas provee el aire precalentado para la caldera; un

ventilador de tiro forzado es utilizado para sobrealimentar la turbina de gas, para arrancarla y para proveer aire de emergencia a los calderos. En general el ciclo combinado muestra una ganancia valiosa sobre las plantas a vapor convencionales en áreas donde el gas natural se encuentra disponible.

Otra aplicación de la turbina de gas en el ciclo combinado se encuentra en la renovación de viejas plantas de poder donde viejos calderos deben ser retirados del servicio. En estos casos por medio de planes de modernización, la turbina de gas y el caldero de recuperación pueden proveeer una económica fuente de vapor para los ya existentes turbogeneradores.

Lógicamente muchas de las ganancias son obtenidas para un caso particular, yá que les resultados de la modernización de una planta depende de las restricciones individuales de cada sitio, de las condiciones existentes del medio ambiente, etc.

Plantas de ciclos combinados para generar carga base económica y servicio de punta han sido diseñadas en las cuales se combina 2 turbinas de gas con una turbina a vapor de tal manera que puede ser instalada en etapas a fín de ir enfrentando el crecimiento anual de carga.

La primera adición a un sistema yá existente de una planta combinada sería la instalación de una turbina de gas sobrealimentada la cual enfrentaría el aumento de carga de un año. El segundo paso para enfrentar el crecimiento de carga durante un segundo año sería la adición de un caldero de recuperación, una turbina a vapor y un condensador. La turbina de gas es suplida con fuego adicional en la descarga de gases de tal manera que vapor a 80 PSIG y 900°F puede ser suplido a la turbina a vapor, usándose además los gases de descarga de la turbina de gas como aire precalentado para la combustión. En el primer paso con una turbina de gas de 15/18 MW se obtendría una razón de calor de 15.000 BTU/KWH lo cual motivaría su uso sólo para enfrentar cargas de puntas, pero yá con la instalación de la

segunda etapa del sistema la razón de calor bajaría a 10.500 BTU/KWH con lo cual se obtiene una planta que podría ser económicamente usada para generación base.

La adición de la turbina a vapor daría un incremento al sistema de 22MW adicionales.

El tercer paso y adición final en el tercer año sería una segunda turbina de gas sobrealimentada de 15/18 MW.

El vapor generado por los gases de descarga de dos turbinas de gas más el funcionamiento de los quemadores adicionales en servicio habilitan a la turbina a vapor a generar 22 MW. con lo cual la generación combinada alcanza una cifra de 52 MW.

CAPITULO IX

PROCESO DE MONTAJE DE UNA TURBINA DE GAS.

Consideraciones generales.

Ubicación de la Planta.

Como ya se mencionó anteriormente,las turbinas de gas presentan la ventaja de su fácil adaptación a terrenos de diferente índole.Logicamente la decisión del sitio en que va a ser ubicada la turbina de gas depende de varios factores importantes,así como también de la clase de servicio que esta va a prestar a la industria.

Entre los factores mas importantes a tomarse en cuenta antes de efectuar una instalación de este tipo, están los siguientes:

1-Espacio disponible.

El terreno donde va a ser instalada la turbina debe ser escogido de manera que sea lo suficientemente compacto como para evitar tener que efectuar rellenos o enclavamiento de piloted a fin de darle mayor consistencia al mismo.

Si se planea en un futuro cercano efectuar nuevas instalaciones,bién sea de otro grupo de turbinas o bién la combinación del ciclo gas-vapor,habrá que tomar las providencias necesarias a fin de disponer de los terrenos adyacentes,cuando estos sean necesarios.

Si se planea la instalación de un ciclo combinado,sera indispensable instalar la turbina en en sitio cercano a una fuente proveedora de agua que bién puede ser un lago,río o brazo de mar.En el caso que la turbina vaya a trabajar sin necesidad de equipos recuperadores de calor,ya no sera indispensable la condición anterior.

Habrá que tomar muy en cuenta también la facilidad de acceso al lugar

donde se efectúa la instalación de la unidad,ya que por lo general,las turbinas de gas tipo compacto vienen armadas en tres o cuatro bloques principales lo cual logicamente hace que sea necesario maniobrar grandes pesos;si no se poseen vías de acceso adecuadas el proceso se verá entorpecido con las consecuentes demoras.

A continuación vamos a enumerar las diferentes piezas componentes de la unidad compacta tipo 5000 de la General Electric, que corresponde a la unidad tratada en nuestro estudio, con el objeto de conocer el número de piezas y los pesos a ser maniobrados durante la instalación.

