



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

VENTAJAS TÉCNICAS Y BENEFICIO ECONÓMICO, DE LA APLICACIÓN DEL ENFRIAMIENTO DE AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR DE UNA TURBINA DE GAS, POR MEDIO DE UN ENFRIADOR ADIABÁTICO PARA UN PROCESO DE COGENERACIÓN EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A
CARLOS GUILLERMO GARCIA MANSILLA



CIUDAD UNIVERSITARIA, MEXICO, D. F.

MAYO DEL 2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

Gracias a Dios.

A mis padres:
Ing. Carlos Guillermo García Spinola
Ma. Guadalupe Mansilla de García
Con profundo amor y respeto.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: _____

FECHA: _____

FIRMA: _____

A mis hermanos:
Arq. José Antonio García Mansilla
Lic. Ma. del Pilar García Mansilla
Que tanto quiero.

Dedico este trabajo a la
Universidad Nacional Autónoma de México
Máxima Casa de Estudios.
Facultad de Ingeniería.

Así como también a todos los profesores
que con su noble esfuerzo y dedicación
han hecho posible mi formación académica.

Principalmente:

Ing. Gustavo Becerra Muñoz

Por su valiosa dirección en el desarrollo de este trabajo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.	1
CAPITULO I. ANTECEDENTES	5
1.1 Ciclo termodinámico de las turbinas de gas	5
1.2 Modificaciones al ciclo básico en las turbinas de gas	8
1.3 Turbina de gas con enfriamiento interno	8
1.4 Turbina de gas con recalentamiento intermedio	13
1.5 Turbina de gas con regenerador	15
CAPITULO II. CICLO BRAYTON MODIFICADO	19
II.1 Turbina de gas con pre-enfriamiento de aire	19
II.2 Situación actual de la turbina de gas analizada	25
II.3 Componentes principales de la turbina de gas analizada	26
CAPITULO III. ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y EXERGETICO DEL CICLO BRAYTON MODIFICADO	30
III.1 Análisis termodinámico de la turbina de gas con pre-enfriamiento de aire	30
III.2 Análisis exergetico de la turbina de gas con pre-enfriamiento de aire	39
CAPITULO IV. ANÁLISIS DEL CICLO COMBINADO	46
IV.1 Selección del tipo de sistema de cogeneración	46
IV.2 Generación de vapor con el equipo actual	47
IV.3 Análisis termodinámico de la turbina de vapor	48
CAPITULO V. ANÁLISIS ECONÓMICO	55
V.1 Beneficio económico del enfriador adiabático	55
CONCLUSIONES	60
BIBLIOGRAFÍA	63
APÉNDICE	64

NOMENCLATURA

73

SÍMBOLOS

75

INTRODUCCIÓN

Una turbina de gas es un motor diseñado para convertir la energía de un combustible en alguna forma de energía útil, como por ejemplo: potencia mecánica en un eje o el impulso a alta velocidad de un reactor. Una turbina de gas esta formada básicamente por una sección generadora del gas, y una sección para conversión de la energía. La sección generadora del gas consta de un compresor, una cámara de combustión y una turbina, que solamente extrae la energía suficiente para impulsar el compresor. De este modo origina un gas a temperatura y presión elevadas en la salida de la turbina. Los distintos tipos de turbinas de gas son consecuencia de la adición de varios componentes de entrada y de salida al generador de gas.

Actualmente la turbina de gas se utiliza ampliamente. Durante el período que transcurrió desde la concesión de la primera patente en 1791 hasta el momento, la turbina de gas ha llegado a convertirse en un motor muy confiable, de variadas aplicaciones, generación de energía, aviación, cogeneración, y con una razón elevada de potencia. Se usa para accionar los nuevos aviones comerciales; la mayoría de ellos funcionan con una u otra forma con turbina de gas en una de las modalidades del ciclo Brayton. La turbina de gas se ha utilizado en buques y trenes, tiene un gran uso en los generadores de energía eléctrica y en los compresores de los gasoductos y se está probando para que también se utilice en autobuses y camiones. También se ha estado probando ampliamente como sustituto del motor de combustión interna en automóviles.

El Ciclo de Brayton de Aire Estándar

En el análisis de los ciclos de las turbinas de gas, es útil emplear al principio, un ciclo de aire estándar idealizado. A tal ciclo se le llama *ciclo Brayton*, en honor del trabajo realizado por el ingeniero estadounidense George Brayton desarrollado en la década de 1870¹.

En un ciclo de potencia simple para una turbina de gas se emplea equipo separado para los diversos procesos del ciclo. Al inicio, el aire se comprime en forma adiabática en un compresor rotatorio axial, en uno centrífugo o ambos. Al final de este proceso, el aire entra en una cámara de combustión donde se inyecta y quema el combustible a presión constante. Los productos de la

¹ Kenneth Wark, JR. *Termodinámica*, McGraw-Hill, 5a. Ed. 1992.

combustión se expanden luego a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente de los alrededores. Un ciclo compuesto por estos tres pasos recibe el nombre de *ciclo abierto*, ya que el ciclo en realidad no se completa.

Los ciclos de las turbinas de gas que son usados en la práctica son ciclos abiertos, ya que se debe introducir aire en forma continua en el compresor. Aunque el ciclo Brayton cerrado tiene limitada aplicación.

Otro aspecto importante en el ciclo Brayton es el gran aumento del trabajo de compresión (llamado trabajo de retroceso), comparado con el trabajo de la turbina; así, el compresor requerirá de 40 a 80% de la salida de la turbina. Esto es de particular importancia cuando se considera el ciclo real, ya que el efecto de las pérdidas requiere de un gran aumento del trabajo de compresión, con un pequeño aumento del trabajo de la turbina; de esta manera el rendimiento total disminuye rápidamente con el descenso en los rendimientos del compresor y de la turbina. De hecho, si los rendimientos descienden a alrededor del 60%, todo el trabajo de la turbina se utilizará en mover el compresor y el rendimiento total será cero.

Dado que la presión del fluido de trabajo que entra a la cámara de combustión es alta, para poder inyectar el combustible a la cámara, es necesario que se incremente la presión del combustible hasta que sea mayor a la del aire suministrado al combustor. Esto usualmente se hace con un compresor de gas, el cual requiere de potencia, que asciende aproximadamente a un 5% de la entregada por la turbina.

Ahorro de Energía

En los últimos cinco años el panorama del uso eficiente de la energía ha cambiado radicalmente; cada vez son más las empresas privadas y públicas que se interesan en la aplicación de medidas correctivas para usar mejor su energía. Esto debido a la acción conjunta de medidas de difusión y concientización, con la participación de amplios sectores de la comunidad; las políticas de precios y tarifas gubernamentales que inducen favorablemente al mejor uso de la energía, y por último, la necesidad de ser competitivo en una sociedad que ha decidido abrirse al comercio internacional.

La energía se considera como un factor de la producción. Esta ha adquirido un papel decisivo si se pretende mantener un nivel elevado de eficiencia y de competitividad en las industrias. La influencia del mercado internacional en los mercados nacionales hace que se tengan que instrumentar medidas cada día para aumentar la productividad.

Las oportunidades de racionalización en el empleo de la energía, que generan beneficios superiores a los costos sin depreciar la calidad del producto, son rentables y por lo tanto atractivas.

Las medidas de ahorro y uso eficiente de los energéticos normalmente son evaluadas en función de los beneficios obtenidos a partir de la energía que se deja de usar, sin considerar los beneficios colaterales como son: ecológicos; derivados de un mejor aprovechamiento de la energía, reducción de la mano de obra en mantenimiento, ingresos por la venta de calor o energía recuperada, aumento de la productividad, mejora en el ambiente de trabajo, etcétera. Así un proyecto que es rentable desde el punto de vista energético, normalmente generará un beneficio mayor si se consideran los beneficios colaterales.

La turbina de gas ha contribuido a lograr en gran parte el ahorro de energía mediante los diferentes modalidades del ciclo Brayton y cogeneración.

Ciclo de Turbina de Gas con Enfriamiento

Debido a que la turbina de gas es una máquina volumétrica, su funcionamiento es directamente proporcional a los cambios de flujo de masa de aire que entra a ella. Como un incremento de altitud sobre el nivel del mar provoca una disminución en la densidad del aire, esto reduce el flujo másico de aire y repercute en la potencia de salida de la turbina. La reducción es de 1.2% por cada 100 m de incremento en la altura, aproximadamente (para la Ciudad de México sería 26.8% aprox.).

Por otro lado, la eficiencia de la turbina también se ve disminuida con el aumento en la temperatura del aire que entra al compresor; por cada 10 °C de incremento hay una pérdida de potencia del 9%².

² *Esquemas de Cogeneración*, Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), Secretaría de Energía, México, 1995.

Objetivo

Una forma de evitar la pérdida anterior es instalando un sistema de enfriamiento del aire a la entrada del compresor. Por lo tanto, el objetivo de este trabajo será el de realizar un análisis termodinámico del sistema en un proceso real, utilizando valores reales para determinar si es posible una mayor eficiencia en el compresor y en la turbina, aunado a esto un mayor ahorro de energía o un mejoramiento en las condiciones de operación.

Resumen

En el primer capítulo se describen las diferentes modificaciones que existen en el ciclo básico de la turbina de gas, o ciclo Brayton. Estas modificaciones tienen como objetivo obtener valores de eficiencia y trabajo más favorables.

El capítulo dos se enfoca en el ciclo de turbina de gas con pre-enfriamiento de aire a la entrada del compresor, describiendo el enfriador adiabático utilizado para este fin, así como también se describe la situación actual de la turbina de gas analizada y sus principales componentes.

Los capítulos tercero, cuarto y quinto, describen el análisis termodinámico y exergético de la turbina de gas con pre-enfriamiento de aire, un análisis termodinámico de un ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor y el análisis económico por el uso del enfriador adiabático, respectivamente.

CAPITULO I

ANTECEDENTES

I.1 CICLO TERMODINÁMICO DE LAS TURBINAS DE GAS

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo Brayton. A pesar de que se generaliza como ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no cumple un ciclo completo en las turbinas de gas ya que este finaliza con una composición o en un estado diferente al que tenía cuando inició los procesos. Algunos autores clasifican los procesos de una turbina de gas como de ciclo abierto. Las turbinas de gas de ciclo abierto simple utilizan una cámara de combustión interna para suministrar calor al fluido de trabajo y las turbinas de gas de ciclo cerrado simple utilizan un proceso de transferencia para agregar o remover calor del fluido de trabajo.

El ciclo básico de Brayton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos:

- 1-2. Compresión isentrópica en un compresor.
- 2-3. Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión.
- 3-4. Expansión isentrópica en una turbina.
- 4-5. Rechazo de calor del fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o en la atmósfera.

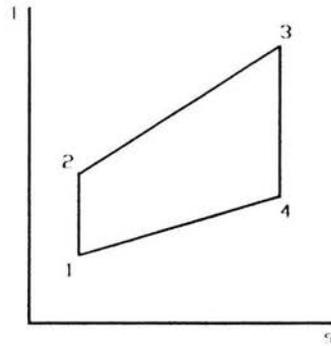


Figura 1.1 Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.

En el ciclo Brayton, el trabajo neto realizado por unidad de masa es la diferencia entre el trabajo obtenido en la expansión y el trabajo invertido en la compresión, es decir:

$$W_{neto} = W_t - W_c$$

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como:

$$W_{neto} = W_t - W_c$$

$$W_{neto} = mC_p(T_3 - T_4) - mC_p(T_2 - T_1)$$

y el calor de suministrado por unidad de masa será:

$$q_s = mC_p(T_3 - T_2)$$

la eficiencia térmica del ciclo Brayton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor suministrado:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_s}$$

la eficiencia térmica del ciclo para un gas ideal puede escribirse como:

$$\eta_{ter} = \frac{mCp_g(T_3 - T_4) - mCp_a(T_2 - T_1)}{mCp_g(T_3 - T_2)}$$

En la figura 1.2 se muestra una representación esquemática del ciclo Brayton.

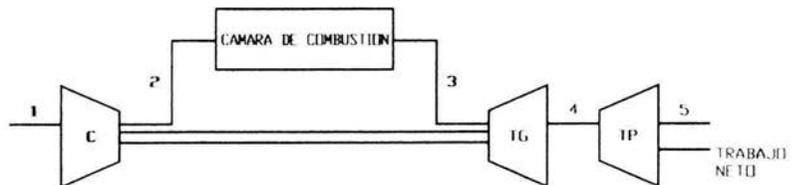


Figura 1.2 Esquema de ciclo básico de las turbinas de gas.

I.2 MODIFICACIONES AL CICLO BÁSICO EN LAS TURBINAS DE GAS

La eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal depende de la relación de compresión. Si se aumenta la relación de compresión del ciclo será necesario suministrar más calor al sistema debido a que las líneas de presión constante divergen hacia arriba y hacia la derecha en un diagrama T-s y la temperatura máxima del ciclo será mayor. Como el calor suministrado es mayor, la eficiencia térmica aumentará con la relación de presión.

Sin embargo la temperatura máxima del ciclo está limitada por los materiales con los cuales están contruidos los componentes y por lo tanto se requerirán sistemas de refrigeración más eficientes.

La eficiencia del ciclo también se ve afectada por las pérdidas en el compresor, en la turbina y en las caídas de presión en la cámara de combustión y en otros pasajes, disminuyendo en consecuencia la eficiencia del ciclo.

