



ASIGNATURA MÁQUINAS TÉRMICAS

UNIDAD TEMÁTICA N°11 TURBINAS DE VAPOR

CICLO BRAYTON TURBINAS A GAS

Ing. Ruiz Marcos Profesor Titular Cátedra Máquinas Térmicas
Ing Ruiz David. Profesor. JTP
Ing. Walter Capeletti Aux 1°



TURBINA A GAS CICLO BRAYTON INTRODUCCION

Se puede decir que antes del año 1940 todas las máquinas térmicas de combustión interna eran del tipo alternativo: émbolo, biela y cigüeñal. Recién, hacia el año 1940, al lograrse la fabricación de compresores rotativos de alto rendimiento, conjuntamente con los progresos realizados en el campo de la metalurgia, que permitieron la fabricación de aceros refractarios capaces de resistir altas temperaturas, se posibilitó el desarrollo de las turbinas a gas. Fue durante la guerra de 1939 a 1945 que la turbina a gas alcanzó su máxima difusión y desarrollo tecnológico

TURBINA A GAS CICLO ABIERTO SIMPLE DE UN SOLO EJE En el año 1873 GEORGE BRAYTON (1830 – 1892) expuso el principio de funcionamiento del ciclo que lleva su nombre que originariamente se desarrolló empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, para luego realizarlo como ciclo abierto simple llamado turbina a gas. Si bien se le llama ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no realiza un ciclo completo dado que el fluido que ingresa es aire y el que egresa son gases de combustión, o sea en un estado diferente al que se tenía cuando se inició el proceso, por eso se dice que es un “ciclo abierto”. Las turbinas a gas son máquinas térmicas rotativas de combustión interna a flujo continuo cuyo esquema se representa en la Fig. 1.

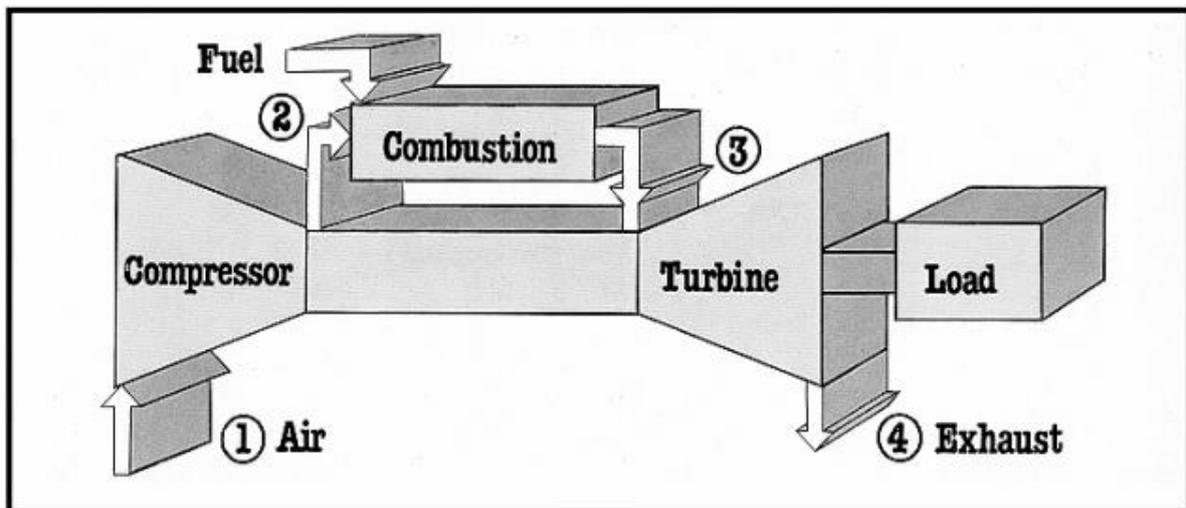


FIGURA 1

El objetivo de ésta máquina térmica es convertir energía calórica contenida en el combustible utilizado en energía mecánica (trabajo mecánico) en el eje de la misma. La máquina está compuesta de los siguientes elementos:

1. Un compresor de flujo axial
2. Una o varias cámaras de combustión (según el fabricante)
3. La turbina a gas
4. Sistemas auxiliares para su operación:
 - a) Sistemas de lubricación



- b) Sistema de alimentación de combustible
- c) Sistema de regulación de velocidad
- d) Sistema de puesta en marcha y parada
- e) Sistemas de protección de máquina
- f) Sistema de acoplamiento hidráulico
- g) Sistema de virado (virador)

5. Motor de lanzamiento (motor Diesel, o motor eléctrico) La máquina acciona una carga la cual se encuentra montada en el eje de la misma. La carga podrá ser de diversos tipos, tales como: un generador eléctrico, una bomba de gran potencia, un compresor, un soplante de aire, la hélice de un navío, ..., etc. Según el tipo de carga de que se trate podrá existir una caja reductora de velocidad entre la máquina y la carga, caso de que la carga sea un generador eléctrico También se aplica con gran éxito como planta propulsora de aeronaves, barcos y vehículos terrestres tales como trenes y vehículos de calle, dada la importante característica que presenta ésta máquina en cuanto a la relación potencia / peso y tamaño que la distingue fundamentalmente de otras máquina térmica.

VENTAJAS DE LA TURBINA A GAS

- a) Muy buena relación potencia vs. peso y tamaño
- b) Bajo costo de instalación
- c) Rápida puesta en servicio
- d) Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna)
- e) Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos
- f) Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna)
- g) Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento
- h) Sistema de lubricación más simple por lo expresado anteriormente
- i) Bajas presiones de trabajo (es la máquina térmica que funciona a más baja presiones)
- j) El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión constante en la cámara de combustión (diferente a los motores de combustión interna)
- k) Pocos elementos componentes: compresor, cámara/s de combustión y turbina propiamente dicha
- l) No necesitan agua (diferente a las turbinas a vapor que requieren de un condensador)
- m) Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos
- n) El par motor es uniforme y continuo

DESVENTAJAS DE LA TURBINA A GAS

Bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible) debido a:

1. Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C
2. Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial, en el orden de las $\frac{3}{4}$ partes, o sea un 75% de la potencia total de la turbina



CLASIFICACION DE LAS TURBINAS A GAS Las turbinas a gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

1. Turbinas a gas de acción

2. Turbinas a gas de reacción En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes del/los estadios móviles y fijos de la misma. De esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía cinética) en los gases. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, permanece constante. En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en los estadios móviles y fijos que componen la misma. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, va disminuyendo. También las turbinas a gas se clasifican de acuerdo al número de estadios móviles, en cuyo caso pueden ser:

1. Turbinas a gas mono etapa (un solo estadio móvil)

2. Turbinas a gas multi etapas (varios estadios móviles)

Igualmente cabe otra clasificación, la cual está en función del número de ejes de la turbina, pudiendo en este aspecto clasificarlas como:

1. Turbinas a gas de un solo eje

2. Turbinas a gas de dos ejes

PARAMETROS TERMODINAMICOS DE FUNCIONAMIENTO A continuación se indican los valores reales aproximados de funcionamiento de una turbina a gas ciclo simple.

PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	TEMPERATURA (°C)	PRESION (kg/cm ²)
Aire entrada compresor axial (punto 1)	15	1
Aire salida compresor axial (punto 2)	316	10
Relación de compresión	-----	10/1
Gases de combustión entrada turbina (punto 3)	1.100	10
Gases de combustión salida turbina (punto 4)	495 a 560	1

COMPRESOR DE AIRE

Los compresores utilizados en las turbinas a gas son del tipo giratorio, pudiendo ser:

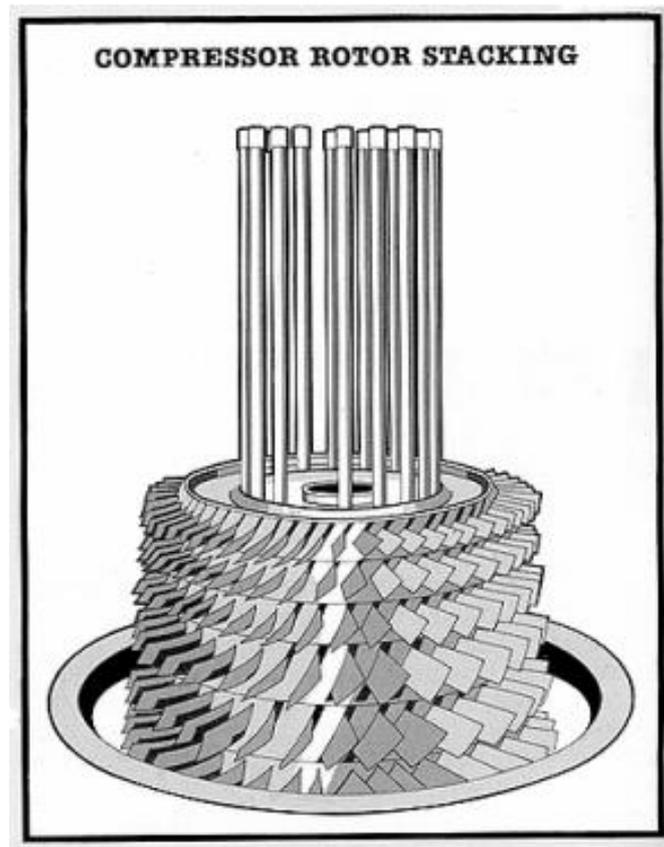
a) Compresores centrífugos

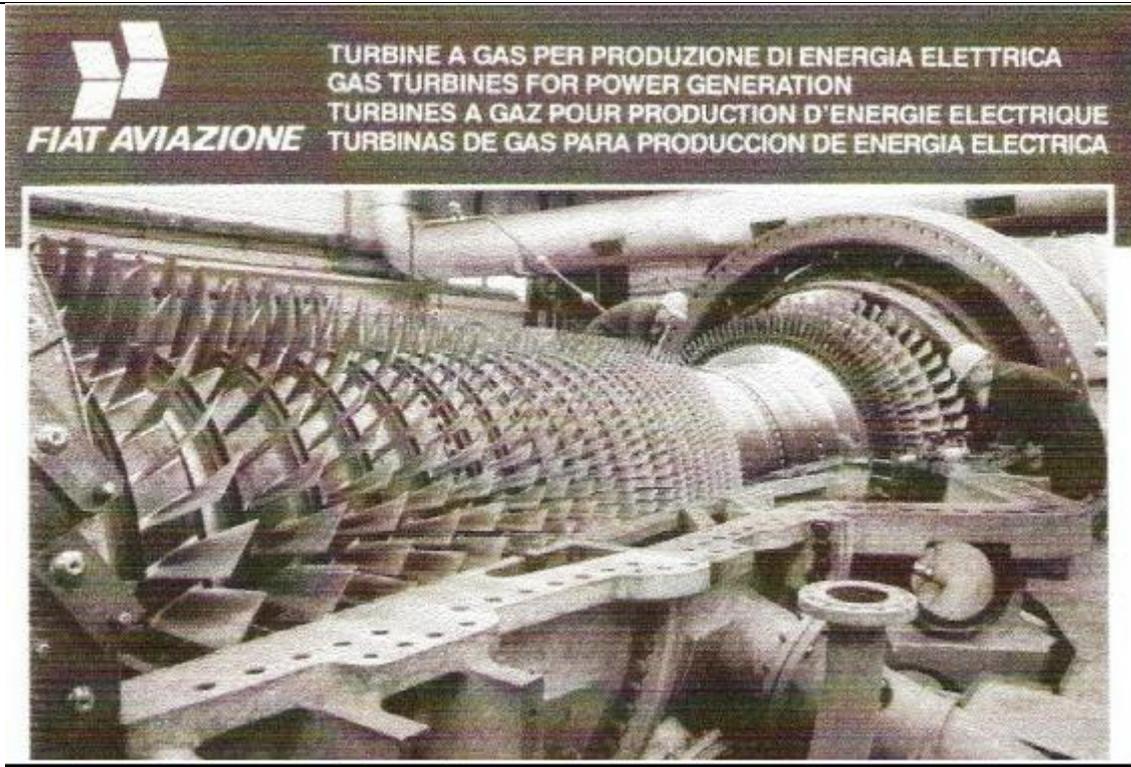
b) Compresores axiales En lo sucesivo nos referiremos en especial a compresores axiales.