	Peso a manejarse	Número de piezas
Turbina	176.000 Lbs.	1
Cabina del generador	126.000 "	1
Cabina de control	29.600 "	1
Tablero de control electrico	12.000 "	1
Cabina de succión	9.500 "	1
Silenciadores de descarga	9.000 "	1 a 3
Silenciadores de succión y ductos	7.000 "	2

2- Calidad del terreno.

Es indudablemente uno de los puntos que hay que darle mayor importancia,la calidad del terreno disponible para efectuer la instalación de una unidad generadora.

Al terreno que se ha escogido como el más adecuado para efectuar la instalación,se le deberán hacer las pruebas aconsejadas para estos casos, pues sería de graves consecuencias que una ves instalada y puesta en servicio la turbina,se produscan asentamientos o desniveles del terreno, que ocasionarían las consecuentes desalineamientos de las diferentes partes

componentes de la turbina como són:ejes,chumaceras,etc.

En el plano que encontramos al,final del capítulo podemos apreciar una cimentación del tipo de loza para ser usada con una unidad tipo compacto de la General Electric, con sus características principales.

Una cimentación de este tipo esta diseñada para ser colocada en suelos que tengan una capacidad de resistencia de carga uniforme tan bajo como 2.000 Lbs/pie^2 . Si esta condición de suelo no es factible en el lugar del montaje,esta misma cimentación puede ser usada sobre terrenos que ha - llan sido reforzados con pilotes,estacas,etc.

Para el caso de una turbina a ser instalada en Guayaquil o sus alrededores,este tipo de cimentación sería fácilmente adaptable, ya que por experiencias obtenidas en análisis de suelos para instalaciones industriales, la condición arriba mencionada es fácilmente cumplida.

En el tipo de cimentación ya mencionado hay que notar lo siguien te:

1- Los pernos de la cimentación son instalados sin camisa de ninguna especie.

2- Anillos o arandelas esféricas son instaladas;en efecto,son un asiento de bola que elimina la necesidad de instalar las platinas en una superficie perfectamente plana.

3- Postes de anclaje se utilizan para mantener la alineación lateral de la unidad.

Otro de los factores necesarios de tomarse en cuenta antes de efectuar una instalación de este tipo,será el que concierne con la clase de servicio que va a prestar la unidad.En el caso de que se trate de una turbina destinada a prestar servicio público de electricidad,será indispensable por razones de conveniencia, que la misma se halle ubicada en las cercanías del centro de carga;la razón fundamental para hacerlo así, es

que de esta manera se evita las pérdidas de voltaje en las líneas de trasmisión debido a las grandes distancias que tiene que recorrer el fluído electrico antes de llegar a su lugar de empleo.

Habrá que prestar también debida atención a la forma mas conveniente de aprovisionamiento de combustible, segun sea las características del mismo.

Para una turbina de gas aser instalada en Guayaquil o sus alrededores sería conveniente efectuar la instalación a orillas de un río o brazo de mar a fin de facilitar el transporte del combustible hasta su luagar de consumo, ya que indudablemente habrá que usar combustibles líquidos derivados del petróleo por ser estos los de mas fácil obtención en nuestro medio.

PROCESO DE INSTALACION DE TURBINAS DE GAS.

De acuerdo a la tabla de pesos de los diferentes componentes de la turbina de gas se puede apreciar que una vez que las tres piezas mayores han sido colocadas en su lugar, el manipuleo posterior será hecho solamente a base de equipo relativamente liviano.

Una vez que el bloque del generador, turbina y cabina de control en ese orden han sido asentados sobre la base, la instalación de la unidad continúa en estas areas:

1- Chequeo de la alineación de los componentes

2- Instalación de tuberias varias

3- Efectuar instalaciones eléctricas

4- Instalación de chimenea y silenciadores de descarga

5- Instalación de caseta del filtro de entrada y ductos etc.

La cantidad de trabajo de instalaciones eléctricas a realizarse, depende de los arreglos del tablero, tipo de controles a usarse, ect.

Se calcula por experiencias obtenidas al momento que se necesitan - 2.000 horas-hombre para efectuar la instalación de una unidad del tipo que nos encontramos tratando en este caso.

Al final del capítulo encontraremos un plano en el cual se aprecia la distribución y arreglo de una unidad compacta del tipo y marca tratado después de que esta ha sido ensamblada y puesta en condiciones de prestar servicio.

Como se puede apreciar la longitud total de la unidad no llega sino a 23.06 mts. lo cual constituye una ventaja muy importante cuando no se posee de terrenos de una gran extensión. Si así mismo nos fijamos en el ancho que ocupa la instalación concluiremos que un terreno de aproximadamente 300 m^2 será suficiente para ser ocupado por la misma.

Para el montaje y desmontaje de unidades de tipo compacto, el proceso se abrevia enormemente debido a las facilidades de acoplar y desacoplar sus partes en un tiempo relativamente corto.