Es posible hacer algunas modificaciones al ciclo Brayton básico para obtener valores más favorables de eficiencia y trabajo neto.

I.3 TURBINA DE GAS CON ENFRIAMIENTO INTERNO

Esta modificación se logra comprimiendo el fluido de trabajo (aire) en dos etapas e instalando un enfriador entre ellas para sustraer parte del calor producido en la etapa de compresión. El enfriamiento interno disminuye el trabajo del segundo compresor (C_2) sin alterar el trabajo de la turbina. La representación de este proceso se muestra en las figuras 1.3 y 1.4.

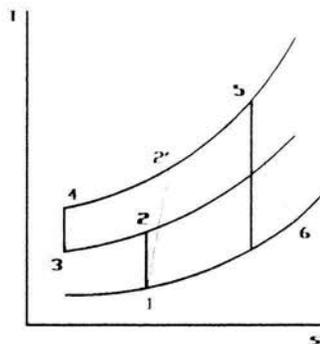


Figura 1.3 Diagrama T-s del ciclo Brayton con enfriamiento intermedio.

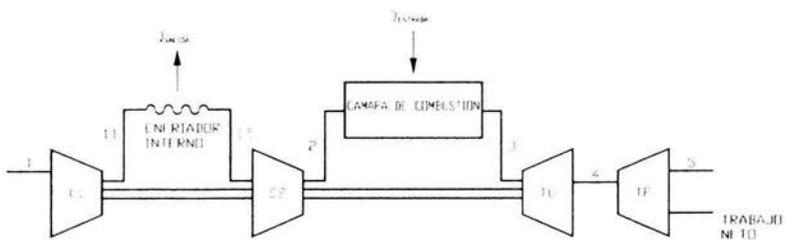


Figura 1.4 Diagrama esquemático de la turbina de gas con enfriamiento interno.

Del diagrama T-s anterior (Figura 1.3), es claro que el trabajo que debe realizar el compresor para elevar la presión desde el estado 1 hasta el estado 2' sin enfriador, es mayor que el trabajo que deben hacer los compresores con la misma eficiencia para elevar la presión del aire desde el estado 1 al 2 y del estado 3 al 4 con un enfriador de aire intermedio. Esta disminución en el trabajo total de compresión se debe a que las líneas de presión divergen hacia la derecha del diagrama T-s.

Se ha demostrado que el trabajo de compresión con enfriador es menor cuando la relación de presiones en las dos etapas es igual $\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_2}{P_1}$ y la temperatura de entrada a la segunda etapa de compresión (T_3) es igual a la temperatura (T_1).

Al tener un mejor trabajo de compresión, el trabajo neto del ciclo con enfriador será mayor que el trabajo neto del ciclo sin enfriador, siendo:

$$W_{\text{neto}(\text{sin enfriador})} = Cp_g(T_5 - T_6) - Cp_a(T_2 - T_1)$$

$$W_{\text{neto}(\text{con - enfriador})} = Cp_g(T_5 - T_6) - Cp_a((T_2 - T_1) + (T_4 - T_3))$$

como,

$$Cp_a((T_2 - T_1) + (T_4 - T_3)) < Cp_a(T_2 - T_1)$$

entonces,

$$W_{\text{neto}(\text{sin enfriador})} < W_{\text{neto}(\text{con - enfriador})}$$

Por otro lado se requiere suministrar una mayor cantidad de calor al ciclo con enfriamiento interno para aumentar la temperatura desde (T_4) hasta (T_5) que en un ciclo sin enfriador interno, donde únicamente es necesario elevar la temperatura desde (T_2) hasta (T_5).

Examinando el diagrama de presión–volumen de la figura 1.5, se muestra que el trabajo correspondiente a un proceso isotérmico, con flujo de compresión uniforme de P_1 a P_2 , es menor que el correspondiente a un proceso de compresión isentrópico entre las mismas dos presiones, el área sombreada representa la disminución en el trabajo.

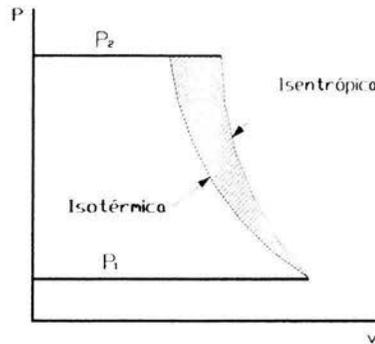


Figura 1.5 Diagrama de presión–volumen específico correspondiente a un proceso de compresión isotérmico e isentrópico.

En la figura 1.4 se muestra el diagrama esquemático correspondiente a un motor de turbina de gas con dos compresores y con enfriamiento interno entre los compresores. En el motor que aparece en esta figura, se supone que la turbina generadora de gas (TG) impulsa ambos compresores, entregándose la potencia generada por la turbina de potencia a un aparato externo (carga).

El primer compresor (C_1) comprime el aire desde la presión ambiente hasta una presión intermedia. El aire que sale del primer compresor entra en el enfriador interno, en donde se elimina el calor. En un caso ideal no tiene lugar ninguna caída de presión en el enfriador interno y la temperatura del aire cuando sale del enfriador (estado 1.5, figura 1.4) es la misma que la temperatura a la entrada del primer compresor (estado 1, figura 1.4). Desde luego que en un proceso real existe una caída de presión en el enfriador interno y la temperatura del aire que sale de este será más elevada que la temperatura

de entrada al primer compresor. El segundo compresor (C_2) completa el proceso de compresión, hasta la presión final deseada. En la figura 1.6 se ilustran tres diagramas $p-v$ correspondientes a diferentes presiones intermedias. En los tres diagramas suponemos que la temperatura de salida del enfriador interno es la misma que la de entrada al primer compresor (caso ideal).

En los tres diagramas se muestra el trabajo ahorrado mediante el empleo del enfriador interno, representándose este trabajo por el área sombreada.

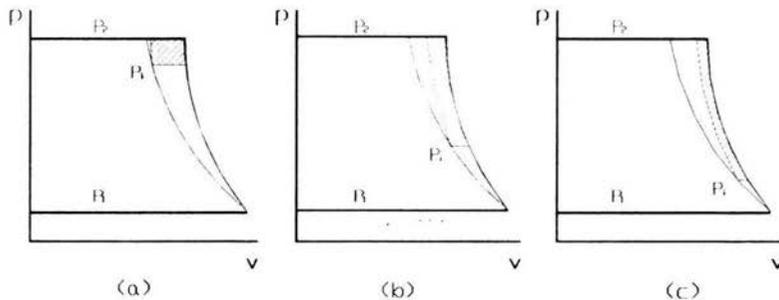


Figura 1.6 Diagramas de presión-volumen específico correspondientes a los procesos de compresión con enfriamiento interno. a) presión elevada en el enfriamiento interno. b) presión moderada en el enfriamiento interno. c) baja presión en el enfriamiento interno.

Al observar la figura 1.6 se sugiere que debe de haber una presión óptima en el enfriador interno. Para un caso ideal, se puede demostrar que esta presión óptima del enfriador interno es:

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2}$$

Debido al costo y a la complejidad que representa agregar un enfriador interno, no se utiliza más de uno, en el diseño de un motor de turbina de gas. Como el agregar un enfriador interno reduce el trabajo requerido para impulsar el compresor, y sólo cambia ligeramente el trabajo total de la turbina (la forma en que lo haga dependerá de la disposición del componente) aumentará el trabajo neto correspondiente al ciclo.

1.4 TURBINA DE GAS CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

La expansión de los gases en el ciclo Brayton puede configurarse de tal forma que se realice en dos etapas. La primera expansión ocurre en lo que se conoce como turbina de alta presión (TG) acoplada al compresor mediante un eje. Todo el trabajo desarrollado por la turbina de alta presión es consumido por el compresor. La segunda expansión tiene lugar en la turbina de baja presión o turbina de potencia (TP) acoplada a un eje diferente al de la turbina del compresor y produce el trabajo neto aprovechado en varias aplicaciones.

En el ciclo con recalentamiento intermedio se instala una segunda cámara de combustión a la salida de la turbina de alta presión para elevar la temperatura de los gases que entran a la turbina de baja presión. A continuación se muestra el diagrama termodinámico T-s y el diagrama esquemático correspondiente a este ciclo. (figura 1.7 y 1.8)

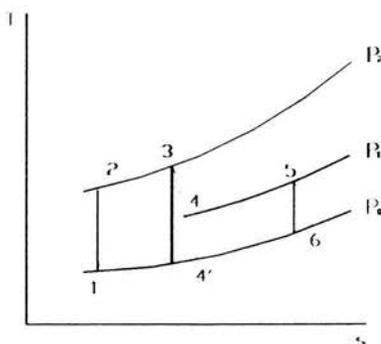


Figura 1.7 Diagrama termodinámico de las turbinas de gas con recalentamiento intermedio

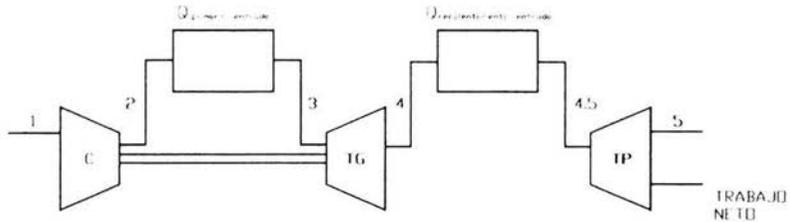


Figura 1.8 Diagrama esquemático de una turbina de gas con recalentamiento intermedio en la que la turbina de alta presión impulsa al compresor.

En la figura 1.7 se puede observar que el trabajo de compresión es el mismo para el ciclo con recalentamiento que para el ciclo sin recalentamiento y en consecuencia el trabajo desarrollado por la turbina de alta presión será también igual para los dos ciclos. Sin embargo, el trabajo desarrollado por la turbina de baja presión es claramente mayor para el ciclo con recalentamiento que para el ciclo sin recalentamiento, debido a que las líneas de presión divergen hacia la derecha en el diagrama T-s (figura 1.7) siendo mayor la diferencia entre las temperaturas (T_5) y (T_6) que entre las temperaturas (T_4) y (T_4).

El trabajo neto desarrollado por cada unidad de masa de gas en el ciclo es el trabajo desarrollado por la turbina de baja presión, e igual a:

$$W_{\text{neto(sin recalentamiento)}} = C_p p_g (T_4 - T_4)$$

$$W_{\text{neto(con recalentamiento)}} = C_p p_g (T_5 - T_6)$$

Debido a que $T_5 - T_6 > T_4 - T_4$ entonces:

$$W_{\text{neto(sin recalentamiento)}} < W_{\text{neto(con recalentamiento)}}$$

A pesar de que existe un incremento en el trabajo neto desarrollado en el ciclo con recalentamiento por cada unidad de masa de gas, una cantidad de calor adicional debe suministrarse al sistema para elevar la temperatura de los gases que salen de la turbina de alta presión.

1.5 TURBINA DE GAS CON REGENERADOR

En ocasiones se presenta que la temperatura de los gases a la salida de la turbina en un ciclo de Brayton simple siempre es mayor que la temperatura del aire a la salida del compresor. El ciclo regenerativo aprovecha esta diferencia de temperaturas para transferir en un regenerador o intercambiador de calor, energía térmica de los gases que salen de la turbina, al aire que sale del compresor.

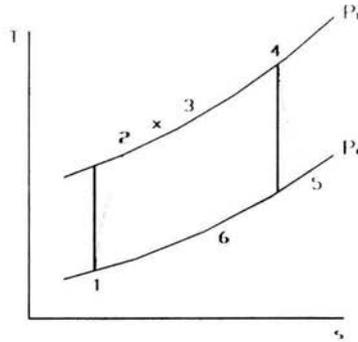


Figura 1.9 Diagrama T-s del ciclo termodinámico de la turbina de gas con regeneración.

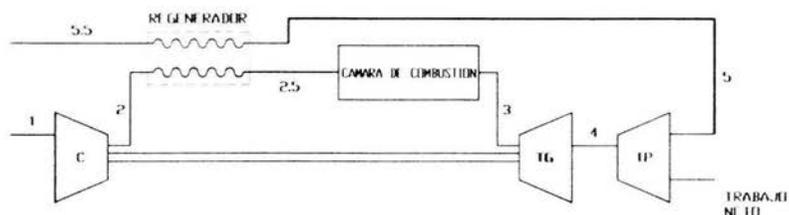


Figura 1.10 Diagrama esquemático de un motor de turbina de gas con regeneración.

En el caso representado en el diagrama T-s (Figura 1.9), la temperatura (T_5) de los gases que salen de la turbina en el estado 5 es mayor que la temperatura (T_2) del aire que sale del compresor en el estado 2. En el regenerador, los gases ceden su calor al aire comprimido desde el estado 5 hasta el estado 6 cuando son evacuados a la atmósfera. En un caso ideal, el aire comprimido en el estado 2 tendrá la misma temperatura de los gases en el estado 6 y de igual manera la temperatura del aire en el estado 3 será la misma que la de los gases en el estado 5. En consecuencia, el calor suministrado en la cámara de combustión será únicamente el necesario para elevar la temperatura de (T_3) a (T_4) y no de (T_2) a (T_4).