En el compresor axial, como su nombre lo indica, el flujo de aire es axial, o sea paralelo al eje del mismo. El rotor del compresor axial está formado por varias ruedas móviles donde los alabes están montados en discos, tal como se observa en el esquema de la Fig. 2. Las ruedas están ensambladas entre si mediante tornillos guías axiales que permiten el apriete



correspondiente, formando de esta manera el rotor del compresor axial. Entre cada estadio móvil del rotor se ubica un estadio fijo del estator, o sea que en la dirección del eje del compresor se suceden alternativamente un estadio fijo y un estadio móvil, conformando de esta manera el conjunto compresor axial, como se observa en la Fig. 3





La compresión del aire se produce al pasar éste a través de un estadio fijo y uno móvil, por lo tanto el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión. Como en el caso de las turbinas a gas, o a vapor, los compresores axiales pueden ser:

- a) Compresores axiales de acción
- b) Compresores axiales de reacción La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida del aire del compresor y la presión a su entrada:

$$r = \frac{P_2}{P_1}$$

SISTEMA DE COMBUSTION

El sistema de combustión provisto en las turbinas a gas pueden ser de dos tipos:

- a) Turbinas a gas monocámara
- b) Turbinas a gas multicámaras Las turbinas con diseño monocámaras, como es el caso del fabricante Asea - Brown Boveri (ABB), la cámara se ubica en posición perpendicular al eje de la máquina. En el caso de las turbinas multicámaras, diseño General Electric (GE), las cámaras se ubican en forma concéntricas (paralelas) al eje de la máquina Las cámaras de combustión de las turbinas a gas han sido objetos de permanentes desarrollos a fin de lograr una eficiente combustión y por otro lado asegurar bajas emisiones contaminantes, especialmente en contenidos de óxidos de nitrógeno (NO y NO₂) En la cámara de combustión se produce la oxidación del combustible desarrollándose muy altas



temperaturas, por arriba de los 3.000 °F. Entre las funciones esenciales que debe obtenerse en la cámara de combustión podemos mencionar:

a) Estabilizar la llama dentro de una corriente de gases que se encuentran a alta velocidad, de manera que ésta se mantenga estable.

b) Asegurar una corriente de gases continua hacia la turbina

c) Mantener una temperatura constante de los gases de combustión que ingresan a la misma.

d) Lograr la máxima eficiencia de combustión, es decir producir la menor cantidad de inquemados: CO; CH y MP (material particulado u hollín)

e) La caída de presión dentro de la cámara debe ser la menor posible a fin de minimizar las caídas de presión entre el compresor axial y la turbina.

El sistema de combustión está formado por: $\frac{3}{4}$ Bujías de encendido $\frac{3}{4}$ Tubos pasa llama, y $\frac{3}{4}$ Detectores de llama Normalmente se instalan dos bujías y dos detectores de llama. En el caso de turbinas a gas multicámaras el encendido se produce en una de las cámaras de combustión creando un aumento de presión dentro de ella, forzando a los gases calientes que se producen a pasar a través de los tubos pasa llama al resto de las cámaras, propagando de esta manera la ignición en todas ellas en un tiempo no mayor a 2 segundos. Los detectores de llama, ubicados diametralmente opuestos a las bujías, constituyen el sistema de detección de llama, emitiendo una señal de control cuando el proceso de ignición ha sido completado. La Fig. 4 indica un esquema de una cámara de combustión diseño del fabricante General Electric (GE), donde se observa:

a) el ingreso del aire para la combustión,

b) el aire para refrigeración del material con que está construido el tubo de llamas, normalmente de acero inoxidable y c) el aire de dilución que al incorporarse a la corriente de gases calientes de la combustión reducen su temperatura al valor para el cual han sido seleccionados los materiales del primer estadio de toberas fijas.

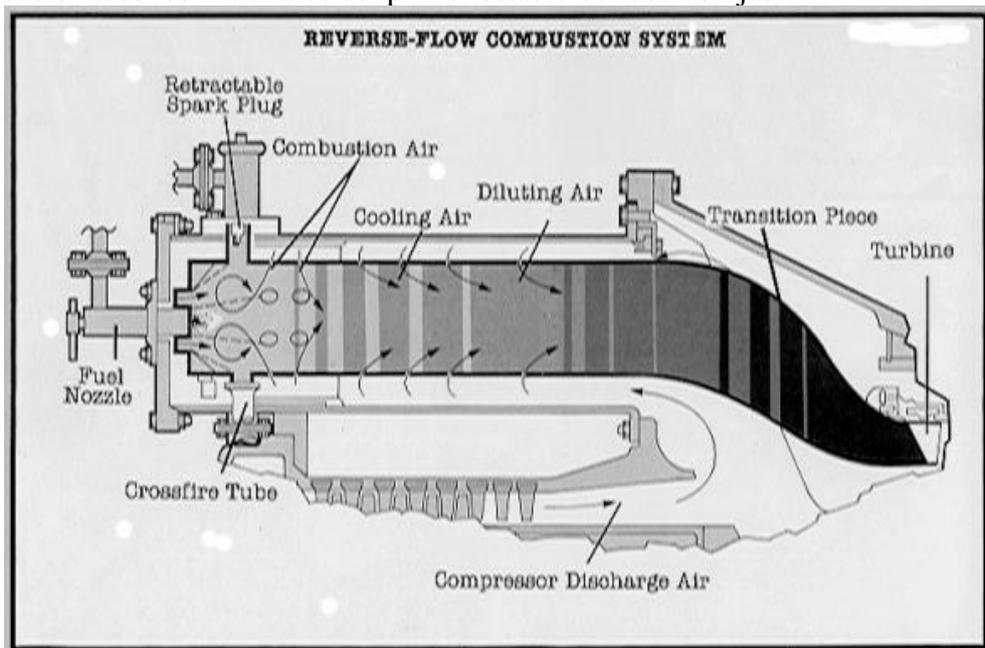


FIGURA 4



La Fig. 5 muestra el diseño de una cámara de combustión del fabricante Asea - Brown Boveri (ABB) donde se observa el mismo principio de funcionamiento que en el diseño anterior.

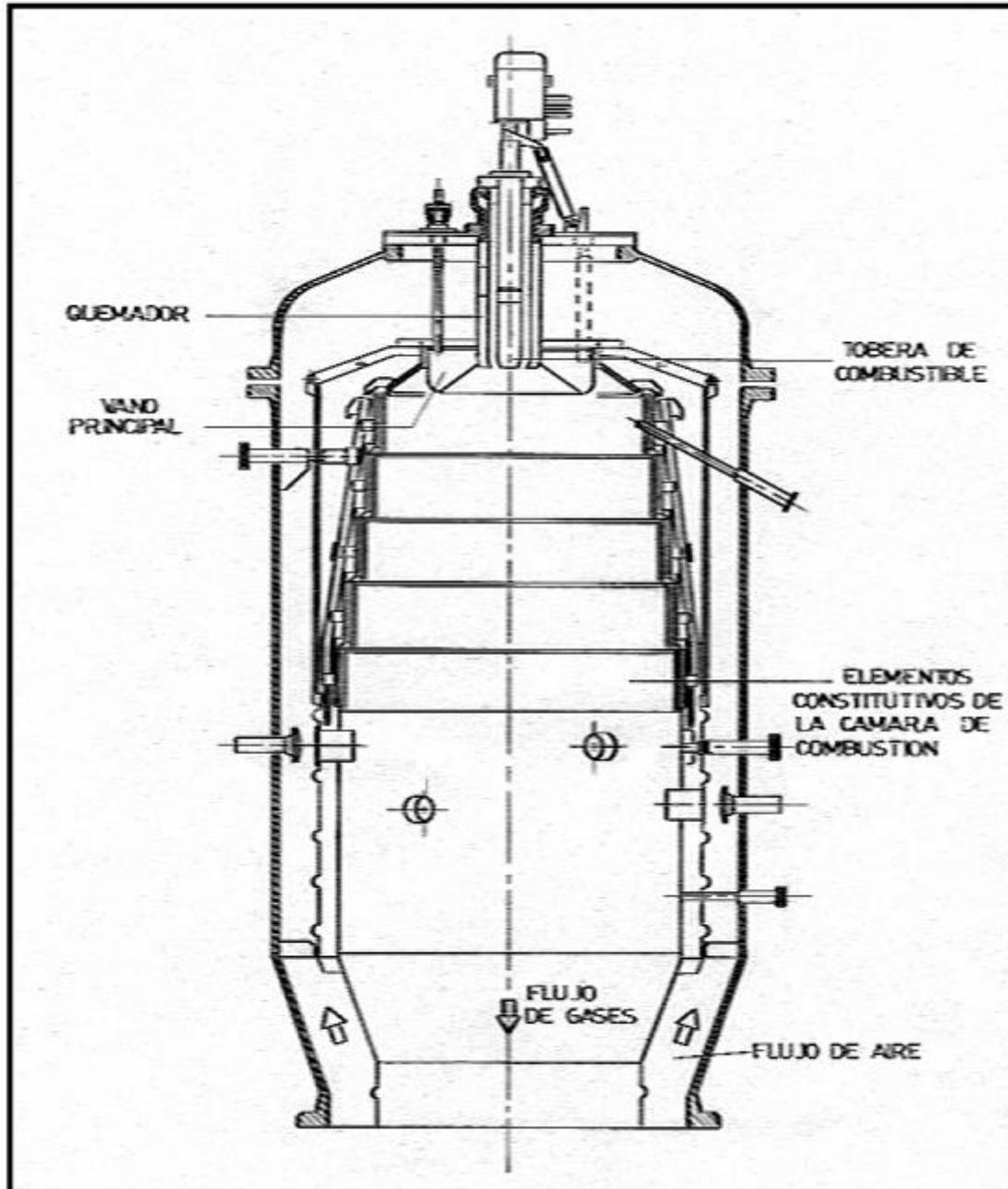


FIGURA 5

SISTEMA DE REFRIGERACION

El rendimiento térmico y la potencia de la turbina a gas están fuertemente influenciados por:

- La relación de compresión y
- La temperatura de los gases de combustión al ingreso a la turbina



Dado que los aceros super refractarios empiezan a fundir a aproximadamente a los 2.200 °F, las partes calientes de la máquina deben ser refrigeradas, usando para tal propósito gran parte del aire del compresor axial. El aire extraído del compresor es utilizado para refrigerar, entre otros componentes calientes, los estadios de toberas fijas y las ruedas de alabes móviles. La Fig. 6 ilustra el primer estadio fijo de toberas de una turbina marca General Electric (GE). Esta pieza es expuesta a elevadas temperaturas cuando los gases calientes pasan a través de ella, aproximadamente 1.200 °C

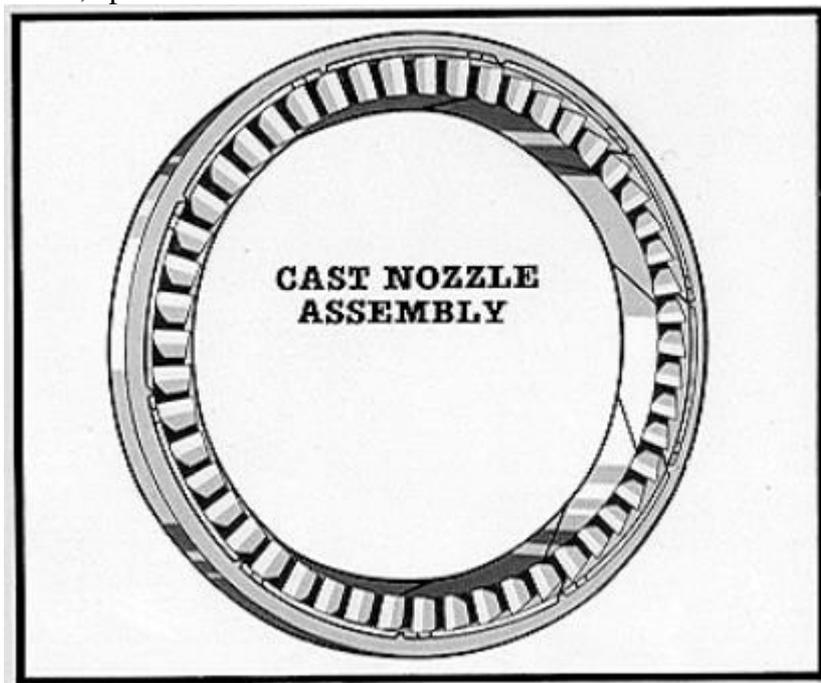


FIGURA 6

El interior de los alabes que forman el primer estadio fijo de toberas es refrigerado por aire proveniente del compresor axial, tal como se observa en la Fig. 7. Los álabes son huecos y el aire ingresa al interior de los mismos produciendo la refrigeración del material. Luego el aire sale por los orificios ubicados en el borde de salida de los álabes y se integra a la corriente de gases. La temperatura de ingreso de los gases al primer estadio fijo es del orden de los 1.200 °C, constituyendo esta temperatura la temperatura de la fuente caliente a la cual se refería SADI CARNOT, llamada también temperatura del fluido motor.

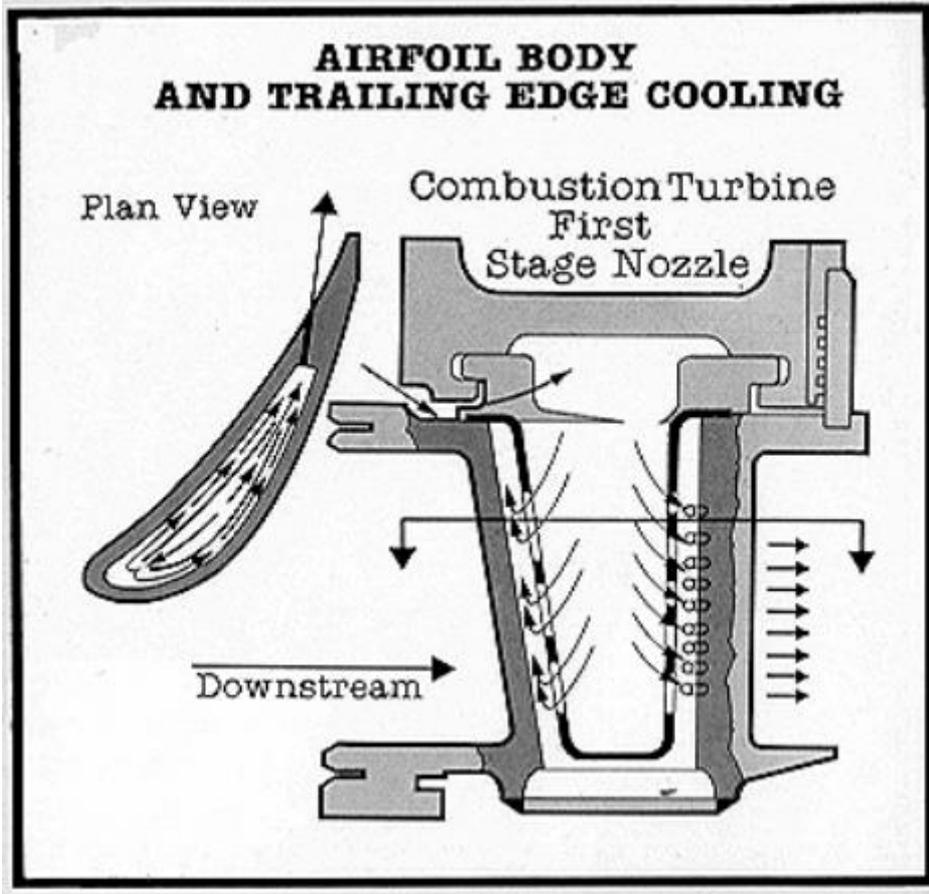


FIGURA 7

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA A GAS DE UN EJE

El principio de funcionamiento de la turbina a gas de un solo eje, de acuerdo al esquema de la Fig. 1 es el siguiente:

1. El aire ingresa al compresor axial en el punto (1) a las condiciones ambientales, previo a haber pasado por un filtro con el fin de retener las partículas de polvo u otras partículas contenidas en el aire ambiente. Dado que los parámetros ambientales varían durante el día e incluso varían también en función de la ubicación geográfica, es conveniente considerar condiciones standard. Las condiciones standard utilizadas en la industria son las condiciones ISO que establecen una temperatura de 15 °C y una presión de 1 kg/cm². En el compresor axial el aire es comprimido hasta la presión de combustión, o máxima presión del ciclo, sin aporte de calor del medio y como consecuencia de ello la temperatura del aire se incrementa debido a la compresión del mismo. El caudal másico de aire aspirado es siempre mayor al necesario para producir la oxidación del combustible en la cámara de combustión.

Este exceso, del orden de 6 a 7 veces es debido a: a) La necesidad de lograr una adecuada refrigeración de las partes calientes de la máquina (cámara de combustión, conductos de transición, estadios de toberas fijas, ruedas de alabes móviles y conductos de escape) b) La necesidad de disminuir la temperatura de los gases de combustión desde que se forman en la cámara de combustión hasta que estos ingresan en el primer estadio de alabes. Dicho exceso de aire es lo que obliga al compresor axial a tener un gran tamaño y en consecuencia a



absorber la mayor parte de la potencia entregada por la turbina, del orden de las $3/4$ partes de la misma.

2. Una vez que el aire sale del compresor parte de él ingresa a la cámara de combustión tal como se indica en el punto (2) de la Fig. 1, donde el combustible es inyectado produciéndose de esta manera la combustión del mismo, dando lugar al aporte de calor (Q) del medio a la máquina térmica. El proceso de combustión se realiza a presión constante alcanzando muy altas temperaturas lo que da lugar a que se deba ingresar a la cámara de combustión aire de dilución a fin de disminuir la temperatura de los gases y aire de refrigeración para refrigerar el material del tubo de llama ubicado en el interior de la misma. El caudal másico de gases formados será igual a la suma del caudal de aire ingresado a la cámara de combustión más el caudal de combustible inyectado a la misma

3. Los gases de combustión así enfriados a una temperatura aproximada a los $1.200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ingresan al primer estadio de álabes fijos, o toberas, de la turbina como se indica en el punto (3) del esquema. La energía de presión de los gases de combustión es convertida en trabajo. Esta conversión se realiza en dos etapas:

a) En las toberas de la turbina los gases son expandidos y de esta manera la energía de presión de los mismos es transformada en energía cinética. (caso de las turbinas de acción)

b) Luego en los estadios (etapas) de álabes móviles de la turbina la energía cinética es convertida en energía mecánica (trabajo mecánico).

4. El ciclo finaliza cuando los gases de combustión después de expandirse en la turbina abandonan la misma y son expulsados a la atmósfera, tal como se indica en el punto (4) del esquema.