A continuación vamos a enumerar algunas de las precauciones aconsejadas por los fabricantes de turbinas General Electric en el proceso de desmontaje de sus unidades:

a) Desmontar los revestimientos y aislamientos que sea necesario alrededor de la unidad, con el objeto de facilitar el acceso y los trabajos de mantenimiento.

b) Cuando sea necesario golpear alguna pieza, procurar no hacerlo con martillos de acero, sino mas bién con uno de cuero o de plástico.

c) Cubrir siempre las aberturas expuestas para impedir que entren suciedades o materias extrañas a las partes internas de la turbina.

d) Mantener en orden las tuercas y pernos empotrados en los acoplamientos por ranuras y piezas de separación, a fín de volver a montarlos en sus mismos lugares, ya que estos han sido equilibrados con el conjunto.

y al no ser instalados correctamente, pueden ocasionar desequilibrios que se reflejen en vibraciones indebidas.

e) Cuando las unidades van a dejarse desmontadas por lapsos hasta de 6 meses, hay que cubrir los dientes de los piñones, engranajes, cojinetes, etc. con aceites anticorrosivos de buena calidad.

f) Las espigas de las juntas verticales y horizontales que puedan sacarse durante el desmontaje, no son intercambiables, por lo tanto hay que tener sumo cúidado de que al instalar cada espiga sea colocada en el mismo lugar de donde se la sacó.

g) Al desmontar la mitad superior de una carcasa, puede haber una tendencia a que se pegue a la junta vertical de la carcasa contigua. Esta tendencia se debe al momento natural de flexión impuesto sobre la estructura por su propio peso entre los soportes de la turbina, Para evitar que esto ocurra, deben colocarse gatas debajo de las juntas - verticales de la mitad inferior de la sección que se vá a levantar . Levantar entonces la media sección de la carcasa inferior lo suficiente como para eliminar cualquier fuerza de compresión, sobre las juntas verticales de la media carcasa superior.

DESMONTAJE TOTAL.

Las turbinas de gas de tipo compacto són de carcasa dividida horizontalmente y todos lás dispositivos interiores de la unidad pueden desmontarse sín tener que desmontar las mitades inferiores de la carcasa. Las mitades superiores de las carcasa pueden desmontarse individualmente, y en algunos casos pueden desmontarse dós o más como si se tratara de un solo conjunto. No obstante, al efectuar el desmontaje, se debe seguir una secuencia determinada, con el objeto de no dañar piezas interiores.

Para desmontar las medáis carcasas superiores de las turbinas, es necesario seguir el proceso indicado a continuación:

1- Desmontar la media carcasa superior delantera del compresor.

2- Desmontar la media carcasa superior de admisión

3- Desmontar el medio armazón superior de la cubierta de escape

4- Desmontar la media carcasa superior de la turbina

5- Desmontar la media carcasa y el medio armazón superior de descarga

6- Desmontar la media carcasa superior posterior del compresor

BASES Y SOPORTES.

Bases.

La turbina de gas estará montada sobre una base de acero estructural; en el extremo delantero de la base se suelda un tanque de aceite que contiene el suministro para el sistema de lubricación de la turbina y de todas las demás partes del equipo.

En el extremo posterior de la base y formando parte integral de la misma se suelda un tamque colector de aceite procedente de el cojinete #2, el acoplamiento a la carga, etc. El colector de aceite situado en el extremo posterior de la base se conecta al tanque de aceite situado en el extremo delantero de la base, por medio de un canal de aceite soldado a lo largo de una de las vigas longitudinales en I de la base de acero estructural.

El compartimento de control del extremo delantero de la central, se monta también sobre una base de acero estructural. El compartimento de baterias también se incluye en dicha base.

El engranaje reductor de velocidad, el generador y la excitatriz también se montan sobre una base común de acero estructural. Planchas de soporte se proveen debajo de las bases para facilitar el montaje sobre la cimentación.

Soportes.

La turbina de gas se monta sobre su base por medio de soportes macizos del tipo de patas,unidos con pernos a cualquier lado de la carcasa del compresor y por soportes de muñón relativamente flexibles del tipo de patas,situados a cualquier lado de la carcasa de la turbina.Estos soportes se calzan según sea necesario para alinear la turbina y se unen por pernos a la plancha de la bancada en la base.

Los soportes en la carcasa del compresor fijan este punto con relación a la base,mientras que los soportes de muñón permiten la dilatación térmica de la turbina,sín producir desalineamientos con el equipo accionado.