El trabajo neto desarrollado en el ciclo regenerativo 1-2-3-4-5-6, es el mismo que en el ciclo Brayton simple 1-2-4-5 ya que el trabajo realizado por el compresor y el trabajo producido por la turbina no varía en los dos casos. Sin embargo, al requerirse un menor calor de adición para elevar la temperatura al valor máximo del ciclo (T_4), se obtendrán eficiencias térmicas más favorables para el ciclo regenerativo.

Siendo,

$$\eta_{\text{per}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_s}$$

$$W_{\text{neto(con - regeneración)}} = W_{\text{neto(sin regeneración)}}$$

$$q_s(\text{con - regeneración}) < q_s(\text{sin regeneración})$$

En el caso ideal, se considera que una diferencial infinitesimal en la diferencia de temperatura es suficiente para que el calor fluya en el regenerador de los gases que salen de la turbina al aire que sale del compresor. En el caso real, se requiere más que una pequeña diferencia y por lo tanto no se puede decir que (T_3) es igual a (T_3) , ni que (T_2) es igual a (T_6) . La diferencia de temperaturas $(T_3 - T_x)$ requerida por el regenerador para transferir energía térmica de un fluido al otro define su eficiencia como:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{h_x - h_2}{h_5 - h_2}$$

o bien:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{m_a C_{p_a} (T_x - T_2)}{m_g C_{p_g} (T_5 - T_2)}$$

Si el flujo másico y los calores específicos del aire y el gas se suponen similares, es decir, $m_a \cong m_g$ y $C_{p_a} \cong C_{p_g}$, entonces:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{T_x - T_2}{T_5 - T_2}$$

Entre mayor sea la diferencia de temperaturas $(T_3 - T_2)$, menor será la diferencia $(T_3 - T_1)$ y en consecuencia la eficiencia del regenerador será menor.

La selección del regenerador o intercambiador de calor debe ser un ejercicio cuidadoso ya que la eficiencia de éste puede mejorarse aumentando el área de transferencia y en consecuencia la caída de presión será mayor perjudicando así la eficiencia térmica del ciclo.

CAPITULO II

CICLO BRAYTON MODIFICADO

II.1 TURBINA DE GAS CON PRE-ENFRIAMIENTO DE AIRE

En este sistema propuesto que utiliza un ciclo Brayton simple, el aire de la atmósfera es enfriado antes de entrar al compresor, utilizando un enfriador adiabático, por medio de un sistema similar al llamado "cooler", de esta manera la cantidad de masa de aire que se comprime es mayor aumentando el trabajo de la turbina.

Se ha visto que para un ciclo básico ideal con temperaturas fijas de entradas al compresor y a la turbina, existe una relación óptima de presiones que da el trabajo neto máximo, aumentando la relación de presiones óptimas a medida que aumenta la relación entre la temperatura de entrada a la turbina y la temperatura de entrada al compresor.

En la figura 2.1 se muestra el diagrama esquemático de este ciclo.

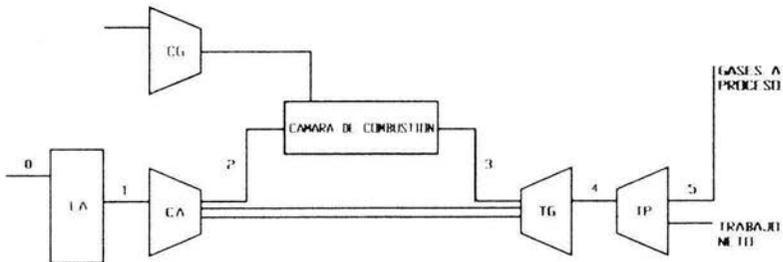


Figura 2.1 Diagrama esquemático del ciclo Brayton con pre-enfriamiento de aire.

En un ciclo real, tomando en cuenta la fricción, las pérdidas de presión que se producen en la cámara de combustión, etc. ($\eta_c < 100\%$, $\eta_t < 100\%$) la relación de presiones a la que se produce el trabajo neto máximo esta por debajo del resultado de la siguiente ecuación la que supone un ciclo frío ideal.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{k/2(k-1)} \quad \text{ec. 2.1}$$

Esto muestra que la relación de presiones para el trabajo neto máximo aumenta cuando se eleva la temperatura de entrada a la turbina, con una temperatura fija a la entrada del compresor. La temperatura de entrada al compresor está determinada por las condiciones atmosféricas y para este ciclo propuesto por el enfriador adiabático también.

La temperatura del aire en la atmósfera varía durante el transcurso del año y del día, siendo esta más elevada durante las estaciones de primavera y verano y bajando en las estaciones de otoño e invierno, así como también la temperatura del aire aumenta en las horas en que el sol se encuentra en su cenit y bajando considerablemente al anochecer y en la madrugada. El enfriador adiabático lleva el aire desde su temperatura de bulbo seco bajándola hasta la temperatura de bulbo húmedo a la entrada del compresor, a la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo se le conoce como *depresión del bulbo húmedo*³.

La mínima temperatura a la cual el aire se puede enfriar es la temperatura de vaporización del agua conocida como *temperatura de vaporización adiabática*. Esta temperatura se alcanza cuando el aire se ha saturado totalmente.

El proceso de *saturación adiabática* se lleva a cabo, haciendo pasar el aire a través de filtros para eliminar impurezas tales como polvo, sólidos, ceniza, etc.; después el aire pasa a través de una serie de celdas las cuales están completamente húmedas para finalmente pasar por unas persianas en donde estas decantan el exceso de humedad.

³ Eduardo Hernández Goribar, *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, Limusa, 5^o. Ed. 1984.

A continuación se muestra en la figura 2.2 un diagrama esquemático del flujo de aire pasando por el enfriador adiabático hasta antes del compresor.

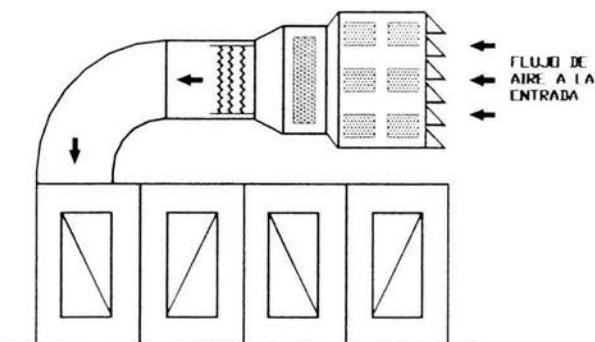


Figura 2.2 Diagrama esquemático del flujo de aire a través del enfriador adiabático.

Con una temperatura de bulbo húmedo a la entrada del compresor, la densidad del aire aumenta, aumentando también la cantidad de masa que entra al compresor. Esto se puede comprobar matemáticamente por medio de la siguiente ecuación:

$$P = \varphi RT \quad \text{ec. 2.2}$$

en donde:

P_{atm} = presión atmosférica

φ = densidad del aire

R = constante particular del aire $0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

T = temperatura

despejando la densidad del aire (ρ) tenemos que:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P_{\text{aire}}}{RT} \tag{ec. 2.3}$$

Tomando como ejemplo real la carta psicrométrica de la figura 2.3 podemos observar la depresión de bulbo húmedo.

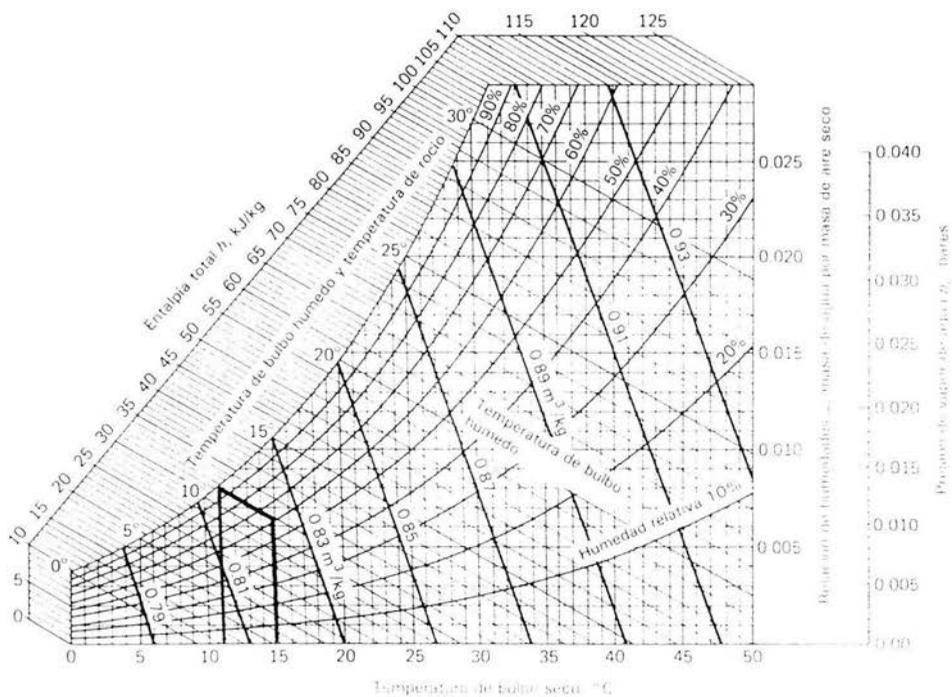


Figura 2.3 Carta psicrométrica ejemplificando la depresión de bulbo húmedo real

Sustituyendo los valores correspondientes a la presión atmosférica, la constante particular del aire, y la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo respectivamente en la ecuación 2.3 se observa que efectivamente la densidad aumenta al pasar a través del enfriador adiabático.

$$\rho_{\text{aire } T_{bs}} = \frac{0.77}{(0.287)(15 + 273.15)} = 9.31 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{aire } T_{bh}} = \frac{0.77}{(0.287)(11 + 273.15)} = 9.44 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Aunque la densidad aumenta de una forma muy significativa, debemos recordar que la turbina de gas se mantiene funcionando durante las 24 horas durante casi la totalidad del año, ya que existe un paro total programado semestralmente para realizar el mantenimiento. Este mantenimiento dura cuatro días, en este tiempo se calibran y revisan los equipos de medición de todos los parámetros eléctricos, térmicos, mecánicos y de seguridad. Se cambian las piezas que hayan sufrido algún tipo de desgaste así como también, se realiza una limpieza general.

Considerando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de este caso y teniendo como dato la temperatura promedio de salida de la cámara de combustión ($T_3 = 740^\circ\text{C}$), el trabajo neto máximo estará dado por la ecuación:

$$W_{\text{neto}} = C_p \left[T_3 + T_1 - T_2 - \left(\frac{T_3}{T_2} \right) (T_1) \right] \quad \text{ec. 2.4}$$

en donde:

$$T_2 = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad \text{ec. 2.5}$$

Sustituyendo e interpolando los valores de C_p para la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo de la tabla A.1 Propiedades del aire seco a 1 atm (SI) del apéndice en las ecuaciones 2.4 y 2.5, podemos obtener el trabajo neto máximo sin y con el enfriador adiabático.

Sustituyendo los valores correspondientes a la temperatura de bulbo seco tendremos que:

$$T_{2bs} = \sqrt{(15 + 273.15)(740 + 273.15)} = 540.31 \text{ K}$$

entonces el trabajo neto máximo será:

$$W_{neto bs} = 29.09389 \left[1013.15 + 288.15 - 540.3139573 - \left(\frac{1013.15}{540.3139573} \right) (288.15) \right]$$

$$W_{neto bs} = 6420.20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ahora sustituyendo los valores correspondientes a la temperatura de bulbo húmedo tendremos que:

$$T_{2bs} = \sqrt{(11 + 273.15)(740 + 273.15)} = 536.55 \text{ K}$$

entonces el trabajo neto máximo será:

$$W_{neto bs} = 29.09149 \left[1013.15 + 284.15 - 536.5506244 - \left(\frac{1013.15}{536.5506244} \right) (284.15) \right]$$

$$W_{neto bs} = 6522.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Examinando el diagrama T-s de la figura 2.4, se puede apreciar el aumento de trabajo correspondiente a un ciclo Brayton con pre-enfriamiento de aire a la entrada del compresor por medio de un enfriador adiabático.

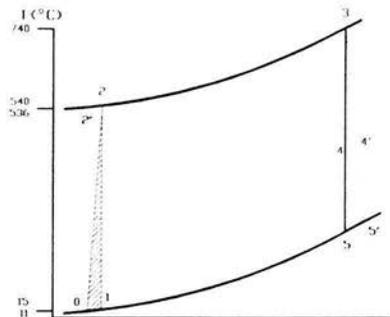


Figura 2.4 Diagrama T-s correspondiente a un ciclo Brayton con pre-enfriamiento de aire.

En base a los resultados obtenidos de este análisis se puede observar que el trabajo neto máximo realizado por la turbina de gas es mayor cuando la temperatura de entrada al compresor es menor, entonces el enfriador adiabático que se estudia en este trabajo demostrará ser una ventaja técnica, además de estudiar el beneficio económico en posteriores capítulos.

II.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LA TURBINA DE GAS ANALIZADA

Esta turbina de gas se encuentra operando teniendo como cliente a una de las principales industrias alimenticias del país: MINSA, esta sociedad-proyecto llamado MICASE pertenece a Grupo ENDESA, Cogeneración y Renovables, se encuentra localizada en Tlalnepanitla, Edo. de México. Esta planta de cogeneración entró en explotación en febrero del año 2000 añadiendo tiempo después el enfriador adiabático.