CICLO TERMODINAMICO BRAYTON TEORICO

El ciclo termodinámico teórico por el cual funcionan todas las turbinas a gas es el Ciclo BRAYTON. La Fig. 8 nos muestra los diagramas “temperatura – entropía” y “presión – volumen” para éste ciclo. Los estados termodinámicos que en él se señalan corresponden a los puntos usados en el esquema de la Fig. 1

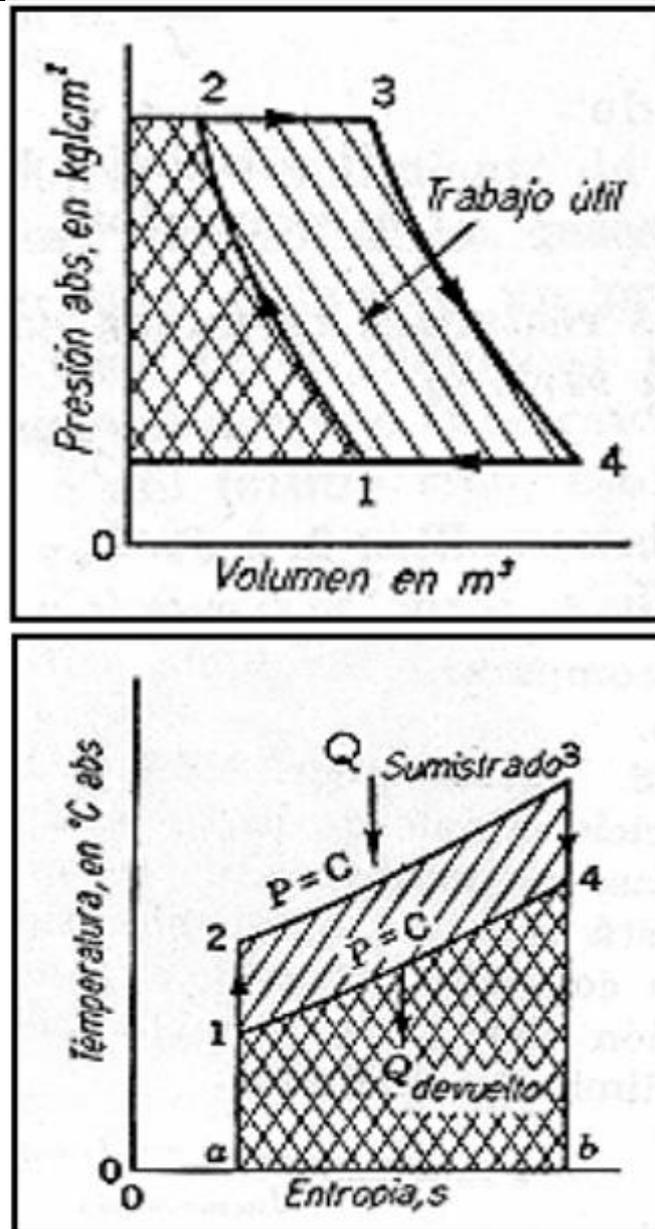


FIGURA 8

Las transformaciones teóricas que se realizan en el ciclo son las siguientes:

¾ La compresión 1-2 representa la compresión isoentrópica del aire que se realiza en el compresor axial.

¾ La transformación 2-3 representa el proceso de combustión a presión constante donde se produce el aporte de calor (Q suministrado) del medio al sistema debido a la oxidación del combustible inyectado en el punto 2.

¾ La transformación 3-4 representa la expansión isoentrópica de los gases de combustión que se desarrolla en la turbina.

¾ No existe la transformación 4-1. En los diagramas se representa solo a modo de cerrar el ciclo ya que el ciclo BRAYTON es en realidad, como se ha explicado anteriormente, un



ciclo abierto. Podemos interpretar que del punto 3 a 4 se produce la devolución de calor (Q devuelto) del sistema al medio, es decir la pérdida de calor al ambiente a través de los gases de escape de la turbina.

TRABAJO TEORICO REALIZADO POR LA TURBINA

El trabajo teórico realizado por la turbina a gas (trabajo positivo) está representado en el diagrama “p – v” de la Fig. 9 por el área comprendido entre la adiabática de expansión y el eje de ordenadas, es decir por el área rayada: (a-3-4-b).

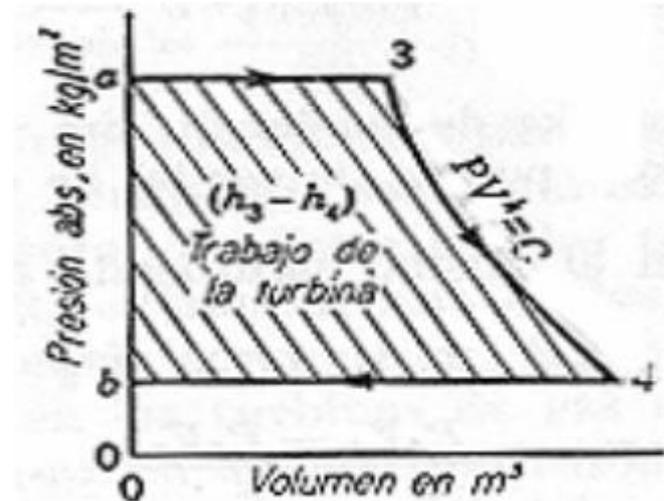


FIGURA 9

$$\text{Trabajo teórico turbina} = h_3 - h_4$$

Donde:

h_3 = entalpía de los gases de combustión a la entrada a la turbina (kcal/kg)

h_4 = entalpía de los gases de combustión al salir de la turbina (kcal/kg)

TRABAJO TEORICO ABSORBIDO POR EL COMPRESOR

El trabajo teórico absorbido por el compresor axial (trabajo negativo) está representado en el diagrama “p – v” de la Fig. 10 por el área comprendida entre la adiabática de compresión y el eje de ordenadas, o sea por el área (a-2-1-b)

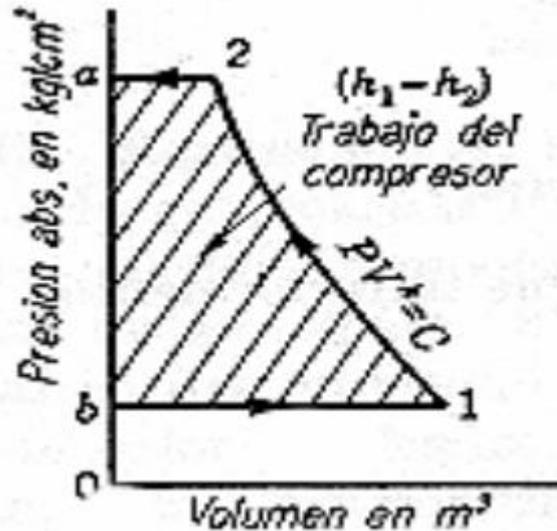


FIGURA 10

Trabajo teórico del compresor = $h_2 - h_1$

Donde:

h_1 = entalpía del aire a la entrada del compresor (kcal/kg)

h_2 = entalpía del aire al salir del compresor (kcal/kg)

TRABAJO UTIL TEORICO ENTREGADO POR LA TURBINA

El trabajo útil teórico o trabajo neto teórico que entrega la turbina es la diferencia entre el trabajo teórico de turbina menos el trabajo teórico del compresor.

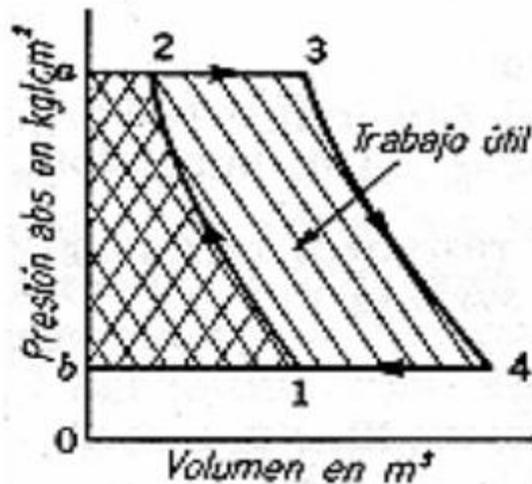


FIGURA 11

Gráficamente el trabajo útil teórico entregado por la turbina está representado por el área (1-2-3-4) de la Fig. 11. Del trabajo total producido por la turbina, el compresor axial absorbe aproximadamente el 70 %, quedando solamente el 30 % disponible como trabajo útil.



RENDIMIENTO TERMICO TEORICO DE LA TURBINA A GAS

Supongamos que en el ciclo BRAYTON, representado en la figura, las evoluciones (1-2) y (3-4) son adiabáticas, con lo cual nos apartamos ligeramente de la realidad, ya que las evoluciones reales son politrópicas de exponente variable:

El calor aportado por el medio a través del combustible que se oxida es:

$$Q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

El calor devuelto al medio ambiente por los gases, o calor perdido es:

$$Q_2 = c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

El rendimiento térmico del ciclo será:

$$\eta_{term} = \frac{Q_{aportado} - Q_{devuelto}}{Q_{aportado}}$$
$$\eta_{term} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_2) - c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$
$$\eta_{term} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1)$$

Como las evoluciones (1-2) y (3-4) son adiabáticas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad ; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)}$$

Llamado (r) a la relación de presiones:

$$r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\frac{k-1}{k}} \quad ; \quad T_3 = T_4 \cdot r^{\frac{k-1}{k}}$$

Reemplazando en (1) :



$$\eta_{term} = 1 - \frac{T_4 T_1}{T_4 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - T_1 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} - \frac{T_4 - T_1}{T_4 - T_1}$$

$$\eta_{term} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}}$$

$$r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{(k-1)} = \varepsilon^{(k-1)}$$

$$\eta_{term} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(k-1)}}$$

Es decir que el rendimiento térmico teórico del ciclo depende exclusivamente de la relación de presiones (r), o bien, de la relación de volúmenes (ε) entre los cuales se comprime, tal como se observa en la Fig. 12.

RENDIMIENTO TERMICO REAL DE LA TURBINA A GAS

Sabemos que en toda máquina térmica el rendimiento y la potencia del ciclo real siempre son inferiores a los del ciclo teórico por varias razones, tales como:

1. La compresión no es isoentrópica
2. La expansión no es isoentrópica
3. En todo el sistema se producen pérdidas de presión
4. El proceso de la combustión es incompleto, por lo cual no toda la energía química contenida en el combustible es liberada en ella como energía calórica, debido a la presencia de inquemados
5. Existen pérdidas por radiación y convección a través de todo el cuerpo de la máquina
6. Existen pérdidas de energía cinética a través de los gases de escape la cual no se utiliza en las máquinas industriales

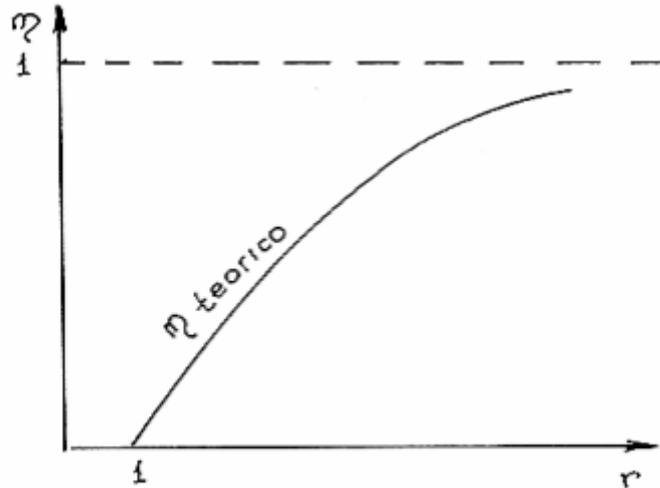


FIGURA 12

De todas estas pérdidas solo consideraremos las pérdidas en la compresión y en la expansión por ser las más significativas, pudiendo despreocuparse del resto frente a estas. Por lo tanto para obtener el rendimiento térmico real debemos tener presente que la compresión del aire en el compresor no es isoentrópica como estudiamos anteriormente, sino que esta es politrópica. Además y de igual modo deberemos tener presente que la expansión de los gases en la turbina no es isoentrópica como supusimos, sino que esta es también politrópica.