Se proveen juntas de apoyo en el punto de conección entre los soportes de muñón y la carcasa de la turbina;esto permite que los soportes se doblen ligeramente al"dilatarse"la turbina en la dirección posterior debido a la dilatación térmica.

Los soportes de muñón sostienen la mayoría del peso de la estructura de la turbina, ya que el centro de gravedad de la misma está justamente delante de estos soportes.

Guías.

Las guías,situadas en la parte inferior de la carcasa de la turbina,impiden el movimiento rotativo o lateral de la misma,y permiten el movimiento axial que se produce como resultado de la dilatación térmica de la unidad.

Las guías encajan sobre bloques montados sobre la base;las guías y los bloques están provistos de tornillos de retención para proporcionar el alineamiento correcto de la turbina sobre su base.

REQUERIMIENTOS Y PROCESOS DE MANTENIMIENTO DE TURBINAS DE GAS.

Los costos de mantenimiento de una unidad generadora están dierectamente relacionados con la buena operación de las mismas, así mismo, mejores resultados en la operación pueden esperarse cuando el equipo está bajo el control de un programa planeado de mantenimientp. La operación impropia de cualquier equipo mecánico puede tambien ser la causa de deterioro y fallas en el mismo.

Ya que la turbina de gas es en si un convertidor de energía calórica en energía mecánica,puede ser considerada como la combinación de la mayoría de los componentes de una moderna planta a vapor,o sea:caldera, turbina,ventiladores, sistemas de control y sistemas de combustible.El mantenimiento por lo tanto proviene directamente de ellos y varía con las siguientes condiciones:

1.- Tipo de operación.

a- Generación base.

Esta se comprende como la máxima carga normal impuesta a la turbina para servicio contínuo,y es asi mismo la más deseable condición de carga para el menor costo de mantenimiento por hora de operación o porKwh. La razón esfuerzo-temperatura del empaletado de la,turbina es más constante mientras no pasa a traves de muchos ciclos de arranque,con sus respectivos calentamientos y enfriamientos.

b- Generación base intermitente.

Se la comprende como la carga normal máxima generada por cortos períodos diarios o para servicios de emergencia.

En este tipo de servicio,las temperaturas de operación no son cambiadas, pero el número de arranques son frecuentes, lo cual hace que se comparen en importancia a las horas actuales de operación.

Debido al cambio de temperatura cíclica durante los arranques y paradas, cada arranque de la unidad podría considerárselo igual de 5 a 25 horas de operación, en lo que se refiere a la vida de las partes más calientes de la turbina.

c- Carga máxima intermitenye.

En este tipo de operación se considera a la turbina impuesta a su máxima capacidad por cortos períodos de tiempo.En este tipo de carga,debido a que las temperaturas de la llama son de 50 a 100°F mas alta que en el tipo anterior de operación,las partes mas calientes de la turbina se ven mas afectadas,lo cual hace que este servicio sea tolerado solamente por cortos períodos de tiempo y por frecuencias no muy contínuas.

d- Operación a temperaturas mas altas que las de diseño.

Esta condición puede ocurrir debido a arranques excesivamente rápidos o a rápidas fluctuaciones de carga.

e- Operaciones por períodos de tiempo mas largos que los impuestos para mantenimiento.

2.- Tipo de combustible.

a- Gas natural.

Este combustible es el mas adaptable a la operación de las turbinas de gas y los costos de mantenimiento debidos a su uso, són también los mas bajos.

b- Combustibles sólidos.

Este tipo de combustible no se halla todavía completamente adaptado al servicio.

c- Combustibles destilados.

Las diferentes clases de combustibles destilados en el rango de los 35 grados de gravedad específica, son muy aceptables para la operación de

las turbinas de gas, aunque parece que los costos de mantenimiento serán doblados con respecto a los de las turbinas que usen gas natural como combustible.

d- Resíduos.

El uso de este tipo de combustible resulta en los costos de mantenimiento mas altos entre todos los combustibles líquidos.

En lo que respecta a turbinas de gas que quemen residuos de petróleo, sus gastos deberán triplicarse, si se los compara con las de las turbinas que queman gas natural.

3.- Tipo de turbina.

a). Tipo standard.

La diferencia entre los diferentes tipos standard de turbinas de gas es muy pequeña como para que afecte un programa de mantenimiento.

Parece que el mantenimiento en turbinas con cámaras de combustión separadas es menor, debido a que hay la posobilidad de usar materiales resistentes a mas altas temperaturas y debido a la configuración de las mencionadas cámaras.

POLITICA DE MANTENIMIENTO.

Un plan de mantenimiento debe combinar las recomendaciones del fabricante con los datos de la vida de la turbina a fin de planear los períodos de inspección de acuerdo a los requerimientos de carga o reserva. Estos trabajos deben también estar dirigidos a obtener un costo mínimo de mantenimiento con un tiempo mínimo para la unidad fuera de servicio.

a). Recomendaciones del fabricante.