Esta turbina de gas tiene una potencia instalada de 10.7 MW (ISO), consumiendo MINSA solamente 3.5 MW, el resto entra a la red eléctrica del país.

Las industria alimenticia ha desarrollado mecanismos que retardan el deterioro de los productos. Uno de estos procesos es el pre-cocinado parcial que tiene como finalidad reducir la cantidad de bacterias presentes en el mismo y mejorar su comodidad de uso para los consumidores y para su almacenamiento a corto plazo.

El grano de maíz se sumerge en un baño de agua hirviendo llamado escaldadura. El tiempo necesario para esta operación depende de la cantidad de grano del lote. Este proceso tiene la finalidad de desactivar la acción de las enzimas naturales del producto fresco.

A continuación el grano de maíz se muele y se seca o deshidrata. Este proceso elimina el agua que contiene, lo que permite almacenar la harina de maíz a temperatura ambiente.

El proceso de cogeneración que realiza esta turbina de gas es el de alimentar los gases producto de la combustión para la utilización directa en el secado de la harina de maíz.

II.3 COMPONENTES PRINCIPALES DE LA TURBINA DE GAS ANALIZADA

La turbina de gas, el generador, el compresor de aire y el compresor de combustible, así como también todos los sistemas de lubricación, arranque y control, están montados sobre un bastidor o patín con una longitud total de 14.32 m (47 pies) y un ancho de 2.89 m (9.5 pies). El enfriador adiabático se encuentra situado sobre un armazón metálico arriba del encabinado del conjunto de la turbina de gas.

TURBINA DE GAS

La turbina de gas MARS 100S-15002 es una unidad de dos ejes, velocidad variable y flujo axial. En el extremo delantero un soporte ajustable de acero soporta a la turbina sobre el patín, mientras que en el extremo posterior dos

monturas de muñón soportan a la turbina. El ducto de entrada de aire a la turbina, ubicado en el extremo delantero del conjunto generador, esta empernado al conjunto de entrada de aire a la turbina, mientras que el colector de escape está empernado a la carcasa de la sección de la turbina, en el extremo externo del conjunto generador.

Todo el conjunto consta de:

- Conjunto de entrada de aire
- Conjunto del compresor de la turbina
- Conjunto de la cámara de combustión
- Conjunto de la turbina
- Colector de escape
- Eje motor de impulso
- Tipo: de reacción
- Número de etapas: 2

COMPRESOR DE AIRE

El conjunto del compresor incluye el conjunto de la carcasa del compresor y el conjunto del rotor del compresor. El conjunto de la carcasa del compresor consta de la caja delantera del compresor con conjuntos de álabes directores variables, y de la caja posterior del compresor con los conjuntos estatóricos fijos. Las cajas están divididas a lo largo del plano vertical, y una u otra mitad de carcasa se puede desmontar para el mantenimiento o la inspección.

Características técnicas:

- Tipo: Axial
- Número de etapas: 15
- Relación de compresión: 17 : 1
- Flujo (nominal): 38.7 kg/s (85.3 lb/s)
- Velocidad: 10,745 rpm

CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El conjunto de la cámara de combustión de tipo anular incluye 21 inyectores de combustible , válvula de aire purgado, 17 termopares de la entrada a la tercera etapa, el soporte de las toberas de la turbina y el conjunto de quemador/bujía de encendido.

COMPRESOR DE GAS

Este es un compresor tipo horizontal de cilindros opuestos de doble efecto y con crucetas para instalación fija llevando una línea de 2 cilindros, cada línea se acciona por medio de dos muñequillas defasadas 180°. Este tipo de compresor esta perfectamente equilibrado puesto que los 2 pistones de cada línea se desplazan en sentido inverso.

Este compresor de la marca ABC (Arizaga Bastarrica y CIA, S.A.) España, eleva la presión del combustible desde 10 bar hasta 27 bar, a una velocidad de 380 rpm y contando con una potencia de 390/285 hp.

GENERADOR

La turbina de gas impulsa al generador a través del conjunto de la caja de reducción a 800 rpm (para unidades de 60 Hz). El generador es de tipo trifásico con excitatriz sin escobillas y campo giratorio y se tiene disponible varias capacidades de voltaje de salida.

Los componentes principales mostrados en el dibujo de la figura 2.5 que se muestra a continuación son:

1. Estación de control principal
2. Admisión de aire
3. Turbina Mars 100S-15002
4. Conducto de descarga de gases
5. Sistema reductor de velocidad
6. Generador
7. Estación de monitoreo de la caja de distribución
8. Estación de control de la caja de distribución

En la figura 2.5 podemos observar el dibujo de esta turbina conjuntamente con el generador.

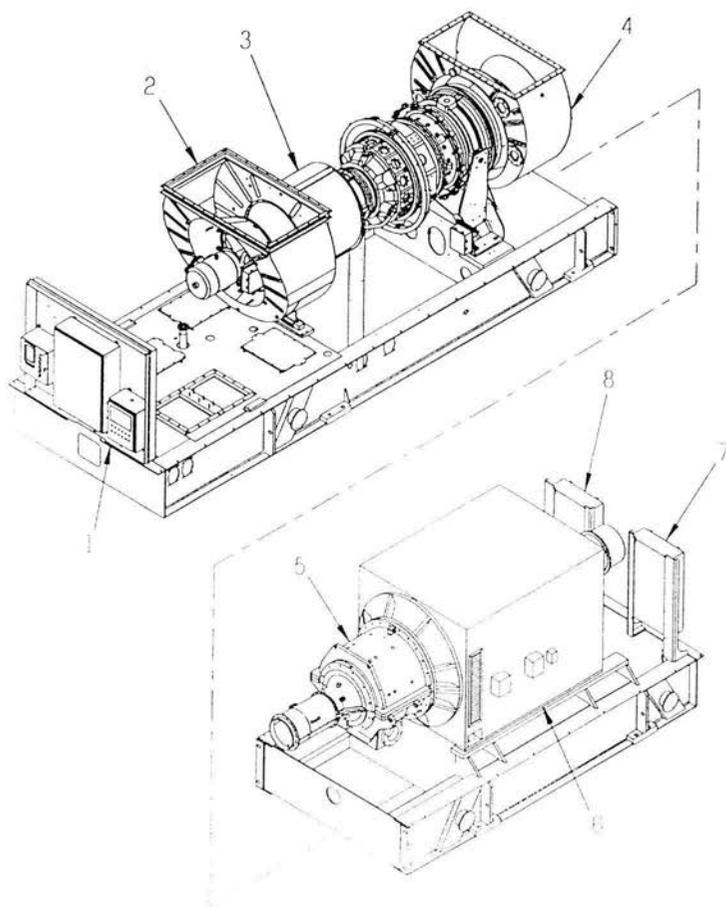


Figura 2.5 Conjunto de turbina de gas MARS 100S-15002 y generador.

CAPITULO III

ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y EXERGETICO DEL CICLO BRAYTON MODIFICADO

III.1 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LA TURBINA DE GAS CON PRE-ENFRIAMIENTO DE AIRE

En este capítulo se desarrollará el análisis termodinámico del ciclo Brayton con pre-enfriamiento de aire, con el objeto de determinar las ventajas técnicas del enfriador adiabático en esta modalidad del ciclo de turbina de gas.

Las condiciones y parámetros de operación de la turbina de gas son:

Compresor	Admisión	Descarga
$\eta_c = 85 \%$	$T_{1Tbs} = 15^\circ\text{C} = 288.15\text{ K}$ $T_{1Tbh} = 11^\circ\text{C} = 284.15\text{ K}$ $P_1 = 0.77\text{ bar}$	$T_{2Tbs} = 540.31\text{ K}$ $T_{2Tbh} = 536.55\text{ K}$ $P_2 = 17\text{ bar}$
Turbina $\eta_t = 90 \%$	$T_3 = 740^\circ\text{C} = 1013.15\text{ K}$	$T_5 = 773.15\text{ K}$
Cámara de combustión $\eta_{cc} = 99 \%$		
Combustible	Gas Natural	
Poder calorífico	$PC_{gr} = 37.8119 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$	
Densidad del gas natural	$\rho_{gn} = 0.81 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3}$	
Relación aire/combustible estequiométrica	$A/C_{Est} = 13.8 \frac{\text{kg}_{aire}}{\text{Nm}^3}$	
Propiedades del aire y gases	$C_{pTbs} = 29.09389 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$ $C_{pTbh} = 29.09149 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$ $\varphi_{aireTbs} = 9.3108 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $\varphi_{aireTbh} = 9.4419 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $n = 1.1111$	

Con las condiciones y parámetros de operación dados se harán los cálculos necesarios primeramente para la condición de entrada de la temperatura de bulbo seco y segundo para la condición de entrada de la temperatura de bulbo húmedo al compresor y así, poder comparar los resultados obtenidos.

Generación eléctrica

$$\frac{W_N}{CpT_1} = \eta_c \left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{1}{r_{f_{\text{comb}}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left(r_{f_{\text{comp}}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad \text{ec. 3.1}$$

$$r_{f_{\text{comb}}} = \left(\frac{T_3}{T_5} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{ec. 3.2}$$

$$r_{f_{\text{comp}}} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{ec. 3.3}$$

sustituyendo valores en las ecuaciones 3.2 y 3.3

$$r_{f_{\text{comb}}} = \left(\frac{1013.15}{773.15} \right)^{1.1111} = 14.93$$

$$r_{f_{\text{comp}}} = \frac{17}{0.77} = 22.07$$

$$r_{f_{\text{comb}}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1.31$$

$$r_{f_{\text{comp}}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1.36$$

sustituyendo estos valores en la ecuación 3.1

$$\frac{W_N}{C_p T_1} = 0.90 \left(\frac{1013.15}{288.15} \right) \left(1 - \frac{1}{1.310418} \right) - \frac{1}{0.85} (1.362642 - 1)$$

$$\frac{W_N}{C_p T_1} = 0.32$$

$$W_N = (0.3229711605)(29.09389)(288.15)$$

$$W_N = 2707.59 \frac{kJ}{kg}$$

la potencia eléctrica requerida es:

$$\dot{E}_{REQ} = 10.7 \text{ MW}$$

considerando una eficiencia del generador eléctrico de 94 %

$$\dot{E}_1 = \frac{\dot{E}_{REQ}}{\eta \cdot \eta_g} \quad \text{ec. 3.4}$$

sustituyendo los valores en la ecuación 3.4

$$\dot{E}_1 = \frac{10700.00}{(0.90)(0.94)} = 12647.75 \text{ kW}$$

El flujo de aire que debe manejar la turbina es:

$$\dot{V}_{\text{aire}} = \frac{\dot{E}_1}{W_N} \quad \text{ec. 3.5}$$

sustituyendo valores en la ecuación 3.5 entonces el flujo de aire necesario que debe manejar la turbina es:

$$\dot{V}_{aire} = 4.67 \frac{kg}{s}$$

Trabajo de la turbina y del compresor

$$W_{tg} = \eta_t \left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{1}{r_{comp}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right) (C_p \cdot T_1) \quad \text{ec. 3.6}$$

$$W_{tg} = 6284.27 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{tg} = 29355.15 \text{ kW}$$

$$W_c = \frac{1}{\eta_c} \left(r_{comp}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right) (C_p \cdot T_1) \quad \text{ec. 3.7}$$

$$W_c = 3576.67 \frac{kJ}{kg}$$

Calor suministrado

$$q_c = \frac{C_p(T_3 - T_2)}{\eta_c} \quad \text{ec. 3.8}$$

para la temperatura T_2 se tomarán en cuenta los cálculos realizados en la ecuación 2.5 del capítulo II tanto para la temperatura de bulbo seco como para la temperatura de bulbo húmedo respectivamente, de esta manera, sustituyendo los valores correspondientes a este análisis en la ecuación 3.8 tenemos que:

$$q_s = \frac{29,09389(1013,15 - 540,3139573)}{0,99} = 13895,59 \frac{kJ}{kg}$$

El calor suministrado al sistema será:

$$\underline{Q_s} = \dot{V}_{aire} \bullet q_s \quad \text{ec. 3.9}$$

sustituyendo

$$Q_s = (4,67120852)(13895,59577) = 64909,22 \text{ kW,}$$

Calor rechazado

$$Q_r = Q_s - W_{ig} \quad \text{ec. 3.10}$$

$$Q_r = 35554,07 \text{ kW}$$

Flujo de combustible

$$m_{comb} = \frac{q_s}{PC_{GS}} \quad \text{ec. 3.11}$$

sustituyendo los valores del poder calorífico y el calor suministrado q_s , en la ecuación 3.11 tenemos que la masa del combustible es:

$$m_{comb} = \frac{13895,59577}{378119} = 0,036 \frac{Nm^3}{kg_{aire}}$$

$$\dot{V}_{comb} = \dot{V}_{aire} \bullet m_{comb} \quad \text{ec. 3.12}$$

sustituyendo valores en la ecuación 3.12

$$F_{comb} = 0.171 \frac{Nm^3}{s}$$

$$F_{comb} = 617.98 \frac{Nm^3}{h}$$

$$F_{comb} = 0.138 \frac{kg}{s}$$

Flujo de gases

$$F_{gases} = F_{aire} + F_{comb} \quad \text{ec. 3.13}$$

$$F_{gases} = 4.810 \frac{kg}{s}$$

Exceso de aire

$$E_{aire} = \frac{1}{m_{comb} \cdot A_{C_{CO}}} \quad \text{ec. 3.14}$$

$$E_{aire} = \frac{1}{(0.03674)(13.8)} = 1.97184$$

$$E_{aire} = 197.184 \%$$

Temperatura de los gases a la salida de la turbina

$$T_{5s} = T_3 \cdot \frac{1}{r_{pmax}^{\frac{\gamma}{n-1}}} \quad \text{ec. 3.15}$$

sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.15 entonces:

$$T_{5s} = 773.15 \text{ K}$$

$$T_5 = T_3 - \eta(T_3 - T_{5s}) \quad \text{ec. 3.16}$$

$$T_5 = 797.15 \text{ K}$$

La temperatura de salida de la turbina resulta la adecuada para secar la harina de maíz.