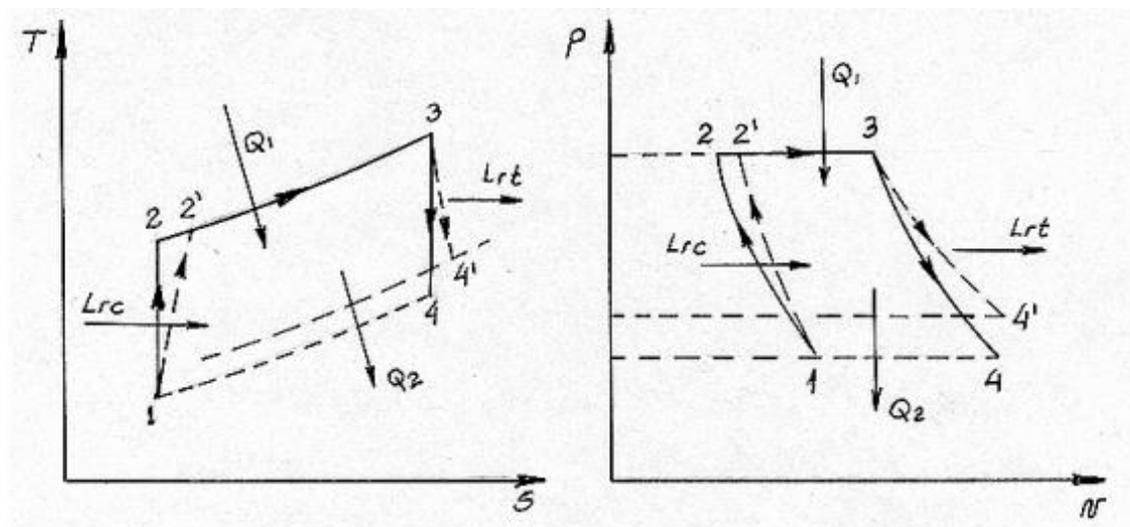


FIGURA 13

A efectos del análisis a realizar, llamaremos:

L_{rt} = Trabajo teórico de la turbina

L_{rc} = Trabajo teórico del compresor

El trabajo útil teórico de la máquina (L_{tm}) está dado por la diferencia entre el trabajo teórico de la turbina menos el trabajo teórico del compresor, es decir:



$L_{tm} = L_{tt} - L_{tc} =$ Trabajo útil teórico de la máquina

Ahora bien, el trabajo útil real de la máquina (L_{rm}) está dado por la diferencia entre el trabajo real de la turbina (L_{rt}) y el trabajo real del compresor (L_{rc}):

$L_{rm} = L_{rt} - L_{rc} =$ Trabajo útil real de la máquina (2)

El rendimiento real de la turbina η_t está dado por la relación entre los trabajos real y teórico de la turbina:

$$\eta_t = \frac{L_{rt}}{L_{tt}} \quad ; \quad L_{rt} = \eta_t \cdot L_{tt}$$

Lo que nos dice que el trabajo real que entrega la turbina es menor que el teórico. El rendimiento de una turbina actual η_t es del orden del 0,95 (95%). Por su parte, el rendimiento real del compresor η_c está dado por el cociente entre los trabajos teórico y real, resultando este último, mayor que el teórico:

$$\eta_c = \frac{L_{tc}}{L_{rc}} \quad ; \quad L_{rc} = \frac{L_{tc}}{\eta_c}$$

Como se sabe, el compresor real absorbe mayor trabajo que el teórico para llevar el aire del estado (1) al (2). En la actualidad, el rendimiento de un compresor axial de turbina η_c es aproximadamente del 0,87 (87%) Reemplazando en la ecuación (2):

$$L_{rm} = L_{tt} \cdot \eta_t - \frac{L_{tc}}{\eta_c}$$

El rendimiento real o efectivo η_e de la máquina considerada como conjunto compresor-turbina está dado por:

$$\eta_e = \eta_{term} \cdot \frac{L_{rm}}{L_{tm}} = \eta_{term} \cdot \frac{L_{tt} \cdot \eta_t - \frac{L_{tc}}{\eta_c}}{L_{tt} - L_{tc}}$$

$$\eta_e = \eta_{term} \cdot \frac{\eta_t - \frac{L_{tc}}{L_{tt} \cdot \eta_c}}{1 - \frac{L_{tc}}{L_{tt}}} \quad (3)$$



Donde: El cociente L_{tc} / L_{tt} es la relación de los trabajos teóricos del compresor y de la turbina. Se lo indica mediante un coeficiente K que depende de la construcción de la máquina, pudiendo determinarse con solo conocer sus condiciones de operación: temperatura de trabajo de la turbina y relación de compresión:

$$K = \frac{L_{tc}}{L_{tt}}$$

Siendo:

$$L_{tc} = \frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$L_{tc} = \frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Luego, la ecuación (3) se puede expresar como:

$$\eta_e = \eta_{term} \cdot \frac{\eta_t - \frac{K}{1-K}}{\eta_c}$$

Esta ecuación nos permite trazar las curvas de rendimiento reales de una máquina ciclo BRAYTON en función de la temperatura de los gases de combustión al ingreso de la turbina y de la relación de compresión.

La Fig. 14 indica las curvas de rendimiento real de una turbina ciclo BRAYTON El η de las máquinas actuales está en el orden del 25% al 30% para temperatura de los gases de combustión al ingreso a turbina de 1.000°C a 1.100 °C.

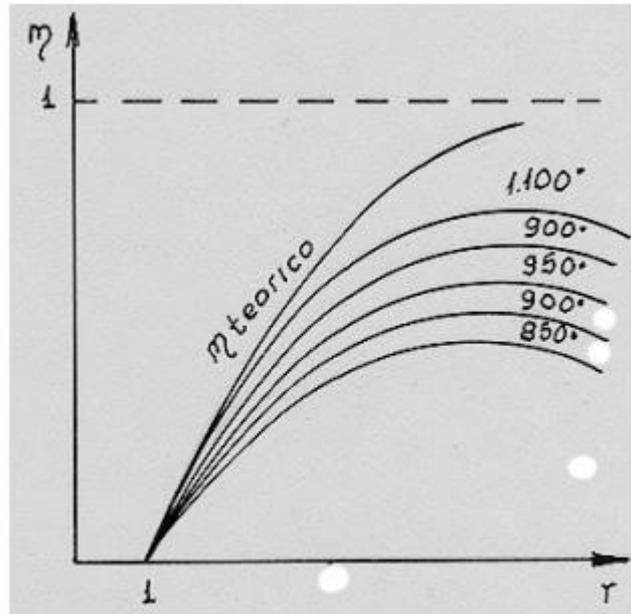


FIGURA 14

MEJORAS A INTRODUCIR AL CICLO BRAYTON SIMPLE

Para mejorar el rendimiento del ciclo BRAYTON existen diferentes mejoras. Una mejora consiste en realizar múltiples enfriamientos en el proceso de compresión del aire en el compresor axial de manera de aproximar la transformación isoentrópica en una transformación isoterma, con lo cual aumentamos el área encerrada por el ciclo. Otra mejora, empleando el mismo criterio, consiste en realizar calentamientos múltiples en el proceso de expansión de los gases en la turbina, aproximando la transformación isoentrópica a una transformación isoterma.

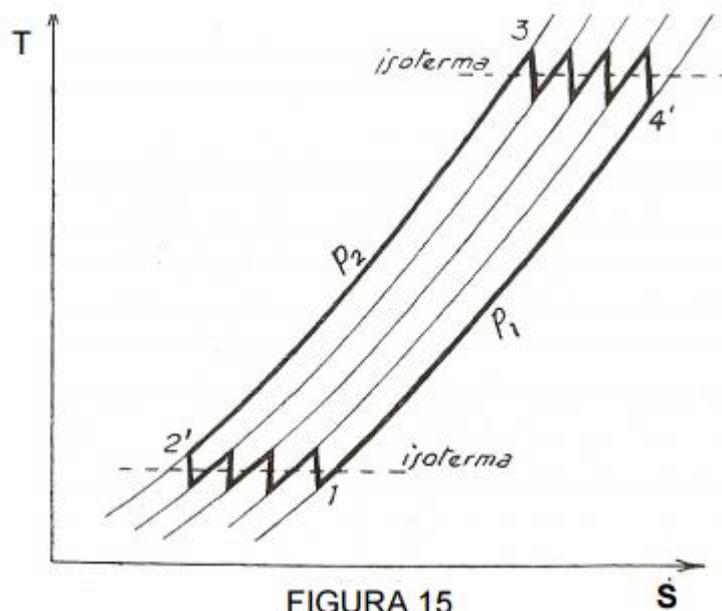


FIGURA 15



La fig. 15 muestra este procedimiento

CICLO BRAYTON CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO

En la Fig. 16 se ilustra un esquema de la máquina, suponiendo un solo enfriamiento intermedio y que el enfriador es perfecto, no introduciendo pérdidas térmicas ni caída de presión.

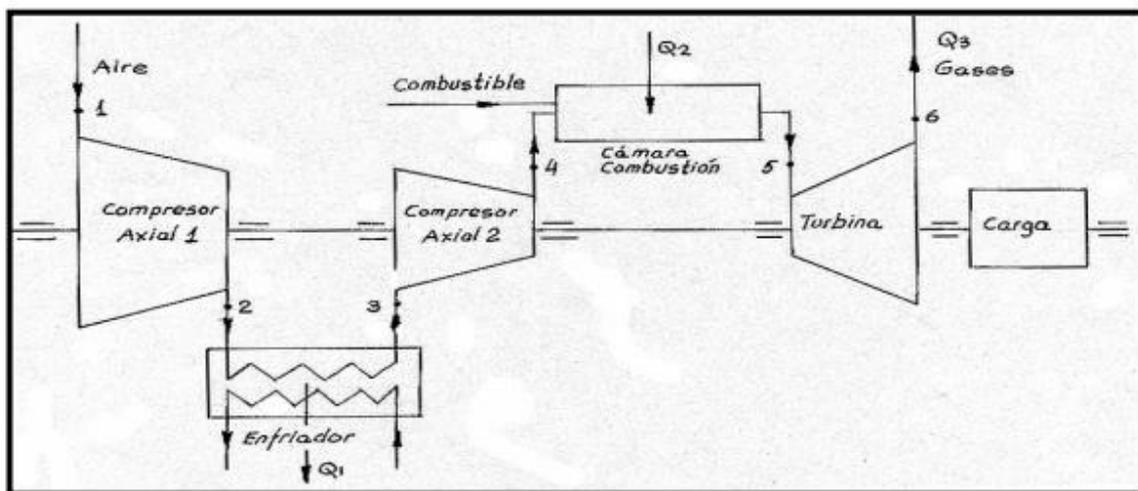


FIGURA 16

La compresión total del aire se hace en dos etapas utilizando dos compresores axiales:

- compresor de baja presión (C1) y
- compresor de alta presión (C2).