Estricta adherencia a las recomendaciones de los fabricantes es necesaria durante los primeros meses de operación y aún durante los -

primeros años en muchos casos, debido a que los requerimientos de - mantenimiento y operación están basados en el diseño, tipos de material usado, etc.

b). Programa. Datos históricos de la turbina.

El programa debe ser práctico de tal manera que pueda ser cambiado si la situación lo aconseja, ya sea por cambios de carga a la turbina o por cambios en los procedimientos de arranque.

Es aconsejable también, consultar las hojas mensuales de resumen del trabajo diario de la unidad, ya que estas són una herramienta estimativa muy importante en lo que se refiere a evualar el total de horas de operación de la unidad, carga de la misma, fallas en los arranques y sus causas, así como un record de los trabajos diarios de mantenimiento e inspecciones periódicas.

c). Programa de mantenimiento preventivo.

Un programa de mantenimiento correctivo debe ser solamente iniciado siguiendo las sugerencias de los fabricantes, en combinación con el conocimiento general del equipo mecánico y de los detalles observados durante la operación de la unidad. Muchas compañías encuentran económico y útil elaborar hojas de chequeo diario, semanal, mensual y anual a fin de conocer lo que tendrá que ser chequeado o el trabajo a ser efectuado.

PROCESOS Y CLASIFICACION DEL MANTENIMIENTO . TURBINAS TIPO STANDARD.

En general el mantenimiento de las turbinas de gas puede ser clasificado como sigue:

a). Mantenimiento en operación.

Es aquel que puede ser efectuado mientras la turbina se halla en - servicio y generalmente se lo incluye entre las obligaciones del -

operador turbinista.

Estos trabajos pueden llevarse a efecto en muchos casos usando derivaciones del accesorio dañado o simplemente efectuando un ajuste sencillo.

Un detalle importante de mantenimiento que la mayoría de los fabricantes recomiendan es la limpieza del compresor de aire en operación, usandose para el efecto abrasivos como arroz, etc.

b). Inspecciones de servicio.

Para efectuar un trabajo de esta naturaleza, será necesario sacar la unidad fuera de servicio por un corto período de tiempo, que bién puede ir de 2 días a una semana. Esto ocurrirá cuando la unidad complete 4000 horas de servicio contínuo o en su defecto de 100 a 150 arranques. Estas inspecciones estarán dirigidas a chequear el sistema de combustión de la turbina o aquellas partes sujetas a altas temperaturas, sin necesidad de remover la cubierta de la turbina.

Las cámaras de combustión pueden ser removidas o en su defecto inspeccionadas detenidamente a fin de buscar rajaduras o partes quemadas. Las rajaduras pueden normalmente ser soldadas y las partes quemadas en las cámaras de combustión o canastas, pueden ser cortadas y soldadas nuevas secciones para remplazar a las dañadas.

Los extremos de las canastas o los lugares donde ellas són soportadas deberán ser inspeccionadas para buscar desgastes excesivos debido a - vibraciones o a movimientos de expansión y contracción. La reparación de estas partes deberá ser hecha cortando la parte afectada y soldando una nueva en su lugar.

Las toberas de primera etapa deberán ser inspeccionadas superficialmente con el fín de localizar torceduras o combaduras y se lo puede efectuar penetrando en la turbina a travez de las áreas de las cáma-

ras de combustión o removiendo las placas de inspección.

En ciertos tamaños de turbinas y debido a una u otra dificultad la última fila de aletas móviles puede ser inspeccionada entrando a travez del ducto de descarga de la turbina, con lo cual se podría también medir en lo posible el claro existente entre el extremo de las aletas y la carcasa de la turbina, por lo menos en cuatro puntos de la circunferencia. El objeto de estas mediciones es compararlas con las lecturas obtenidas en el momento de la instalación de la turbina a fín de saber si ha habido rozamientos entre las mencionadas partes.

Una inspección parcial de la primera etapa de aletas rotatorias del compresor de aire, tambien puede llevarse a cabo, entrando a travez del ducto de admisión de aire. Los resultados de estas inspecciones deberan ser llevados en detalle, a fin de saber la frecuencia con que deberan ser efectuados estos trabajos.

c). Inspecciones intermedias y mantenimiento.

Este tipo de inspecciones serán llevadas a cabo después de un año de servicio contínuo de la turbina, que equivale a 8000 horas de operación o 250 arranques. Estos trabajos requerirán que la unidad se encuentre fuera de servicio por un período que puede ir de los 7 a los 30 dias.

