



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

"ANALISIS EXERCICIO DE UNA PLANTA  
NUCLEOELECTRICA"

T E S I S

QUE PRESENTA EL ALUMNO

ENRIQUE HERRERA HERNANDEZ

PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MEXICO, 1989

FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# INDICE

	<b>PAGINA</b>
I. INTRODUCCION	1
II. PLANTAS TERMoeLECTRICAS Y NUCLEARES	4
A. DESCRIPCION GENERAL	
B. CARACTERISTICAS PARTICULARES	
C. RENDIMIENTO	
III. METODO EXERGICO	20
A. ANTECEDENTES	
B. DEFINICION Y BASES FISICAS	
C. PROCEDIMIENTO ANALITICO	
D. ALGUNAS APLICACIONES	
IV. ANALISIS EXERGICO DE UNA TERMoeLECTRICA	46
A. GENERALIDADES	
B. CALCULOS	
C. RESULTADOS	
V. ANALISIS EXERGICO DE UNA PLANTA NUCLEAR	59
A. GENERALIDADES	
B. CALCULOS	
C. RESULTADOS	
VI. CONCLUSIONES	71
VII. BIBLIOGRAFIA	76

## SIMBOLOS

La siguiente es una relación de la nomenclatura y simbología empleada en la elaboración del presente trabajo.

<b>Ex</b>	-	<b>Exergia</b>
<b>h</b>	-	<b>Entalpía</b>
<b>P</b>	-	<b>Presión</b>
<b>Q</b>	-	<b>Calor transferido</b>
<b>s</b>	-	<b>Entropía</b>
<b>T</b>	-	<b>Temperatura</b>
<b>W</b>	-	<b>Trabajo total</b>
$\eta$	-	<b>Eficiencia</b>
$\eta_e$	-	<b>Eficiencia exérgica</b>
$\eta_t$	-	<b>Eficiencia térmica</b>
$\eta_{Ex}$	-	<b>Eficiencia final exérgica</b>
$\xi$	-	<b>Efectividad exérgica</b>
$\Delta$	-	<b>Indica la diferencia o un cambio de valor</b>

# I. INTRODUCCION

---

El desarrollo industrial de un país no es concebible sin el desarrollo de la energética, sin embargo, el correcto uso de ésta en el mundo, ha sido siempre relegado a un segundo término por razones económicas tanto de operación como de instalación. Asimismo, debido a la prevaleciente situación de incertidumbre, el hombre ha tenido que desarrollar sistemas productores de energía más eficientes, por lo que se ha implementado el método de análisis exérgico, con el fin de valorar y localizar las ineficiencias de cualquier sistema que involucre la transformación de energía. Esta localización y cuantificación de ineficiencia deberá ser para el hombre, hoy en día, un factor importantísimo en el diseño y funcionamiento de este tipo de sistemas: termoeléctricas, carboeléctricas, nucleoeeléctricas, plantas de destilación, de refrigeración, plantas geotérmicas, procesos de combustión, etc.

Actualmente la conservación de la energía es un término clave de nuestra economía, y continuará siéndolo en el futuro, en vista de que los años venideros vislumbrarán un progreso aún más acelerado de la energética. Con el constante interés mostrado en el cuidado de la energía y a la necesidad de reducir sus costos, el diseño de sistemas industriales integrados comienza a ser más crítico y complejo. Para maximizar el uso de fuentes energéticas de alta calidad, los sistemas tenderán a ser sistemas combinados, donde las pérdidas irreversibles llegarán a ser factores significativos en la selección del diseño y en el criterio de operación. Por lo consiguiente, el diseño de sistemas relacionados con la energía, estará basado invariablemente en aspectos económicos, que deberán ser evaluados con mayor precisión. El considerar los costos del ciclo de vida para el combustible, también será un factor importante para agregarlo en el análisis de sistemas energéticos. Los costos generados por las pérdidas irreversibles del trabajo disponible en las instalaciones energéticas, no puede, ni deberá ser rechazado en los estudios económicos de los sistemas industriales.