Eficiencia del ciclo

$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{W_{Nw}}{q_s} \quad \text{ec. 3.17}$$

$$\eta_{\text{CICLO}} = 0.1948 \approx 19.48\%$$

Realizando las mismas operaciones para las ecuaciones 3.1 a 3.17 utilizando como temperatura de entrada al compresor T_1 la temperatura de bulbo húmedo y tomando la temperatura T_2 como la temperatura de la ecuación 2.5 del capítulo II correspondiente a la del bulbo húmedo, en la siguiente tabla de resultados III.1, se podrán apreciar las ventajas técnicas en las diferentes etapas del proceso de generación de energía eléctrica por medio de una turbina de gas con enfriador adiabático.

Tabla de resultados III.1

Sin enfriador adiabático	Con enfriador adiabático
$T_{bs} = 288.15 \text{ K}$	$T_{bh} = 284.15 \text{ K}$
$W_N = 2707.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$W_N = 2757.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$W_{ge} = 6284.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$W_{ge} = 6283.75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$W_c = 3576.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$W_c = 3526.73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$E_{REQ} = 10.7 \text{ MW}$	$E_{REQ} = 10.7 \text{ MW}$
$E_1 = 12647.75 \text{ kW}$	$E_1 = 12647.75 \text{ kW}$
$F_{aire} = 4.671 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$F_{aire} = 4.587 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$q_s = 13895.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_s = 14005.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$Q_s = 64909.22 \text{ kW}_t$	$Q_s = 64247.70 \text{ kW}_t$
$Q_r = 35554.07 \text{ kW}$	$Q_r = 35421.15 \text{ kW}$
$m_{comb} = 0.0367 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{aire}}$	$m_{comb} = 0.0370 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{aire}}$
$F_{comb} = 0.1716 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}}$	$F_{comb} = 0.1699 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}}$
$F_{comb} = 617.98 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$	$F_{comb} = 611.69 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$
$F_{comb} = 0.1387 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$F_{comb} = 0.1373 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$F_{gases} = 4.8100 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$F_{gases} = 4.7248 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$E_{aire} = 1.971842589 \approx 197.184 \%$	$E_{aire} = 1.956433879 \approx 195.643 \%$
$T_{Ss} = 773.15 \text{ K}$	$T_{Ss} = 773.15 \text{ K}$
$T_s = 797.15 \text{ K}$	$T_s = 797.15 \text{ K}$
$\eta = 19.48 \%$	$\eta = 19.68 \%$

Como se puede analizar en la tabla de resultados III.1 anterior, con los valores obtenidos en el caso en que el enfriador adiabático, enfría el aire a la temperatura de bulbo húmedo a la entrada del compresor, podemos decir que aporta las ventajas técnicas que esperábamos al principio del análisis. Esta es principalmente, un trabajo significativamente mayor en el ciclo, por lo tanto, el uso de un enfriador adiabático se ve reflejado en los ahorros económicos de la empresa.

A continuación se muestran la tabla III.2 y la figura 3.1 en las que se puede apreciar el trabajo realizado por la turbina de gas con y sin enfriador adiabático a las diferentes temperaturas promedio de la Ciudad de México.

Tabla III.2

T_{bs} (°C)	T_{bh} (°C)	$W_{N\text{ seco}}$ (kJ/kg)	$W_{N\text{ húmedo}}$ (kJ/kg)	$W_{N\text{ húmedo}} - W_{N\text{ seco}}$ (kJ/kg)
0	-1.5	2893.09	2911.66	18.56
5	3.2	2831.19	2853.47	22.28
10	7.5	2769.37	2800.25	30.88
15	11	2707.59	2757.02	49.42
20	16.5	2645.89	2689.06	43.16
25	21.5	2584.22	2627.39	43.17
30	26	2522.64	2571.88	49.24
32	27.5	2498.02	2553.40	55.37

NOTA: Existe un rango de temperaturas óptimas en las que el trabajo del ciclo es mayor porque el trabajo del compresor disminuye con la variación de la temperatura del medio ambiente.

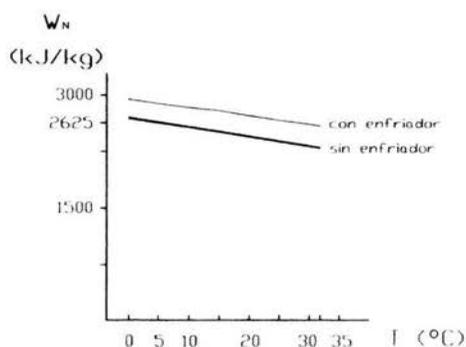


Figura 3.1 Comportamiento del trabajo con relación a la temperatura en la Cd. de México con y sin enfriador adiabático.

III.2 ANÁLISIS EXERGETICO DE LA TURBINA DE GAS CON PRE-ENFRIAMIENTO DE AIRE

La exergía, término introducido en 1956 por el yugoslavo Z. Rant, es la porción de energía que puede ser transformada en trabajo mecánico, la parte restante, sin una utilidad práctica, recibe el nombre de anergía.

La exergía es la medida cuantitativa de la máxima cantidad de trabajo que puede obtenerse de un desequilibrio entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea, o entorno; determina de forma cuantitativa el valor termodinámico de cualquier recurso y permite analizar rigurosamente el desperdicio de los recursos en las actividades de una sociedad, estableciendo pautas cuantitativas para su ahorro y uso eficiente.

El mayor contenido de exergía en un determinado tipo de energía será lo más valioso desde el punto de vista tecnológico y económico.

La ecuación básica que se utiliza para calcular la exergía es la siguiente:

$$b = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad \text{ec. 3.18}$$

Con esta ecuación se calculará la pérdida de exergía en el ciclo, en los procesos en los que el aire pasa a través del enfriador adiabático (0-1), el compresor (1-2), la cámara de combustión (2-3), y la turbina (3-5), así como también se calculará la pérdida de exergía en el ciclo sin enfriador adiabático, comenzando por el compresor (1-2), cámara de combustión (2-3) y de la turbina (3-5). Para efecto de simplicidad en los cálculos el fluido de trabajo será tomado como aire a la salida de la cámara de combustión y a la salida de la turbina.

Utilizando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo que se han utilizado durante el análisis de la turbina de gas y utilizando la tabla A.1 del apéndice para obtener la entalpía y la entropía para cada temperatura durante los diferentes procesos, tenemos que:

Con enfriador adiabático

Enfriador adiabático (0-1)

$$T_0 = 15 \text{ °C} = 288.15 \text{ K}$$

$$h_0 = -409.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_0 = 193.00 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_1 = 11 \text{ °C} = 284.15 \text{ K}$$

$$h_1 = -525.37 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_1 = 192.59 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (-525.3765 + 409.0165) - 288.15(192.595715 - 193.004115) = 1.320$$

dividiendo entre el peso molar del aire, $PM_{\text{aire}} = 28.97 \frac{\text{kg}}{\text{kgmol}}$

$$b = \frac{1.32046}{28.97} = 0.045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 0.045 kJ por cada kg de aire que pasa a través del enfriador adiabático.

Compresor (1-2)

$$T_1 = 11 \text{ °C} = 284.15 \text{ K}$$

$$h_1 = -525.37 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_1 = 192.59 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_2 = 263.40 \text{ }^\circ\text{C} = 536.55 \text{ K}$$

$$h_2 = 6908.21 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_2 = 211.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (6908.215251 + 525.3765) - 284.15(211.28849 - 192.595715) = 2122.039$$

$$b = 73.24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 73.24 kJ por cada kg de aire que pasa a través del compresor.

Cámara de combustión (2-3)

$$T_2 = 263.40 \text{ }^\circ\text{C} = 536.55 \text{ K}$$

$$h_2 = 6908.21 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_2 = 211.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_3 = 1013.15 \text{ K}$$

$$h_3 = 21979.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_3 = 231.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (21979.72 - 6908.21) - 536.55(231.28 - 211.28) = 4342.53$$

$$b = 149.89 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 149.89 kJ por cada kg de aire que pasa a través de la cámara de combustión.

Turbina (3-5)

$$T_3 = 1013.15 \text{ K}$$

$$h_3 = 21979.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_3 = 231.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_5 = 524 \text{ °C} = 797.15 \text{ K}$$

$$h_5 = 14961.80 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_5 = 223.50 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (14961.80 - 21979.72) - 1013.15(223.50 - 231.28) = 869.13$$

$$b = 30.001 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 30.001 kJ por cada kg de aire que pasa a través de la turbina de gas.

Ahora se calculará la exergía perdida cuando el aire pasa solamente por el compresor desde su temperatura de bulbo seco como en un ciclo de turbina de gas básico.

Sin enfriador adiabático

Compresor (1-2)

$$T_1 = 15 \text{ °C} = 288.15 \text{ K}$$

$$h_1 = -409.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_1 = 193.00 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_2 = 267.163 \text{ °C} = 540.31 \text{ K}$$

$$h_2 = 7021.24 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_2 = 211.49 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (7021.246975 + 409.0165) - 288.15(211.4993304 - 193.004115) = 2100.867$$

$$b = 72.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 72.51 kJ por cada kg de aire que pasa a través del compresor.

Cámara de combustión (2-3)

$$T_2 = 267.16 \text{ }^\circ\text{C} = 540.31 \text{ K}$$

$$h_2 = 7021.24 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_2 = 211.49 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_3 = 1013.15 \text{ K}$$

$$h_3 = 21979.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_3 = 231.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (21979.72 - 7021.24) - 540.31(231.28 - 211.49) = 4268.17$$

$$b = 147.33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 147.33 kJ por cada kg de aire que pasa a través de la cámara de combustión.

Turbina (3-5)

$$T_3 = 1013.15 \text{ K}$$

$$h_3 = 21979.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_3 = 231.28 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$T_5 = 524 \text{ }^\circ\text{C} = 797.15 \text{ K}$$

$$h_5 = 14961.80 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$S_5 = 223.50 \frac{\text{kJ}}{\text{molK}}$$

$$b = (14961.80 - 21979.72) - 1013.15(223.50 - 231.28) = 869.13$$

$$b = 30.001 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}}$$

La exergía perdida es de 30.001 kJ por cada kg de aire que pasa a través de la turbina de gas.

Como se puede observar la exergía perdida es mayor cuando se utiliza el enfriador adiabático, esto es porque el fluido pierde parte de su capacidad de producir trabajo siempre que pasa por un proceso cualquiera.

El trabajo del ciclo aumenta aún cuando se pierde mayor exergía con el enfriador adiabático, porque la cantidad de masa de aire que entra al compresor es mayor disminuyendo también, el trabajo de este.

Podemos observar los datos obtenidos en este análisis en la tabla de resultados III.3 que a continuación se muestra.

Tabla de resultados III.3

Proceso	Sin enfriador adiabático		Con enfriador adiabático	
	Exergía $\left(\frac{kJ}{kg_{aire}}\right)$	Exergía Perdida (%)	Exergía $\left(\frac{kJ}{kg_{aire}}\right)$	Exergía Perdida (%)
Enfriador adiabático (0-1)	----	0	0.045	0.017
Compresor (1-2)	72.51	29.02	73.24	28.92
Cámara de combustión (2-3)	147.33	58.96	149.89	59.20
Turbina (3-5)	30.001	12.008	30.001	11.849
Total	249.841	100	253.176	100

Los porcentajes de las pérdidas de exergía obtenidas en este análisis son congruentes, basándose en la experiencia del estudio de otros ciclos de turbina de gas estudiados con anterioridad. El porcentaje de la exergía destruida en el proceso en que el fluido de trabajo pasa por el enfriador adiabático es prácticamente despreciable, tomando en cuenta el aumento de trabajo del ciclo utilizando el enfriador adiabático, entonces, el uso de este demuestra ser una ventaja técnica por demás favorable.

CAPITULO IV

ANÁLISIS DEL CICLO COMBINADO

IV.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE SISTEMA DE COGENERACIÓN

Como se mencionó en capítulos anteriores, se ha podido establecer el potencial de trabajo que la instalación de turbina de gas con un enfriador adiabático presenta, atendiendo a los valores de las capacidades térmica y eléctrica, considerando las posibilidades de ahorro de energía existentes.

En el caso de proyectos nuevos en los que la cogeneración es una parte del proyecto general, es importante que la selección del esquema propuesto no se vea impactada por restricciones de espacio como en este caso particular.