Será necesario remover la mitad superior de la carcasa de la turbina, para inspeccionar detenidamente todas las partes que se encuentren en la trayectoria de los gases calientes. También se deberá incluir en el programa una posible remoción de las aletas de la primera etapa rotatoria de la turbina, con el objeto de limpiarlas y de chequearlas por - cualquier método de comprobacion de rajaduras. Además se deberán revisar las puntas de las aletas, chumaceras y acoplamientos.

La sección del compresor de aire no deberá ser abierta, a menos que haya indicación de que el método de limpieza en operación mencionado anteriormente no haya sido efectivo o bién que el fabricante no recomiende la limpieza mientras la turbina esté en operaciom.

d). Inspecciones mayores y mantenimiento.

Esta inspección requiere tener la unidad fuera de servicio de uno a tres meses, y es usualmente efectuada después de las 24,000 horas de operación o su equivalente, 800 arranques. Requiere este trabajo, un chequeo completo de la unidad y será discutido en detalle más adelante.

PREPARACION Y PROCEDIMIENTO.

El promer trabajo de inspección o mantenimiento de una turbina forma el más importante grupo de datos en la historia del mantenimiento de la misma y debe ser siempre efectuado por un ingeniero supervisor enviado por los fabricantes. Todos los datos recogidos deberán ser cuidadosamente anotados de modo que puedan ser comparados con los que se obtuvo durante la erección de la turbina y chequear si ha habido cambios, desalineamientos o desdastes durante la operación de la unidad. Momentos antes de sacar la turbina del servicio será necesario efectuar pruebas de operación a carga cero, madia y máximo normal, preferiblemente en presencia de un supervisor de la casa fabricante. Estas pruebas servirán para tener referencias de temperaturas y presiones, que serán comparadas con las que se obtengan al efectuar idénticas pruebas una vez que la turbina sea otra vez puesta en servicio. En estas pruebas también deberá incluirse una prueba de disparo por sobrevelocidad, para conocer que atención debemos prestarle al regulador

o mecanismo de disparo durante el trabajo a realizarse.

La preparación de la parada de la unidad debe ser hecha tan cuidadosamente como sea posible,para eliminar pérdidas de tiempo y confusiones al comenzar los trabajos.Se deberá prestar singular importancia a los siguientes factores:

1- Confeccionar una lista de todas las partes a ser inspeccionadas, y la reparación a ser hecha,si ya se las conoce en ese momento.En unión del Ingeniero enviado por la casa fabricante se estudiará esta lista y tomando en cuenta el tiempo disponible,y el personal con que se va a trabajar,se estimará las diferentes ubicaciones para el personal,el ritmo de trabajo,etc.

2- Las herramientas a uaarse colocadas en su sitio,deberám ser revisadas por el Ingeniero supervisor y todas aquellas herramientas especiales necesarias para efectuar un determinado trabajo,deberán ser adquiridas antes de efectuarse la parada de mantenimiento.

3- La hora a efectuarse la parada deberá ser establecida,y la turbina preparada por el personal contratado o por el eprsonal de mantenimiento de la planta.

4- Las facilidades necesarias para usar herramientas de trabajo deberán ser prestadas,teniendo a mano conecciones eléctricas i aire comprimido, así como extensiones eléctricas y tramos de manguera para aire.

5- El programa de trabajo deberá ser planeado esperando las peores condiciones de la máquina,de tal,manera que se compense así la pérdida de tiempo en el cA90 que se encontrara algún trabajo inesperado cuando la máquina sea destapada.

Al removerse la cubierta de la turbina, deberá hacerse una inspección p preliminar a las partes calientes para verificar rajaduras o combaduras,

y a las chumaceras,para verificar desgastes y desalineamientos.Las aletas móviles de la primera etapa deberán ser removidas y limpiadas con Oxido de Aluminio #200 o cualquier otro limpiador semejante.Deberán luego ser inspeccionadas para verificar si exiten rajaduras,usando para el efecto cualquiera de los métodos conocidos para esta clase de trabajos. La aletas rotatorias de la turbina, no podrán ser reparadas en el mismo lugar de trabajo,en el caso que se encuentren rajaduras en las mismas.Si una o dos aletas se encontraren con daños mecánicos, el fabricante podrá autorizar la reparación local si fuese posible, o en su defecto, el cambio de las aletas dañadas.Sim embargo,si se encontraren aletas rajadas debido a fatiga del material,el juago completo deberá ser cambiado,ya que es muy posible que en un corto tiempo otras aletas seguirán la misma suerte.

Si la turbina no se la encontrare desalineada,o el eje distorsionado,no es aconsejable remover el rotor de su lugar.Algunos diseños de turbina requerirán sim embargo remover el eje de la misma,con el fín de facilitar la remoción de ciertas partes ubicadas en la porción inferior.