El uso de fuentes de energía múltiples o combinadas puede adoptar muy variadas direcciones. Un camino es el diseño inicial de sistemas capaces de utilizar varias fuentes de energía como carbón, petróleo o gas en una simple caldera (1950) con modificaciones mínimas. Otra vía, más empleada conforme transcurra el tiempo, consistirá en emplear nuevas fuentes de energía, tales como la solar, eólica y maremotriz, que aunque

su poder energético no sea muy elevado, podrán complementar a las fuentes clásicas de energía. Debido a que la energía disponible en estas fuentes resulta ser de baja calidad, la eficiencia de los sistemas deberá ser máxima, con el fin de que sea rentable. Cabe señalar que las pérdidas irreversibles no pueden ser ignoradas en el diseño de cualquier sistema, de lo contrario, la eficiencia general de éste se degradará por debajo del valor económico requerido. Debe observarse que aunque los sistemas que emplean recursos energéticos alternos de baja calidad, pueden ser relativamente costosos para el trabajo que desempeñan, la evaluación económica de éstos debe llevarse a cabo considerando el costo de los combustibles convencionales que reemplazan, para efectuar el mismo trabajo.

Todos estos innovadores conceptos de sistemas resultan ser más complejos que los convencionales, e involucran interacciones directas entre ciclos que poseen diferentes características de operación. Por lo tanto, se ha creado el método exérgico que proporciona de manera directa y sistemática, mediante la aplicación de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, la eficiencia de un sistema energético. Además, posee la característica de aplicarse en forma sencilla a los normales procedimientos de diseño y funcionamiento.

El método exérgico es una técnica que ha sido desarrollada para determinar el trabajo disponible en diversos puntos de un sistema termodinámico, y para analizar energéticamente distintos procesos industriales. Ha sido empleada en la Unión Soviética y Europa - principalmente en Alemania y Polonia - y posteriormente, en los Estados Unidos. Anteriormente y desde entonces (1960), el término exergía se refiere a la capacidad de trabajo o energía disponible, siendo satisfactoriamente aceptado y utilizado para evitar gran parte de la complejidad y confusión que existe en el clásico enfoque de la Segunda Ley de la Termodinámica.

El método exérgico se refiere a qué tan bien se aprovecha el trabajo disponible que es generado por nuestros recursos energéticos; y responde a las preguntas de dónde, por qué y qué tanto de este trabajo disponible se pierde en nuestros sistemas. Desde el punto de vista del ahorro de energía, ésta es la información que se requiere para mejorar los sistemas ya existentes u optimizar los nuevos.

Las aplicaciones de este análisis han sido incluidas en diversas obras

(Bosnjakovic 1965, Baehr 1962) relacionadas a plantas de tipo fósil. Desde cualquier punto de vista, la utilización del análisis exérgico en una central eléctrica esquematiza ejemplarmente las ventajas de este método, siendo que en una planta existen diversas pérdidas irreversibles, tanto en la combustión, como en los procesos de transferencia de calor, las cuales no son consideradas en el balance convencional de calor.

El presente trabajo tiene como objetivo primordial el demostrar que la utilización del método de análisis exérgico nos permite usar la energía de manera económica y eficiente. Cabe señalar que el método de exergía complementa, mas no reemplaza, los análisis energéticos. El papel principal del método de exergía es ayudar a aproximar el diseño u operación de un sistema hacia lo óptimo.

Por tal motivo, se ha decidido aplicar este innovador método de análisis a una planta termoeléctrica, en este caso la Termoeléctrica de Tula (Capítulo IV), y a la planta nucleoelectrica de Laguna Verde (Capítulo V) con el propósito de realizar posteriormente una comparación en cuanto a los resultados que se obtengan de cada análisis. La decisión del por qué de estas plantas, estriba en la única razón de su similitud en la capacidad instalada y efectiva (1.5 GW para la Termoeléctrica de Tula y 1.35 GW para Laguna Verde). De igual forma en este estudio se elabora escuetamente una descripción general de las plantas termoeléctricas y nucleoelectricas, así como su operación, características particulares y rendimiento (Capítulo II). Por otra parte, todo un capítulo (Capítulo III) se dedica a la definición, antecedentes históricos, bases físicas, procedimiento analítico y aplicaciones - dos ejemplos - del método exérgico. En el último capítulo, se presentan las conclusiones derivadas de los resultados obtenidos, con el fin de mostrar la viabilidad de aplicar este análisis a cualquier tipo de sistemas.

## II. PLANTAS TERMOELECTRICAS Y NUCLEARES

### A. DESCRIPCION GENERAL

La palabra termoeléctrica está compuesta por los vocablos: *thermos* (derivado del griego) que significa calor y, *elektron*, que se refiere a la electricidad.<sup>1</sup> Por consiguiente, una planta termoeléctrica convencional, es una instalación que tiene por objeto convertir o transformar el calor en electricidad para su empleo en la industria o usos domésticos, aprovechando la energía calorífica contenida en el vapor.