Su programación contempla la satisfacción de las necesidades de instalación y del entorno que le rodea, en función de la posible exportación de energía hacia otros usuarios o al servicio público, atendiendo a la infraestructura que existe, involucrando de manera importante a varias entidades.

En este caso, el sistema de cogeneración implica una adaptación, y por lo tanto, un análisis termodinámico necesario para considerar una mejora económica exportando los excedentes de energía.

En general, la mayoría de los empresarios tienen interés por satisfacer sus necesidades de energía de proceso, existe la alternativa además de convertirse en productor de electricidad, atendiendo en un principio satisfacer totalmente sus necesidades térmicas, y en función de esto, ampliar su capacidad de generación eléctrica.

Así pues, resulta atractivo instalar un sistema de cogeneración para este caso, logrando una satisfacción térmica al 100% contando además con excedentes eléctricos.

IV.2 GENERACIÓN DE VAPOR CON EL EQUIPO ACTUAL

Se puede satisfacer la demanda térmica del proceso en la producción de harina de maíz en donde los gases producto de la combustión de la turbina de gas son capaces de secar la harina de maíz pensando también que esta energía calorífica se puede utilizar para generar vapor en un ciclo combinado sin combustión suplementaria.

Un diagrama esquemático del ciclo propuesto se muestra en la figura 4.1.

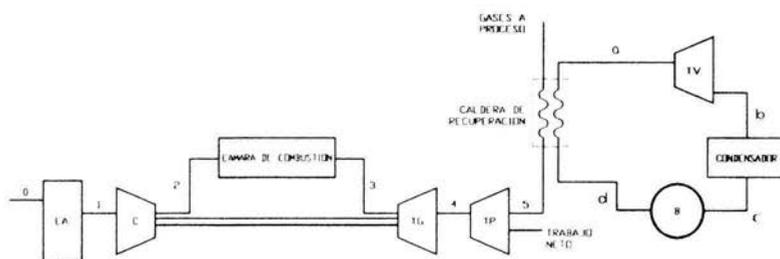


Figura 4.1 Diagrama esquemático del ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor.

La planta del ciclo combinado esta formada normalmente por una o más turbinas de gas descargando sobre una caldera de recuperación de calor. La temperatura y la presión del vapor generado en la caldera se encuentran normalmente determinadas por la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas, esto para evitar problemas mecánicos y para limitar la humedad en el escape de la turbina de vapor.

IV.3 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LA TURBINA DE VAPOR

A continuación se desarrolla el análisis termodinámico del ciclo de turbina de vapor.

Las condiciones y parámetros de operación de la turbina de vapor conjuntamente con los de la turbina de gas son:

Turbina de gas	$T_1 = 11\text{ }^\circ\text{C} = 284.15\text{ K}$ $T_2 = 536.55\text{ K}$ $T_3 = 1013.15\text{ K}$ $T_5 = 797.15\text{ K}$	$P_1 = 0.77\text{ bar}$ $P_2 = 17\text{ bar}$ $P_5 = P_1$ $\eta_{tG} = 90\%$ $\eta_c = 85\%$
Turbina de vapor	$T_a = 524\text{ }^\circ\text{C} = 797.15\text{ K}$	$P_a = P_c = 62.05\text{ bar}$ $P_b = 0.068\text{ bar}$ $P_c = 0.068\text{ bar liq. sat.}$ $\eta_{tV} = 90\%$ $\eta_B = 60\%$

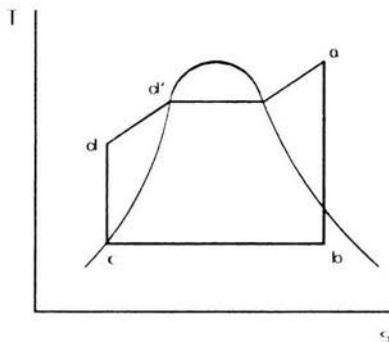


Figura 4.2 Diagrama T-s de un ciclo de turbina de vapor.

Utilizando las tablas de vapor sobrecalentado del apéndice B.2

$$\begin{aligned}T_g &= 797.15 \text{ K} \\P_g &= 62.05 \text{ bar} \\h_g &= 3459.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\s_g &= 6.84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\end{aligned}$$

De la tabla del agua saturada del apéndice B.1

$$\begin{aligned}h_c &= h_f \text{ a } 0.068 \text{ bar} \\h_c &= 161.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\h_c &= h_d\end{aligned}$$

$$s_g = 6.84299 = (s_f + \chi s_{fg}) \text{ a } 0.068 \text{ bar} \quad \text{ec. 4.1}$$

en donde:

$$\begin{aligned}s_f &= 0.553 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\s_{fg} &= 8.284 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\end{aligned}$$

sustituyendo en la ecuación 4.1

$$6.84299 = (0.553032408) + \chi(8.284901454 - 0.553032408)$$

$$\chi^h = \frac{6.289957592}{7.731869046} = 0.81351$$

para obtener la entalpía en el punto (b)

$$h_b = h_f + \chi h_g \quad \text{ec. 4.2}$$

sustituyendo en la ecuación 4.2

$$h_b = 161.528943 + 0.81351(2410.173536)$$

$$h_b = 2122.22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Calor suministrado

$$q_s = h_a - h_d \quad \text{ec. 4.3}$$

$$q_s = 3459.67912 - 161.528943$$

$$q_s = 3298.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Generación eléctrica

$$W_{N_e} = h_a - h_f \quad \text{ec. 4.4}$$

$$W_{N_e} = 3459.67912 - 2122.229216$$

$$W_{N_e} = 1337.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La energía disponible para producir vapor es la energía retirada de los gases de escape de la turbina de gas.

$$m_{\text{vapor}}(h_a - h_d) = m_{\text{gases}}(h_3 - h_5) \quad \text{ec. 4.5}$$

despejando y sustituyendo los valores de las diferentes entalpías en la ecuación 4.5 tenemos que:

$$m_{\text{vapor}} = \frac{4.724849038(21979.728 - 14961.80486)}{(3459.67912 - 161.528943)}$$

$$m_{\text{vapor}} = 10.053 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Eficiencia del ciclo

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{N_s}}{q_3} \quad \text{ec. 4.6}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 0.40551 \approx 40.55 \%$$

la potencia eléctrica obtenida con la turbina de vapor es de:

$$E = W_{N_s} \cdot m_{\text{vapor}} \quad \text{ec. 4.7}$$

$$E = 13.44 \text{ MW}$$

la potencia eléctrica total del ciclo combinado es:

$$E_{total} = E_{tg} + E_{tv} \quad \text{ec. 4.8}$$

$$E_{total} = 10.7 + 13.44632617 = 24.14 \text{ MW}$$

Como se puede observar en este análisis termodinámico, la cantidad de trabajo lograda por la turbina de vapor es considerable y atractiva de instalar. Es lógico pensar que este análisis realizado se basa en un ciclo de turbina de vapor ideal, debiéndose tomar en consideración las pérdidas de todos los parámetros e irreversibilidades que en un ciclo real se encuentran invariablemente.

Aún así, el ciclo combinado propuesto, presenta ventajas que lo hacen altamente atractivo para pensar en una inversión del equipo necesario y poder llevarse a cabo en un futuro.

En la tabla de resultados IV.1 que a continuación se muestra se encuentran todos los valores obtenidos en el análisis de la turbina de vapor, así mismo se muestra un cuadro comparativo IV.2 de los resultados entre la turbina de gas con enfriador adiabático y la turbina de vapor en donde se pueden apreciar las ventajas de un ciclo combinado.

Tabla de resultados IV.1

Turbina de vapor	
Estado (a)	$P_a = 62.05 \text{ bar} = P_d$ $T_a = 524 \text{ }^\circ\text{C} = 797.15 \text{ K}$ $h_a = 3459.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $s_a = 6.84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Estado (b)	$P_b = 0.068 \text{ bar}$ $\chi^2 = 0.81351 \approx 81.351 \%$ $h_b = 2122.22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Estado (c)	$P_c = 0.068 \text{ liquido saturado}$ $h_c = 161.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = h_d$
Eficiencias	$\eta_{iv} = 90 \%$ $\eta_B = 60 \%$ $\eta_{\text{M.C.C.O.}} = 0.40551 \approx 40.55 \%$
Calor suministrado	$q_s = 3298.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Trabajo neto	$W_{\text{net}} = 1337.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Potencia eléctrica	$E = 13.44 \text{ MW}$

Cuadro comparativo IV.2

Turbina de gas (con enfriador adiabático)	Turbina de vapor
$T_1 = 284.15 \text{ K}$	$T_0 = 797.1502 \text{ K}$
$W_N = 2757.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$W_N = 1337.44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$E = 10.7 \text{ MW}$	$E = 13.44 \text{ MW}$
$q_s = 14005.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_s = 3298.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$m_{\text{gases}} = 4.724 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$m_{\text{vapor}} = 10.053 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$T_5 = 797.15 \text{ K}$	
$E_{\text{total del ciclo combinado}} = 24.14 \text{ MW}$	

CAPITULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO

V.1 BENEFICIO ECONÓMICO DEL ENFRIADOR ADIABÁTICO

En este capítulo se llevará a cabo el análisis económico del uso del enfriador adiabático con los datos proporcionados por GRUPO ENDESA, Cogeneración y Renovables, de los costos por la compra de combustible, y la venta de los gases de escape producto de la combustión de la turbina de gas, así como también, el costo de venta de la energía eléctrica a la industria alimenticia MINSA y a la red pública.

El precio de venta de la energía eléctrica difiere para la empresa alimenticia MINSA como para la red pública, esta por ser una institución gubernamental encargada de generar y distribuir la energía eléctrica del país, compra el excedente eléctrico a un precio menor por MWh.

Estos son los precios de compra y venta proporcionados por Grupo ENDESA, Cogeneración y Renovables:

- Precio del combustible (Gas Natural): \$ 240.00 MN. Gcal/h
- Precio de energía eléctrica para MINSA: \$ 57.00 USD. MWh
- Precio de energía eléctrica para la red pública: \$ 40.00 USD. MWh
- Precio de los gases producto de la combustión: \$ 240.00 MN. Gcal/h

Con los datos resultados del análisis termodinámico de la turbina de gas con pre-enfriamiento de aire en el capítulo III, y con los precios dados anteriormente, se procede a calcular el beneficio económico del enfriador adiabático instalado a la entrada de aire del compresor.

Sin enfriador adiabático

$$Q_s = 64909.22 \text{ kW}$$

$$Q_s = 55.82 \text{ Gcal/h}$$

$$\frac{Q_s}{PC_{gn}} = 6141.09 \frac{m^3}{h}$$

El volumen del gas natural por segundo necesario para la combustión será:

$$v_{gas} = 1.705 \frac{m^3}{s}$$

El combustible necesario por Gcal/s será:

$$c = \frac{55.82255406}{3600} = 0.0155 \frac{Gcal}{s}$$

El precio del combustible necesario para la combustión por segundo será:

$$C_{comb} = 3.72 \frac{\$}{s} \text{ MN.}$$

Por lo tanto, el precio del gas natural por m^3 es de \$ 2.18 MN.

Utilizando el mismo procedimiento empleado para llegar a estos resultados, ahora con los datos obtenidos utilizando el enfriador adiabático, podemos observar la diferencia del costo cuando el aire atmosférico pasa a través del enfriador en la siguiente tabla de resultados V.1.

Tabla de resultados V.1

Sin enfriador adiabático	Con enfriador adiabático
$Q_s = 64909.22 \text{ kW}$	$Q_s = 64247.70 \text{ kW}$
$Q_s = 55.82 \text{ Gcal/h}$	$Q_s = 55.25 \text{ Gcal/h}$
$\frac{Q_s}{PC_{gr}} = 6141.09 \frac{m^3}{h}$	$\frac{Q_s}{PC_{gr}} = 6078.50 \frac{m^3}{h}$
$v_{gas} = 1.705 \frac{m^3}{s}$	$v_{gas} = 1.688 \frac{m^3}{s}$
$c = 0.0155 \frac{Gcal}{s}$	$c = 0.0153 \frac{Gcal}{s}$
$C_{comb} = 3.72 \frac{\$}{s} \text{ MN.}$	$C_{comb} = 3.68 \frac{\$}{s} \text{ MN.}$

El precio del combustible multiplicado por día y por mes, recordando que esta turbina trabaja las 24 horas del día, semestralmente con dos paros totales anuales por mantenimiento nos resulta entonces, un ahorro económico de:

- Sin enfriador adiabático: \$ 321,537.6 MN. por día.
- Con enfriador adiabático: \$ 318,254.4 MN. por día.
- Ahorro diario de combustible: \$ 3,283.2 MN. por día.

En el siguiente cuadro comparativo V.2 podemos observar el ahorro del combustible diario, mensual y anual por el uso del enfriador adiabático en la turbina de gas.

Cuadro comparativo V.2
Ahorro diario, mensual y anual
de combustible
(pesos mexicanos)

Sin enfriador adiabático	Con enfriador adiabático
Por día: \$ 321,537.60	Por día: \$ 318,254.40
Por mes: \$ 9,646,128.00	Por mes: \$ 9,547,632.00
Por año: \$ 113,181,235.20	Por año: \$ 112,025,548.80
Ahorro diario: \$ 3,283.20	
Ahorro mensual: \$ 98,496.00	
Ahorro anual: \$ 1,155,686.40	

NOTA: El total del cálculo del ahorro anual toma en cuenta los 8 días de paro por mantenimiento totales durante el año.