CONCLUSIONES.

Es indispensable que todas las industrias poseedoras de turbinas de gas mantengan un entendimiento definitivo con los fabricantes en lo que respecta a los tipos de carga que la turbina está supuesta a soportar,así como los requerimientos de mantenimiento para estas condiciones de trabajo.Esto no solo evitará muchas sorpresas cuando la turbina sea destapada,sino que dará a su propietario la oportunidad de considerar las condiciones de operación de la turbina,que resulten en un costo económico de mantenimiento.

BIBLIOGRAFIA

"Internal Combustion Engines".- P. Gill, J. Smith and E. Ziurys.

"Gas Tables".- Keenan and Kayes.

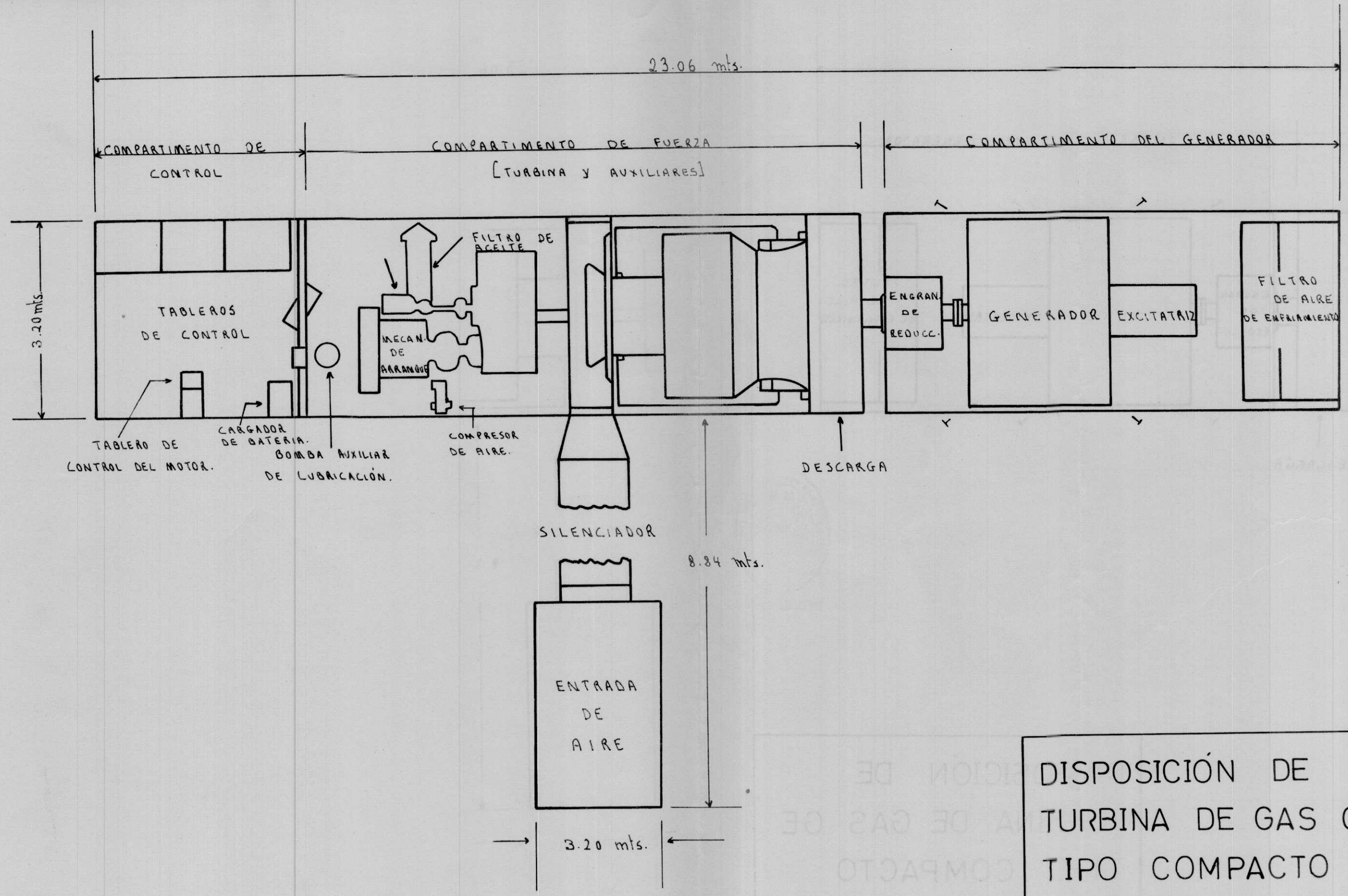
"Gas Turbine Reference Library".- General Electric.