El aire que sale del compresor (C1) a presión p_2 y temperatura T_2 , se enfría en el enfriador hasta la temperatura $T_3 = T_1$ con extracción de calor de Q_1 . Luego se realiza la compresión (3 – 4) en el 2º compresor axial de alta presión (C2) hasta la presión p_4 resultando, de este modo menor el trabajo de compresión que el que requeriría para comprimir hasta la presión p_4 sin enfriamiento intermedio.

Los diagramas de la Fig. 17 representan las transformaciones teóricas del ciclo BRAYTON con enfriamiento intermedio

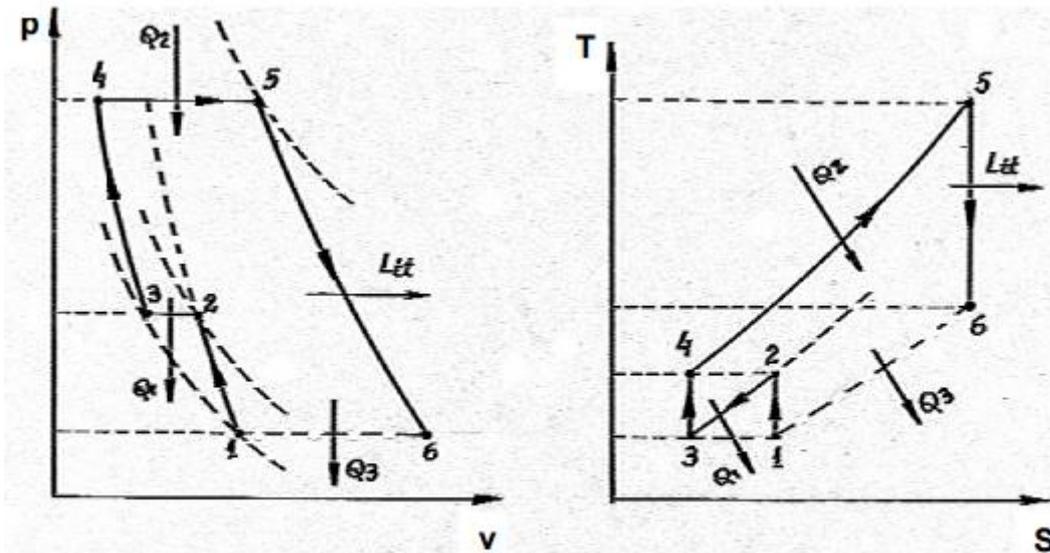


FIGURA 17

CICLO BRAYTON CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

Se puede aumentar la potencia de la máquina, realizando la expansión en etapas de varias turbinas con recalentamiento intermedio en cada etapa, hasta alcanzar la temperatura límite inicial. Teóricamente podría emplearse un número infinito de etapas de recalentamiento, lo que llevaría, en el límite, a una expansión isotérmica.

La Fig. 18 representa el esquema de la instalación para un recalentamiento.

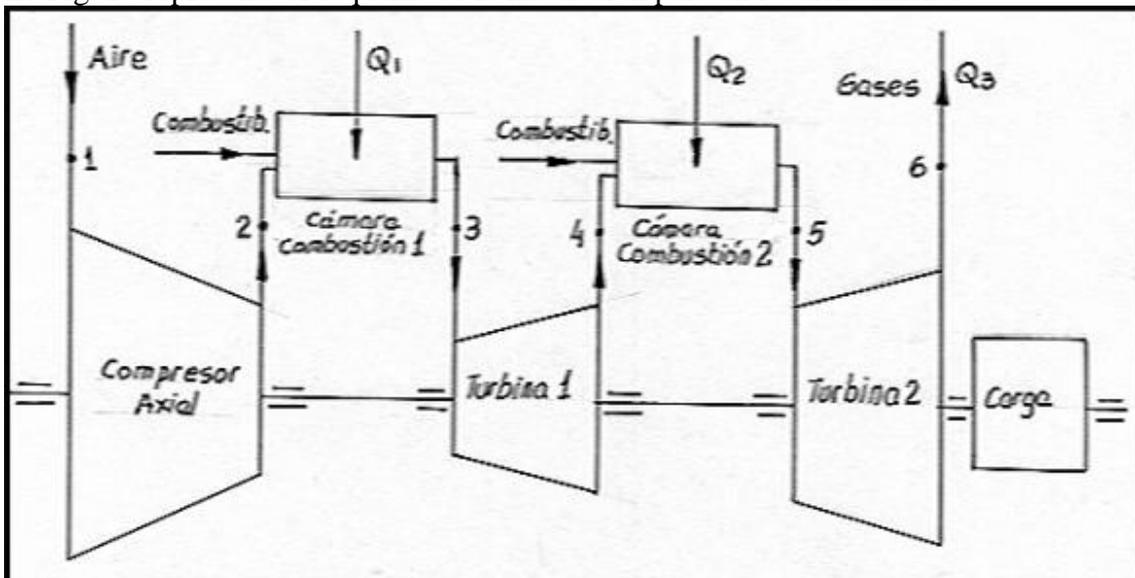


FIGURA 18



La Fig. 19 indica los diagramas ideales que corresponden a este ciclo.

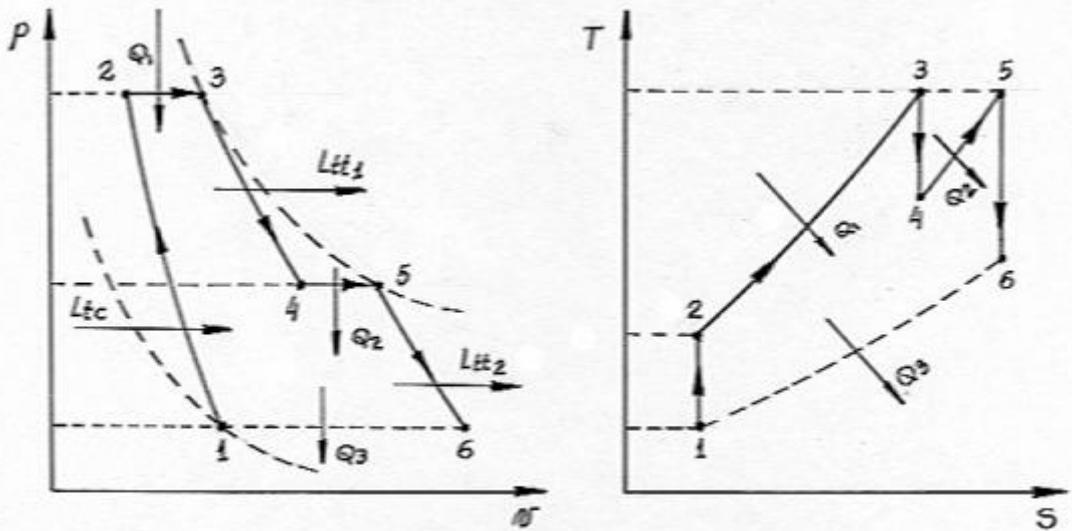


FIGURA 19

El trabajo útil del ciclo BRAYTON con recalentamiento, será la suma algebraica de los trabajos de expansión realizados por las turbinas y el trabajo absorbido por el compresor:

$$L_u = L_{t1} + L_{t2} - L_c = \frac{1}{A} \cdot [(i_3 - i_4) + (i_5 - i_6) - (i_2 - i_1)]$$

Si bien es cierto que con este tipo de instalación se logra mayor trabajo útil, no ocurre lo mismo con el rendimiento térmico que se ve disminuido con respecto a un ciclo BRAYTON simple entre las mismas temperaturas.

CICLO BRAYTON REGENERATIVO

También se puede aumentar el rendimiento del ciclo, o sea, obtener más energía con la misma cantidad de combustible, empleando parte del calor perdido que se llevan los gases de escape de la turbina, para precalentar el aire a la salida del compresor, antes de su entrada a la cámara de combustión, lo que permite gastar menos combustible para llegar a la misma temperatura de ingreso a la máquina.

En este caso, se recurre al ciclo BRAYTON regenerativo, que utiliza el esquema de instalación que se indica en la Fig. 20

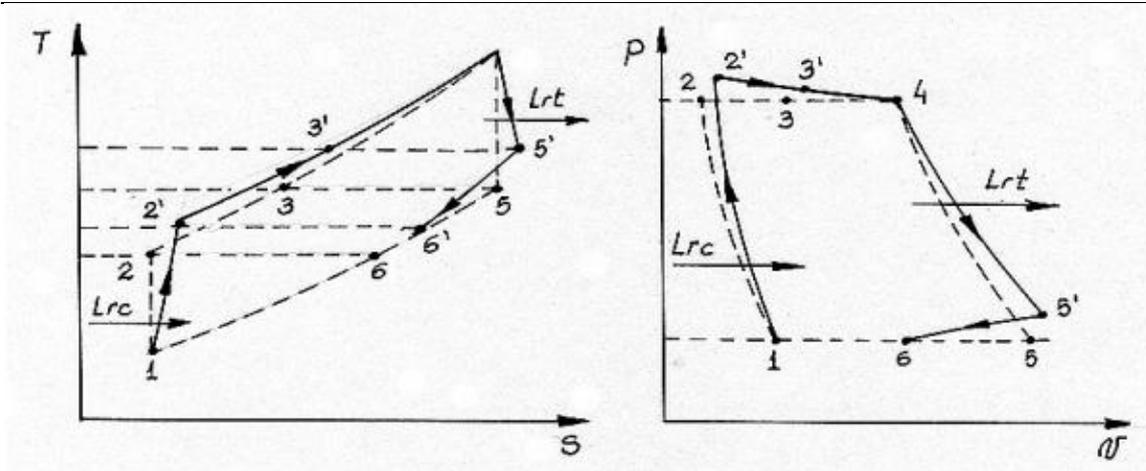


FIGURA 22

Regeneradores

Los regeneradores o intercambiadores de calor empleados en las turbinas a gas son del tipo de coraza y tubos, o bien, del tipo rotativo, siendo los primeros los más empleados. En ellos los gases de escape pasan por el interior de los tubos y el aire a precalentar por el exterior de los mismos. El empleo de regeneradores presenta tres inconvenientes:

- Gran superficie de intercambio de calor.
- Dificultad para la limpieza de la misma.
- Aumento de la resistencia al paso de los gases de escape.