Como se puede observar en el cuadro comparativo V.2, el ahorro por el uso del enfriador adiabático es sin lugar a dudas, significativo, además de que su uso ayuda a la conservación del medio ambiente, disminuyendo los contaminantes en los gases de escape por medio del proceso de saturación adiabática.

El tiempo de recuperación de la inversión del enfriador adiabático con base a su costo es de un año y medio aproximadamente, ya que su costo aproximado fue de \$175,000.00 USD en el año 2002 (\$ 10.30 MN. por dólar).

Gases de escape producto de la combustión

Sin enfriador adiabático

$$Q_r = 35554.07 \text{ kW}$$

$$Q_r = 733.84 \frac{\text{Gcal}}{\text{día}}$$

Con enfriador adiabático

$$Q_r = 35421.15 \text{ kW}$$

$$Q_r = 731.10 \frac{\text{Gcal}}{\text{día}}$$

Este calor rechazado Q_r se refiere a las Gcal/día totales de los gases producto de la combustión producidas por la turbina de gas, pero la demanda térmica de la industria alimenticia de estos gases para el secado de la harina de maíz varía día a día con los diferentes lotes, un porcentaje muy elevado del total de los gases de escape son descargados a la atmósfera sin ser aprovechados.

Únicamente el 29.97% del total de los gases de escape son utilizados en el secado de la harina de maíz, en el día del mes en que más demanda tuvo este proceso⁴. Como se puede observar, más del 70% de los gases de escape no tienen un provecho diario, por lo tanto, para obtener el mayor beneficio económico de este sistema, resulta por demás conveniente, el proyecto conjunto con una turbina de vapor en un ciclo combinado.

⁴ Este dato se tomó del "Control de Energía Térmica a MINSA CENTRO" proporcionado por la empresa Grupo ENDESA, Cogeneración y Renovables, del mes de Diciembre del año 2002.

CONCLUSIONES

Las empresas mexicanas enfrentan la necesidad de optimizar el uso de los insumos que requieren en sus procesos productivos, con el objeto de minimizar sus costos y mantener así mismo su competitividad dentro del mercado; entre dichos insumos destacan la energía eléctrica y la energía térmica.

Diversas ramas industriales pueden realizar proyectos de cogeneración, al aprovechar el combustible que utilizan actualmente para fines térmicos y generar simultáneamente energía eléctrica y térmica, con mayor eficiencia de la que se obtiene en sistemas separados. Si bien el sector industrial es el principal consumidor de energía eléctrica, también es el sector que más posibilidades tiene para realizar proyectos de autoconsumo bajo estas modalidades de cogeneración y autoabastecimiento.

En la situación actual que enfrenta el país, y dada la problemática del sector eléctrico, los beneficios de los sistemas de cogeneración no solo se manifiestan hacia el usuario directo en un menor costo energético, sino también en la posibilidad de la venta de excedentes eléctricos a la red pública.

Las centrales de ciclo combinado basadas en el consumo de gas natural como combustible, tienen además otras ventajas ya que este combustible no emite cenizas ni partículas sólidas a la atmósfera, genera una reducida emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x), de monóxido de carbono (CO), de dióxido de carbono (CO_2) y de hidrocarburos reactivos. Además, prácticamente no genera dióxido de azufre (SO_2). Todas estas características le dan una mayor versatilidad a este tipo de sistemas de cogeneración y una ventaja al gas natural con respecto a otros combustibles fósiles como el carbón y el combustóleo.

Todas estas ventajas mencionadas del gas natural como combustible, lo hacen idóneo para utilizarlo dentro de la industria alimenticia en un sistema de cogeneración, como es el caso analizado en este trabajo, pero con todo y esto, se hace necesario tratar de hacer más eficiente el proceso de generación de energía eléctrica y térmica.

Como se ha podido comprobar en este trabajo, el uso de un enfriador adiabático a la entrada del aire en el compresor, aumenta de una manera significativa el trabajo realizado por la turbina de gas, disminuye el trabajo realizado por el compresor, y además, el proceso de saturación adiabática disminuye la concentración de contaminantes en los gases producto de la combustión a la salida de la turbina, lo que conlleva a un cuidado del medio ambiente, con la total satisfacción de energía eléctrica y térmica.

Finalmente, el análisis propuesto de un ciclo de turbina de vapor conjuntamente con el de la turbina de gas, nos ha demostrado que este proyecto es altamente atractivo ya que sin modificar de ninguna manera los parámetros en la turbina de gas establecida, se satisface completamente la demanda térmica en el proceso de la elaboración de la harina de maíz, además de incrementar notablemente la producción de energía eléctrica.

La demanda de los gases producto de la combustión que la compañía alimenticia MINSA requiere para el secado de la harina de maíz, varían de manera considerable día con día ya que como se ha explicado anteriormente, la cantidad de alimento varía con cada lote de manera aleatoria. Analizando el proceso de secado con datos reales que la industria proporcionó, se determinó que la cantidad de gases generados por la turbina de gas requerida para este proceso, es una mínima parte de la cantidad total de los gases producto de la combustión expulsados por la turbina de gas, de esta manera se satisface con creces la demanda térmica en este proceso, por lo tanto, un proyecto de ciclo combinado traerá un mayor beneficio económico a la empresa encargada de la generación de energía térmica y eléctrica.

El excedente de energía eléctrica generado en el ciclo combinado propuesto, será de mayor beneficio económico ya que con la cantidad de gases que no se requieran para el proceso en la industria alimenticia, serán utilizados para generar el vapor suficiente en una caldera de recuperación en vez de ser expulsados a la atmósfera sin aprovechar su energía térmica, generando así mayor cantidad de energía eléctrica para su conveniente uso.

Todas estas mejoras, se ven reflejadas en un importante ahorro económico por parte de la industria alimenticia y un beneficio económico para la empresa a cargo de la turbina de gas por la venta de excedentes de energía eléctrica, de esta manera se ha podido llegar a un beneficio mutuo entre ambas partes y un beneficio también para nuestro país, en el desarrollo económico que requiere la sociedad mexicana, satisfaciendo las necesidades de suministro eléctrico que esta demanda.

A continuación se resumen los resultados cuantitativos más importantes que se obtuvieron en los diferentes análisis termodinámicos y económicos, por el uso del enfriador adiabático en la turbina de gas y el ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor.

Sin enfriador adiabático	Con enfriador adiabático
$W_N = 2707.59 \frac{kJ}{kg}$	$W_N = 2757.02 \frac{kJ}{kg}$
$W_{tg} = 6284.27 \frac{kJ}{kg}$	$W_{tg} = 6283.75 \frac{kJ}{kg}$
$W_c = 3576.67 \frac{kJ}{kg}$	$W_c = 3526.73 \frac{kJ}{kg}$
$\eta_{\text{CICLO}_{tg}} = 19.48 \%$	$\eta_{\text{CICLO}_{tg}} = 19.68 \%$
E = 10.7 MW	E = 10.7 MW
<p>Turbina de vapor</p> <p>$W_N = 1337.44 \frac{kJ}{kg}$</p> <p>E = 13.44 MW</p> <p>$\eta_{\text{CICLO}_{tv}} = 40.55 \%$</p> <p>$E_{\text{total del ciclo combinado}} = 24.14 \text{ MW}$</p>	
<p>Ahorro diario: \$ 3,283.20 MN.</p> <p>Ahorro mensual: \$ 98,496.00 MN.</p> <p>Ahorro anual: \$ 1,155,686.40 MN.</p>	

BIBLIOGRAFIA

- Kenneth Wark, Jr., *Termodinamica*, McGraw Hill, 5a. Ed. 1992.
- William W. Bathie, *Fundamentos de Turbinas de Gas*, Limusa, 1º. Ed. 1987.
- *Esquemas de Cogeneración*, Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), Secretaría de Energía, México, 1995.
- Juan José Ambriz García y Hernando Romero Paredes Rubio, *Administración y Ahorro de Energía*, Universidad Autónoma Metropolitana, 1º. Ed. 1993.
- Eduardo Hernández Goribar, *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, Limusa, 5a. Ed. 1984.
- *Diseño de Sistemas de Cogeneración*, Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), Secretaría de Energía, México, 1995.
- L. DeVere Burton, *Agrociencia y Tecnología*, Paraninfo, 1997.
- Gordon J. Van Wylen & Richard E. Sonntag, *Fundamentos de Termodinámica*, Limusa-Wiley, S.A.; 1º. Ed. 1967.
- Edward H. Smith, *Manual del Ingeniero Mecánico*, Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.; Tomo III, 1º. Ed.
- Louis A. Robb, *Diccionario para Ingenieros*, Compañía Editorial Continental, S.A.; México D.F.; 12º. Ed. 1964.

APÉNDICE

TABLA A. 1
Propiedades del aire seco a 1 atm (SI).

TEMPERATURA K	$C_p \frac{kJ}{kmolK}$	$h \frac{kJ}{kmol}$	$s \frac{kJ}{molK}$	Pr
210	29.145	-2683.3	183.799	0.3987
220	29.125	-2391.9	185.155	0.4693
230	29.110	-2100.7	186.449	0.5483
240	29.099	-1809.7	187.688	0.6364
250	29.091	-1518.7	188.875	0.7342
260	29.087	-1227.9	190.016	0.8421
270	29.086	-937.0	191.114	0.9610
280	29.089	-646.1	192.172	1.0914
290	29.095	-355.2	193.193	1.2340
300	29.104	-64.2	194.179	1.3894
310	29.117	226.9	195.134	1.5585
320	29.132	518.1	196.058	1.7418
330	29.151	809.6	196.955	1.9401
340	29.172	1101.2	197.826	2.154
350	29.196	1393.0	198.672	2.385
360	29.223	1685.1	199.495	2.633
370	29.252	1977.5	200.296	2.899
380	29.284	2270.2	201.076	3.185
390	29.318	2563.2	201.837	3.490
400	29.354	2856.5	202.580	3.816
410	29.393	3150.3	203.305	4.164
420	29.434	3444.4	204.014	4.535
430	29.477	3738.9	204.707	4.929
440	29.522	4033.9	205.385	5.348
450	29.568	4329.4	206.049	5.792
460	29.617	4625.3	206.700	6.264
470	29.667	4921.7	207.337	6.763
480	29.719	5218.7	207.962	7.291.
490	29.772	5516.1	208.576	7.849
500	29.827	5814.1	209.178	8.439

TABLA A. 1
Continuación.

TEMPERATURA K	$C_p \frac{kJ}{kmolK}$	$h \frac{kJ}{kmol}$	$s \frac{kJ}{molK}$	Pr
510	29.883	6112.7	209.769	9.060
520	29.941	6411.8	210.350	9.716
530	30.000	6711.5	210.921	10.407
540	30.060	7011.8	211.482	11.133
550	30.121	7312.7	212.034	11.898
560	30.184	7614.2	212.577	12.701
570	30.247	7916.4	213.112	13.545
580	30.311	8219.2	213.639	14.431
590	30.376	8522.6	214.157	15.360
600	30.442	8826.7	214.669	16.334
610	30.508	9131.4	215.172	17.354
620	30.575	9436.8	215.669	18.422
630	30.643	9742.9	216.159	19.540
640	30.711	10049.7	216.642	20.709
650	30.780	10357.2	217.118	21.931
660	30.849	10665.3	217.589	23.207
670	30.918	10974.1	218.053	24.540
680	30.988	11283.7	218.512	25.932
690	31.057	11593.9	218.965	27.384
700	31.127	11904.8	219.412	28.897
710	31.197	12216.4	219.854	30.475
720	31.267	12528.7	220.291	32.119
730	31.337	12841.8	220.723	33.831
740	31.407	13155.5	221.150	35.613
750	31.477	13469.9	221.572	37.468
760	31.547	13785.0	221.989	39.397
770	31.616	14100.0	222.402	41.402
780	31.685	14417.4	222.810	43.487
790	31.754	14734.5	223.214	45.652
800	31.822	15052.4	223.614	47.902

TABLA A.1
Continuación.