"Thermodynamic Properties of Steam".- Keenan and Kayes.

"Manual del Ingeniero Mecánico".- Baumeister y Marks.

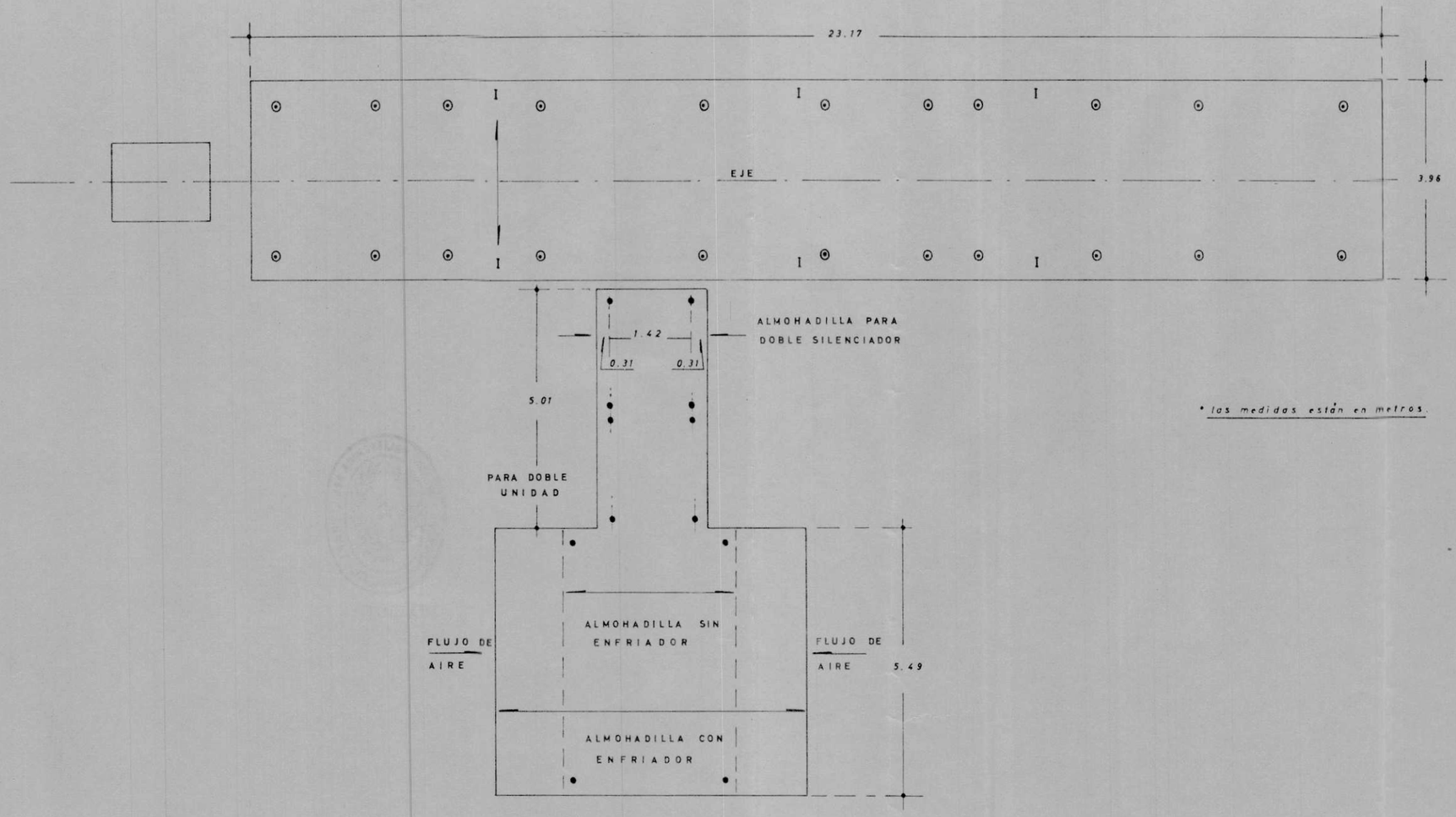
"Power Plants".- Zerban and Nye.

"Brown Boveri Review".- Ejemplar # 3.- Marzo de 1965



DISPOSICIÓN DE TURBINA DE GAS G-E TIPO COMPACTO

ESCALA : NINGUNA



* las medidas están en metros.

CIMENTACION TIPICA PARA
TURBINA A GAS GENERAL ELECTRIC
TIPO 5.000

JOSE INTRIAGO CEDEÑO

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA
DEL LITORAL
GUAYAQUIL