En un regenerador ideal, en donde suponemos que no hay pérdidas de calor, el balance de energía se establece igualando toda la energía que recibe el aire a la energía entregada por los gases de escape, es decir:

$$m_a \times c_{pa} \times (t_3 - t_2) = m_g \times c_{pg} \times (t_5 - t_6)$$

O bien:

$$m_a \times (h_3 - h_2) = m_g \times (h_5 - h_6)$$



Donde:

- m_a = caudal másico de aire (kg/h)
- m_g = caudal másico de gases (kg/h)
- C_{pa} = calor específico a presión constante del aire (kcal/kg .°C)
- C_{pg} = calor específico a presión constante de los gases (kcal/kg .°C)
- t_2 = temperatura del aire a la entrada del regenerador (°C)
- t_3 = temperatura del aire a la salida del regenerador (°C)
- t_5 = temperatura de los gases a la entrada del regenerador (°C)
- t_6 = temperatura de los gases a la salida del regenerador (°C)
- h_2 = entalpía del aire a la entrada del regenerador (kcal/kg)
- h_3 = entalpía del aire a la salida del regenerador (kcal/kg)
- h_5 = entalpía de los gases a la entrada del regenerador (kcal/kg)
- h_6 = entalpía de los gases a la salida del regenerador (kcal/kg)

En la realidad podemos observar que:

a) El calor específico a presión constante de los gases es mayor que el del aire debido a que los gases están a mayor temperatura.

b) El caudal másico de gases es superior al del aire en virtud de que es la suma del caudal másico del aire más el del combustible quemado. Por estas razones es que: La elevación de temperatura del aire será mayor que la disminución de temperatura en los gases.

La Fig. 23 representa la variación de temperatura que sufre el aire y los gases de escape en función de la superficie de intercambio de calor del regenerador, para el caso ideal ($\eta = 100\%$) y para el caso real ($\eta < 100\%$).

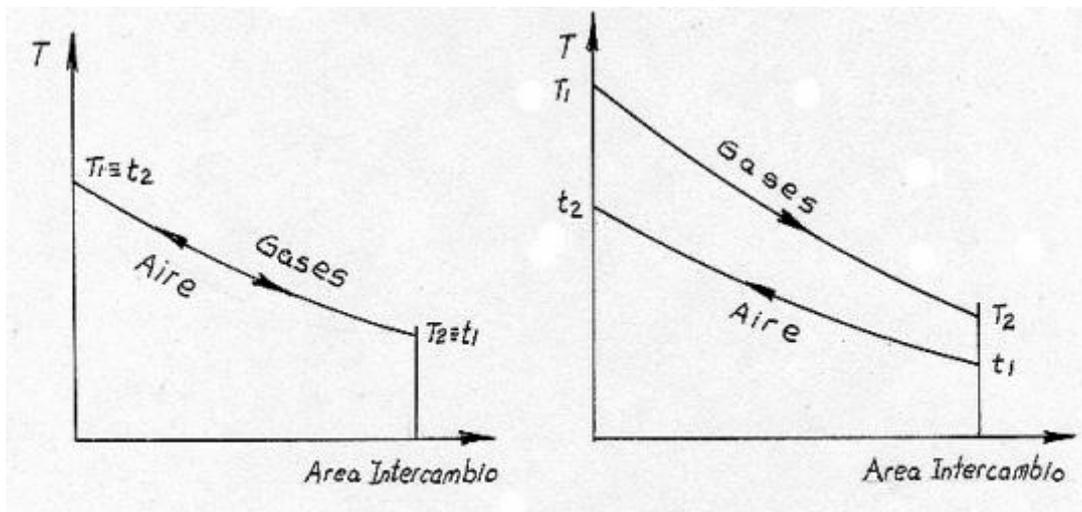


FIGURA 23



La eficiencia o rendimiento de un regenerador se expresa como:

$$\eta = \frac{\text{Elevación real de la temperatura del aire}}{\text{Máxima elevación de temperatura posible}}$$

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

TURBINA A GAS SIMPLE DE DOBLE EJE

La Fig. 24 representa el esquema de una turbina ciclo BRAYTON simple de doble eje.

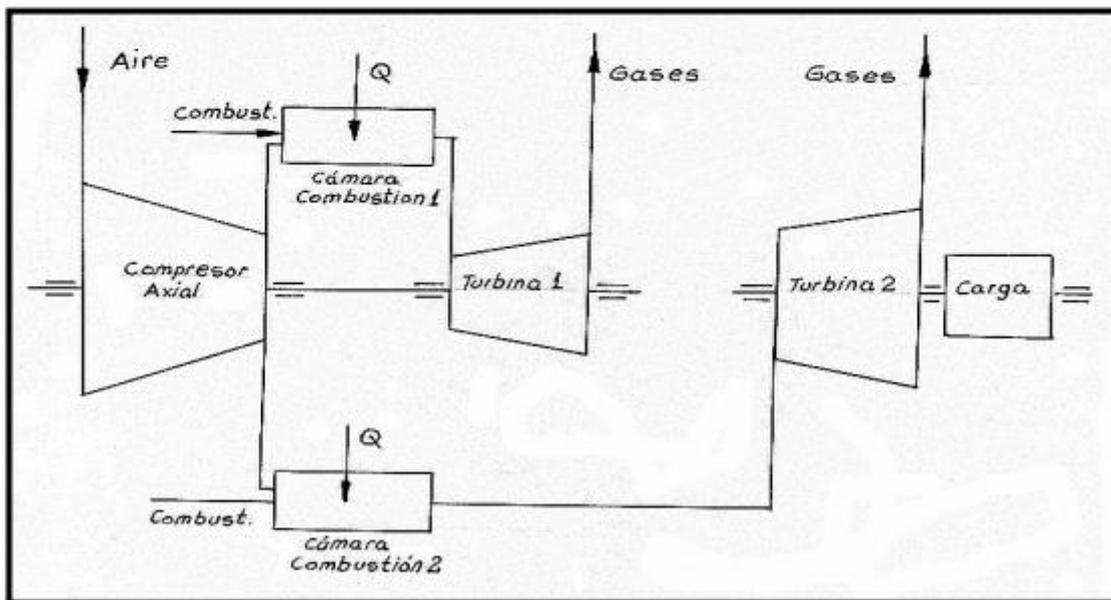


FIGURA 24

Como se observa en el esquema la instalación está compuesta de dos turbinas a gas, una de ellas está dispuesta para mover el compresor axial y la otra para accionar la carga. Ambas turbinas están montadas en ejes diferentes coaxiales entre sí. Esta configuración resuelve en gran parte la pérdida significativa de rendimiento que sufre una turbina de un solo eje cuando la carga disminuye. En efecto, analicemos el caso de una turbina de simple eje acoplada a un generador eléctrico cuando éste disminuye su potencia. Dado que tanto el compresor como la turbina deben girar al mismo número de vueltas para mantener constante el número de (rpm) del generador a fin de mantener la frecuencia de la energía eléctrica generada (50 Hz), se deberá lógicamente reducir la cantidad de combustible aportado en la cámara de



combustión de la máquina, mientras que la cantidad de aire impulsada por el compresor axial se mantiene constante al igual que su relación de compresión, con lo cual esto da lugar a una disminución de la temperatura de los gases de combustión y con ello el rendimiento de la turbina a gas, lo cual condice con el enunciado de CARNOT: a menor temperatura de la fuente caliente, manteniéndose constante la temperatura de la fuente fría, el rendimiento de la máquina térmica disminuye.

La Fig. 25 muestra una turbina a gas de doble eje

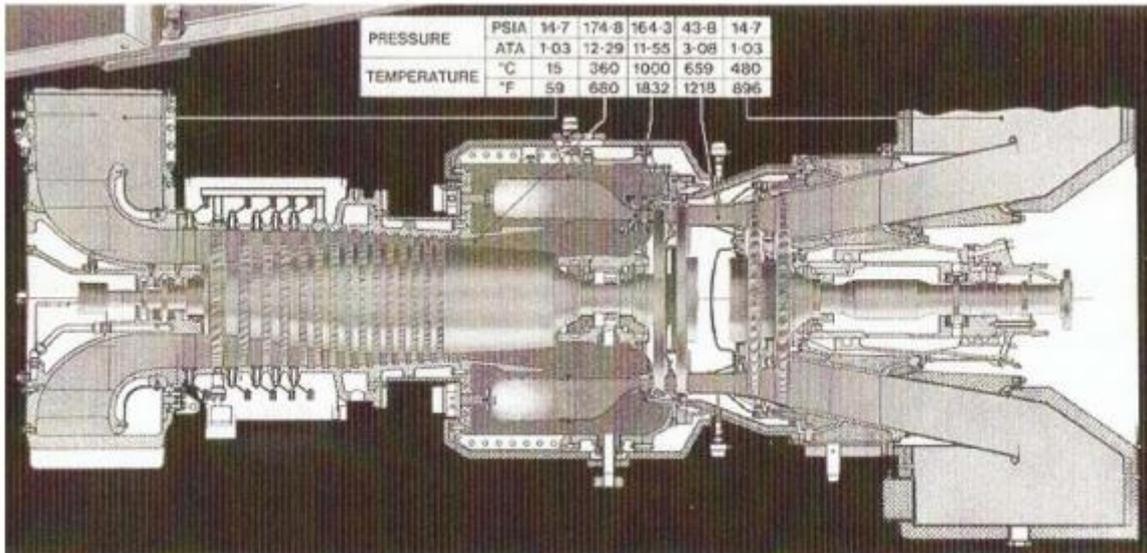


FIGURA 25

Por lo tanto, una turbina de simple eje que trabaja a un número de vueltas constantes, debe funcionar siempre a plena carga en forma permanente para que su rendimiento sea elevado, de otra manera como se ha explicado al caer el rendimiento aumenta el consumo específico de combustible y en consecuencia el funcionamiento de la máquina se vuelve antieconómico. Dicho en otras palabras, una turbina a gas de simple eje destinada a generar energía eléctrica no ha sido concebida para modular la demanda de potencia de la red eléctrica. La misma deberá despacharse al servicio siempre a plena carga. La disposición de doble eje, sin embargo, permite mantener prácticamente constante el rendimiento de la instalación cuando varía la carga de la máquina. Por ejemplo, cuando la potencia del generador eléctrico disminuye, hay un menor ingreso de combustible a las dos cámaras de combustión con lo cual la turbina 1 acoplada al compresor reduce el número de vueltas y en consecuencia éste mueve una cantidad de aire menor, reduciendo a su vez la relación de compresión.