TEMPERATURA K	$C_p \frac{kJ}{kmolK}$	$h \frac{kJ}{kmol}$	$s \frac{kJ}{molK}$	Pr
810	31.890	15371.0	224.010	50.24
820	31.958	15690.2	224.402	52.66
830	32.025	16010.1	224.789	55.17
840	32.091	16330.7	225.173	57.78
850	32.157	16652.0	225.553	60.49
860	32.222	16973.9	225.930	63.29
870	32.287	17296.4	226.303	66.19
880	32.350	17619.6	226.672	69.20
890	32.413	17943.4	227.038	72.31
900	32.475	18267.9	227.401	75.53
910	32.537	18592.9	227.760	78.87
920	32.597	18918.6	228.116	82.32
930	32.657	19244.9	228.468	85.88
940	32.715	19571.7	228.818	89.57
950	32.773	19899.2	229.165	93.38
960	32.829	20227.2	229.508	97.32
970	32.885	20555.7	229.849	101.39
980	32.939	20884.9	230.186	105.59
990	32.993	21214.5	230.521	109.93
1000	33.045	21544.7	230.853	114.41
1010	33.095	21875.4	231.182	119.02
1020	33.145	22206.6	231.508	123.79
1030	33.194	22538.3	231.832	128.70
1040	33.243	22870.5	232.153	133.77
1050	33.291	23203.1	232.471	138.99
1060	33.339	23536.3	232.787	144.37
1070	33.386	23869.9	233.100	149.91
1080	33.433	24204.0	233.411	155.62
1090	33.479	24538.6	233.719	161.50
1100	33.525	24873.6	234.025	167.55

TABLA B.1

Propiedades del agua saturada: tabla de presión.

v, cm³/g; u, kJ/kg; h, kJ/kg; s, kJ/(kg•K); 1 bar = 0.1 MPa

PRESIÓN bares	TEMP. °C	Volumen específico		Energía interna		Entalpía			Entropía	
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.	Liq. sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.
		v _f	v _g	u _f	u _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _g
0.04	28.96	1.0040	34800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	4226	8.4746
0.06	36.16	1.0064	23739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	5210	8.3304
0.08	41.51	1.0084	18103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	5926	8.2287
0.10	45.81	1.0102	14674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	6493	8.1502
0.20	60.06	1.0172	7649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	8320	7.9085
0.30	69.10	1.0223	5229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	9439	7.7686
0.40	75.87	1.0265	3993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700
0.50	81.33	1.0300	3240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939
0.60	85.94	1.0331	2732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320
0.70	89.95	1.0360	2365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797
0.80	93.50	1.0380	2087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346
0.90	96.71	1.0410	1869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949
1.00	99.63	1.0432	1694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594
1.50	111.4	1.0528	1159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233
2.00	120.2	1.0605	885.7	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271
2.50	127.4	1.0672	718.7	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527
3.00	133.6	1.0732	605.8	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919
3.50	138.9	1.0786	524.3	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405
4.00	143.6	1.0836	462.5	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959
4.50	147.9	1.0882	414.0	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565
5.00	151.9	1.0926	374.9	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212
6.00	158.9	1.1006	315.7	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600
7.00	165.0	1.1080	272.9	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080
8.00	170.4	1.1148	240.4	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628
9.00	175.4	1.1212	215.0	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226
10.0	179.9	1.1273	194.4	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863
15.0	198.3	1.1539	131.8	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448
20.0	212.4	1.1767	99.63	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409
25.0	224.0	1.1973	79.98	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575
30.0	233.9	1.2165	66.68	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869
35.0	242.6	1.2347	57.07	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253
40.0	250.4	1.2522	49.78	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701
45.0	257.5	1.2692	44.06	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199
50.0	264.0	1.2859	39.44	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734
60.0	275.6	1.3187	32.44	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892
70.0	285.9	1.3513	27.37	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133
80.0	295.1	1.3842	23.52	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432
90.0	303.4	1.4178	20.48	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772

TABLA B.2

Propiedades del agua: tabla de vapor sobrecalentado.

 v , cm^3/g ; u , kJ/kg ; h , kJ/kg ; s , $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

TEMP. °C	v	u	h	s
	10.0 bares (1.0 MPa) ($T_{\text{sat}} = 179.91$ °C)			
Sat.	194.4	2583.6	2778.1	6.5865
200	206.0	2621.9	2827.9	6.6940
240	227.5	2692.9	2920.4	6.8817
280	248.0	2760.2	3008.2	7.0465
320	267.8	2826.1	3093.9	7.1962
360	287.3	2891.6	3178.9	7.3349
400	306.6	2957.3	3263.9	7.4651
440	325.7	3023.6	3349.3	7.5883
500	354.1	3124.4	3478.5	7.7622
540	372.9	3192.6	3565.6	7.8720
600	401.1	3296.8	3697.9	8.0290
640	419.8	3367.4	3787.2	8.1290

TEMP. °C	v	u	h	s
	15.0 bares (1.5 MPa) ($T_{\text{sat}} = 198.32$ °C)			
Sat.	131.8	2594.5	2792.2	6.4448
200	132.5	2598.1	2796.8	6.4546
240	148.3	2676.9	2899.3	6.6628
280	162.7	2748.6	2992.7	6.8381
320	176.5	2817.1	3081.9	6.9938
360	189.9	2884.4	3169.2	7.1363
400	203.0	2951.3	3255.8	7.2690
440	216.0	3018.5	3342.5	7.3940
500	235.2	3120.3	3473.1	7.5698
540	247.8	3189.1	3560.9	7.6805
600	266.8	3293.9	3694.0	7.8385
640	279.3	3364.8	3783.8	7.9391

TABLA B.2
Continuación.

TEMP. °C	v	u	h	s
	20.0 bares (2.0 MPa) ($T_{sat} = 212.42$ °C)			
Sat.	99.6	2600.3	2799.5	6.3409
240	108.5	2659.6	2876.5	6.4952
280	120.0	2736.4	2976.4	6.6828
320	130.8	2807.9	3069.5	6.8452
360	141.1	2877.0	3159.3	6.9917
400	151.2	2945.2	3247.6	7.1271
440	161.1	3013.4	3335.5	7.2540
500	175.7	3116.2	3467.6	7.4317
540	185.3	3185.6	3556.1	7.5434
600	199.6	3290.9	3690.1	7.7024
640	209.1	3362.2	3780.4	7.8035
700	223.2	3470.9	3917.4	7.9487

TEMP. °C	v	u	h	s
	30.0 bares (3.0 MPa) ($T_{sat} = 233.90$ °C)			
Sat.	66.7	2604.1	2804.2	6.1869
240	68.2	2619.7	2824.3	6.2265
280	77.1	2709.9	2941.3	6.4462
320	85.0	2788.4	3043.4	6.6245
360	92.3	2861.7	3138.7	6.7801
400	99.4	2932.8	3230.9	6.9212
440	106.2	3002.9	3321.5	7.0520
500	116.2	3108.0	3456.5	7.2338
540	122.7	3178.4	3546.6	7.3474
600	132.4	3285.0	3682.3	7.5085
640	138.8	3357.0	3773.5	7.6106
700	148.4	3466.5	3911.7	7.7571

TABLA B.2
Continuación.

TEMP. °C	v	u	h	s
	40.0 bares (4.0 MPa) ($T_{\text{sat}} = 250.40$ °C)			
Sat.	49.78	2602.3	2801.4	6.0701
280	55.46	2680.0	2901.8	6.2568
320	61.99	2767.4	3015.4	6.4553
360	67.88	2845.7	3117.2	6.6215
400	73.41	2919.9	3213.6	6.7690
440	78.72	2992.2	3307.1	6.9041
500	86.43	3099.5	3445.3	7.0901
540	91.45	3171.1	3536.9	7.2056
600	98.85	3279.1	3674.4	7.3688
640	103.7	3351.8	3766.6	7.4720
700	111.0	3462.1	3905.9	7.6198
740	115.7	3536.6	3999.6	7.7141

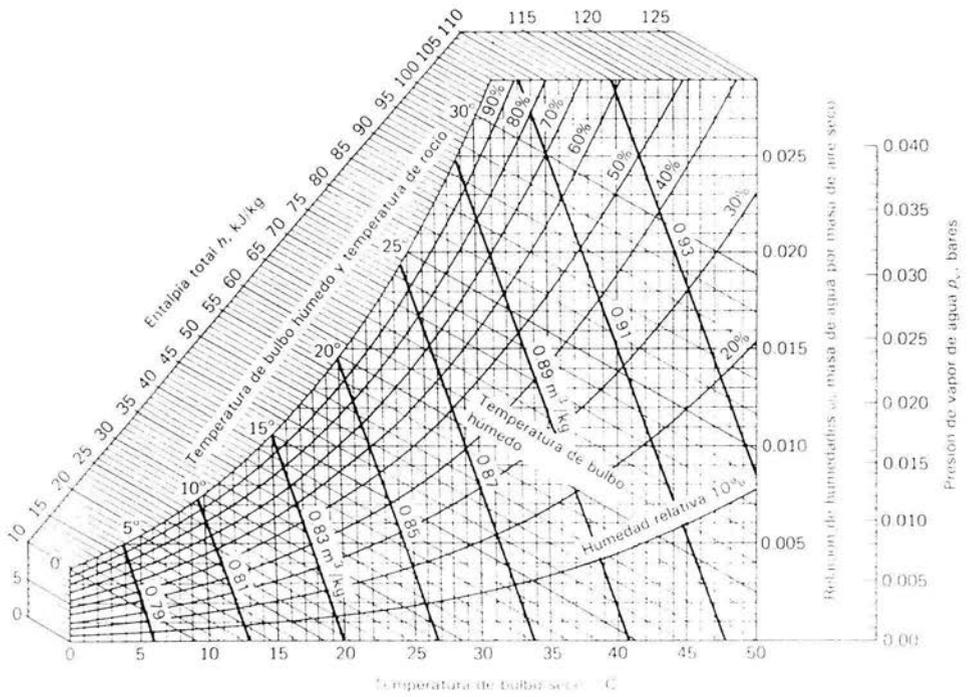
TEMP. °C	v	u	h	s
	60.0 bares (6.0 MPa) ($T_{\text{sat}} = 275.64$ °C)			
Sat.	32.44	2589.7	2784.3	5.8892
280	33.17	2605.2	2804.2	5.9252
320	38.76	2720.0	2952.6	6.1846
360	43.31	2811.2	3071.1	6.3782
400	47.39	2892.9	3177.2	6.5408
440	51.22	2970.0	3277.3	6.6853
500	56.65	3082.2	3422.2	6.8803
540	60.15	3156.1	3517.0	6.9999
600	65.25	3266.9	3658.4	7.1677
640	68.59	3341.0	3752.6	7.2731
700	73.52	3453.1	3894.1	7.4234
740	76.77	3528.3	3989.2	7.5190

TABLA B.2
Continuación.

TEMP. °C	v	u	h	s
	80.0 bares (8.0 MPa) ($T_{scr} = 295.06$ °C)			
Sat.	23.52	2569.8	2758.0	5.7432
320	26.82	2662.7	2877.2	5.9489
360	30.89	2772.7	3019.8	6.1819
400	34.32	2863.8	3138.3	6.3634
440	37.42	2946.7	3246.1	6.5190
480	40.34	3025.7	3348.4	6.6586
520	43.13	3102.7	3447.7	6.7871
560	45.82	3178.7	3545.3	6.9072
600	48.45	3254.4	3642.0	7.0206
640	51.02	3330.1	3738.3	7.1283
700	54.81	3443.9	3882.4	7.2812
740	57.29	3520.4	3978.7	7.3782

TEMP. °C	v	u	h	s
	100 bares (10.0 MPa) ($T_{scr} = 311.06$ °C)			
Sat.	18.03	2544.4	2724.7	5.6141
320	19.25	2588.8	2781.3	5.7103
360	23.31	2729.1	2962.1	6.0060
400	26.41	2832.4	3096.5	6.2120
440	29.11	2922.1	3213.2	6.3805
480	31.60	3005.4	3321.4	6.5282
520	33.94	3085.6	3425.1	6.6622
560	36.19	3164.1	3526.0	6.7864
600	38.37	3241.7	3625.3	6.9029
640	40.48	3318.9	3723.7	7.0131
700	43.58	3434.7	3870.5	7.1687
740	45.60	3512.1	3968.1	7.2670

Figuras suplementarias.



Carta psicrométrica de la General Electric Co.

NOMENCLATURA

A/C	Relación aire combustible
B	Bomba
b	Exergía
C	Compresor
CA	Compresor de aire
CG	Compresor de gas
Cp	Capacidad térmica específica a presión constante
Cv	Capacidad térmica específica a volumen constante
E	Potencia
EA	Enfriador adiabático
F	Flujo de aire
h	Entalpía
k	Coefficiente de capacidades térmicas específicas, Cp/Cv
m	Masa
<i>m</i>	Gasto másico
n	Índice politrópico
p	Presión
PC	Poder calorífico
Q	Demanda o carga térmica
q	Calor por unidad de masa
R	Constante particular del aire
r_c	Relación de presión
s	Entropía
T	Temperatura
TG	Turbina de gas
TP	Turbina de potencia
TV	Turbina de vapor
v	Volumen específico
W	Trabajo

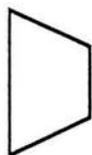
LETRAS GRIEGAS

η	Eficiencia
φ	Densidad
χ	Calidad

SUBÍNDICES

a	Aire
atm	Atmósfera
B	Bomba
c	Compresor
cc	Cámara de combustión
comb	Combustible
EST	Estequiométrica
f	Valor de líquido saturado
fg	Cambio de valor entre las fases de líquido saturado y vapor saturado
G	Generador eléctrico
g	Gases
	Valor de vapor saturado
gn	Gas natural
N	Neto
r	Rechazado
reg	Regenerador
REQ	Condición requerida
p	Presión
s	Suministrado
	Proceso isentrópico
t	Turbina
Tbh	Temperatura de bulbo húmedo
Tbs	Temperatura de bulbo seco
ter	Térmica
tg	Turbina de gas
tv	Turbina de vapor
v	Volumen
1,2,3...	Condiciones a la entrada y salida de equipos o procesos

SÍMBOLOS



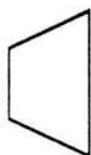
Compresor de aire y/o gas



Bomba



Intercambiador de calor



Turbina de gas y/o vapor



Enfriador adiabático