Para que la turbina 2 trabaje a rendimiento prácticamente constante, cualquiera sea la potencia que deba entregar el generador eléctrico, además de variar el combustible, se debe variar la cantidad de aire que envía el compresor a la cámara de combustión 2 para que su temperatura se mantenga constante, sin variar su velocidad. Esto es posible dado que la cantidad de aire que alimenta a la cámara de combustión de la turbina 2, que acciona el generador eléctrico, disminuye con lo cual la temperatura de los gases se mantiene constante y con ello la pérdida de rendimiento es muy pequeña, manteniéndose casi constante.



PUESTA EN MARCHA DE LA TURBINA A GAS

La puesta en marcha de una turbina a gas comprende una serie de secuencias programadas, entre las cuales podemos mencionar las más importantes en orden de cómo se van realizando:

- 1) Se pone en funcionamiento el sistema de lubricación a través de la bomba auxiliar de aceite, la cual es energizada mediante corriente alterna disponible de la red.
- 2) Una vez alcanzada la presión adecuada de aceite, se pone en marcha el motor de arranque o también llamado motor de lanzamiento, el cual puede ser indistintamente y según los casos un motor DIESEL, un motor eléctrico de rotor bobinado, o una pequeña turbina a vapor. El eje de salida del motor se encuentra acoplado al embrague hidráulico
- 3) Estabilizadas las temperaturas del motor de lanzamiento, se activa el acoplamiento mecánico, vinculando de esta manera el eje del motor con el eje del paquete compresor – turbina – generador eléctrico, a través del embrague hidráulico.
- 4) Se pone en marcha el virador, el cual saca del reposo a la masa rotante haciéndola girar a aproximadamente 3 a 5 rpm.
- 5) Confirmado que el rotor está en lenta rotación y que el acoplamiento ha sido establecido, se inicia la etapa de aceleración del motor de lanzamiento, que en el caso de que éste fuera un motor eléctrico de rotor bobinado se van desconectando las resistencias rotóricas con lo cual se incrementa el número de vueltas del mismo.
- 6) A medida que aumenta el número de vueltas del motor de lanzamiento, aumenta también el de la máquina y generador gracias al ya mencionado embrague hidráulico. Esta situación se mantiene hasta que todo el conjunto alcanza aproximadamente la mitad del número de vueltas de régimen de la turbina.
- 7) Cuando se alcanza éste estado de giro se habilita el ingreso de combustible a los inyectores ubicados en las cámaras de combustión y paralelamente se energiza la bujía de encendido, produciéndose la combustión del combustible.
- 8) La turbina se acelera, arrastrada por el motor de lanzamiento y por los gases de combustión producidos.
- 9) Cuando el número de vueltas de la turbina supera el del motor de lanzamiento, éste se desacopla automáticamente.
- 10) La turbina continúa el proceso de aceleración por sí sola gracias ahora a los gases de combustión hasta alcanzar el número de vueltas de régimen.
- 11) Cuando se alcanza el estado de régimen se transfiere el proceso de lubricación a la bomba principal de aceite, saliendo de servicio la bomba auxiliar.
- 12) En estas condiciones el generador entra en paralelo con la red y empieza a tomar carga hasta llegar a entregar la potencia efectiva del mismo.
- 13) Esta operación se realiza por medio del regulador de velocidad que actúa sobre la bomba de combustible. El caudal de combustible depende de la presión de inyección.

DETENCION DE LA TURBINA A GAS

Las principales secuencias para sacar de servicio una turbina a gas que acciona un generador eléctrico son las siguientes:

- 1) Se empieza a bajar potencia eléctrica en el generador actuando sobre la válvula de regulación de combustible hasta reducir la potencia a cero.



- 2) Se saca de paralelo el generador eléctrico.
- 3) Se pone en marcha la bomba auxiliar de aceite.
- 4) Se corta el suministro de combustible con lo cual empieza el período de desaceleración del grupo.
- 5) Cuando el número de vueltas ha bajado a aproximadamente 3 a 5 rpm. entra en funcionamiento el virador. Este dispositivo está constituido por un motor eléctrico y un reductor de velocidad con lo cual se alcanza un elevado par torsor, suficiente para hacer girar al grupo una vez que éste se ha detenido. El proceso de giro por acción del virador se realiza a fin de permitir un enfriamiento uniforme del rotor de la turbina, evitando con ello que éste se deforme por diferencia de temperaturas dentro del estator de la máquina. Esta parte de la detención de la máquina es muy importante dado que, si ésta se detiene, al tener su rotor a alta temperatura, se produce una zona caliente en la parte superior del eje del rotor, lo cual da lugar a que éste se tuerza con una convexidad hacia arriba.
- 6) Se detiene el virador cuando la temperatura en el interior de la turbina es muy próxima a la temperatura ambiente.
- 7) Se detiene la bomba auxiliar de aceite.

ENSUCIAMIENTO DE LOS ALABES DEL COMPRESOR AXIAL Y DE LA TURBINA
Los álabes del compresor axial y también los de la turbina se van ensuciando con el normal funcionamiento de la máquina. Este ensuciamiento produce importantes inconvenientes:

- 1) Un desequilibrio dinámico en el rotor lo cual da lugar a que la máquina empiece a aumentar el valor de las vibraciones admisibles dadas por el fabricante y como consecuencia de ello las protecciones por sobre vibraciones la saquen de servicio.
- 2) Una baja considerable en el rendimiento del compresor y de la turbina debido a que las partículas depositadas sobre las superficies de los álabes transforman a las superficies pulidas de los mismos en superficies rugosas perdiendo a su vez la forma alar que los caracterizan. Esta situación produce un mayor rozamiento y un desprendimiento de la vena de fluido (gases de combustión) de la cara activa de los álabes, dando lugar a un movimiento turbulento de los gases en la sección de pasaje entre álabes.

ENSUCIAMIENTO Y LIMPIEZA DE LOS ALABES DEL COMPRESOR

El ensuciamiento de los álabes del compresor se debe principalmente al polvo en suspensión en el aire ambiente, especialmente en zonas áridas o semi áridas. Este polvo en presencia de un ambiente un tanto aceitoso que normalmente rodea a la máquina, en especial si se utiliza un combustible líquido como el gas oil o diesel oil, hace que las partículas de tierra se depositen sobre las caras de los álabes del compresor. Este ensuciamiento origina, como ya se explicara, pérdida de rendimiento y vibraciones en el compresor. Para minimizar tal situación se hace pasar el aire por filtros rotativos de alta eficiencia antes de su ingreso al compresor. Cuando la pérdida de rendimiento o el estado vibratorio del compresor lo indiquen, se debe proceder a la limpieza del mismo.

La limpieza puede realizarse con la máquina en marcha, (limpieza por vía seca) o bien, con la máquina fuera de servicio (limpieza por vía húmeda).

- 1) En la limpieza con la máquina en servicio se utilizan varios productos los cuales se introducen en la admisión de aire del compresor. Estos productos normalmente son cáscara de nuez molida o arroz, los que introducidos en la corriente de aire llegan a los álabes



produciendo un suave raspado de las partículas depositadas en ellos, no produciendo daño alguno. Al llegar a la cámara de combustión éstos han quedado al estado impalpable y se queman con facilidad saliendo con los gases de combustión.

2) La limpieza con máquina fuera de servicio se realiza haciéndola girar lentamente por medio del virador. Luego, sin abrir el compresor y utilizando una manguera provista de lanza que se introduce por medio de una de las tapas de inspección, se dirige hacia los álabes un chorro de agua a presión con detergente en medio alcalino, con lo que se logra una eficiente limpieza. El agua se drena por medio de una salida de purga ubicada en la parte inferior de la carcasa del estator del compresor y una vez que se ha obtenido el secado completo, se detiene el virador.

ENSUCIAMIENTO Y LIMPIEZA DE LOS ALABES DE LA TURBINA

El ensuciamiento de los álabes de turbina se debe a las deposiciones que causan las sales de sodio y de sílice que puede contener los combustibles líquidos. Estas sales forman incrustaciones muy duras en las caras de los álabes, especialmente cuando la temperatura de los gases que llegan a la turbina es superior a la de fusión de las sales. Para eliminar los depósitos salinos en los álabes se debe sacar de servicio la máquina y proceder a retirar la carcasa superior de la turbina, o turbina – compresor si fuera una única pieza, para así poder sacar el rotor. Con el rotor fuera de la turbina y alejado de la sala de máquinas se procede a una limpieza por vía seca mediante el granallado, que consiste en producir un chorro de aire a elevada presión en el cual se encuentran en suspensión micro esferas de vidrio, o bien otras partículas recomendadas por el fabricante. Estas micro partículas guiadas por el interior de una lanza impactan contra las caras de los álabes desprendiendo las incrustaciones allí depositadas. Existen también procedimientos por vía húmeda, sugiriendo al lector consultar en estos casos con el fabricante de la turbina.

MATERIALES DE LOS ALABES DE TURBINAS

El material con que están contruidos los álabes de las turbinas son muy variados y sobre ellos se han hecho muchas investigaciones a fin de determinar la composición más adecuada que permita:

- a) Resistir muy altas temperaturas
- b) Ser resistentes a la corrosión
- c) Ser resistentes a la fatiga termo mecánica
- d) Ser resistentes al escurrimiento molecular que se produce por acción de los esfuerzos centrífugos y las altas temperaturas Normalmente se construyen en aceros ferríticos aleados con manganeso, cromo, níquel, molibdeno, titanio y cobalto, en distintas proporciones según sus fabricantes. En turbinas a gas empleadas como plantas propulsoras de vehículos terrestres se han empleado con gran éxito álabes contruidos en porcelana, con lo cual las temperaturas de trabajo han alcanzado valores superiores a los 1.600 °C con el consiguiente incremento significativo en el rendimiento térmico de la máquina

BIBLIOGRAFIA



INDUSTRIAL GAS TURBINES SINGLE SHAFT John Brown Engineering Ltd. London – England

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE TURBINA John Brown Engineering Ltd. London – England

THE INDUSTRIAL GAS TURBINE John Brown Engineering Ltd. London – England

GAS TURBINE POWER PLANTS Siemens Aktiengesellschaft Erlangen - Germany

ADVANTAGES OF GAS TURBINE General Electric Company EEUU

MOTORES TERMICOS R. Martinez De Vedia Editorial Reverté S.A. Barcelona – España

ENERGIA MEDIANTE VAPOR, AIRE O GAS W. H. Severns; H. E. Degler; J. C. Miles Editorial Reverté S.A. Barcelona - España