Existen diversas formas de clasificar las instalaciones termoeléctricas, pudiendo ser de acuerdo a la forma de producir el vapor que usan:

- a. Con combustibles tradicionales.
- b. Con combustibles nucleares
- c. Con fuentes geotérmicas

No obstante que las centrales termoeléctricas poseen ligeras variantes en diseño y funcionamiento, éstas pueden clasificarse por:

- a. Tipo de energía suministrada
- b. Clase de combustible
- c. Tipo de turbina
- d. Forma del ciclo termodinámico (parámetros iniciales del vapor)
- e. Tipo de generador de vapor
- f. Tipo de estructura generador-turbina-alternador

1 Diccionario Enciclopédico UTEHA, Tomo IV. Edit. UTEHA, 1a. ed., México, 1969. Pág. 470.

Desde luego, la transformación del calor (energía calorífica) en electricidad (energía eléctrica), no se efectúa en forma directa sino que se realiza en forma escalonada, y para ello, en las plantas termoeléctricas se hace necesario recurrir al empleo de cuatro equipos principales; y al correspondiente equipo auxiliar, sin cuya contribución no sería posible el funcionamiento de éstos, y que en su orden son:

- a. Un generador de vapor o caldera
- b. Una turbina de vapor
- c. Un generador de corriente alterna o alternador
- d. Un condensador

Con objeto de que las funciones de absorber el calor y utilizarlo puedan llevarse a cabo con seguridad y económicamente, bajo las condiciones que generalmente predominan de carga variable, a toda planta termoeléctrica se le provee de un gran número de equipos auxiliares: calentadores del agua de alimentación, extractores de aire, bombas, refrigeradores de aceite, ventiladores, alimentadores de combustible, desmineralizadores, economizador, etc. No importa, cuán extenso sea el resto del equipo, los cuatro equipos anteriormente mencionados constituyen la unidad central de una planta que produce energía, y el resto del equipo mecánico se encuentra a su servicio.

Al poner en operación una planta termoeléctrica se hace necesario considerar cuatro pasos fundamentales para que, partiendo del calor, se llegue a la generación o producción de la electricidad.

El primer paso consiste en realizar el encendido del combustible que puede ser carbón, combustóleo o gas natural, con la ayuda de una cierta cantidad de oxígeno (comburente) que se toma del aire. El aire necesario para la combustión, es impulsado por un ventilador, llamado de tiro forzado, a un ducto que lo conduce hasta los quemadores en donde el aire y el combustible se mezclan en cantidad adecuada. Esta mezcla es la que se quema en el horno de la caldera, después de haber alcanzado una cierta temperatura. En este primer paso, aparte de lo señalado, ha ocurrido una transformación vital, la energía

química contenida en el combustible en forma de energía potencial, latente o inactiva, se ha convertido en energía calorífica (calor).

El segundo paso se efectúa también en la caldera y consiste en el calentamiento del agua, la cual a causa de su confinamiento se convierte en vapor a alta presión, que constituye el fluido activo que accionará posteriormente a la turbina.

El tercer paso se lleva a cabo en la turbina al girar la parte móvil o rotor por efecto de la acción del vapor procedente de la caldera. Es aquí donde parte de la energía calorífica del vapor se convierte en energía cinética en las toberas de la turbina, y ésta a su vez en energía mecánica en los álabes. La mayor parte del calor restante se transmite por el condensador al medio ambiente.

El cuarto y último paso, se cumple en el generador en donde la potencia o energía mecánica de la turbina se transforma en potencia eléctrica. Finalmente, la energía eléctrica producida por el generador es conducida por medio de cables a un transformador en donde su voltaje es elevado para poder transportarse a grandes distancias. Más adelante, y ya en los centros de consumo, el voltaje es disminuido a valores adecuados para su empleo industrial o doméstico.

El ciclo ideal para una planta de fuerza de vapor, es el llamado Ciclo Rankine, que se encuentra integrado por los siguientes cuatro equipos, conectados por medio de una tubería adecuada, y que son: la caldera, en la que se genera el vapor por el calor liberado de los combustibles; la turbina, en donde se obtiene el trabajo por la expansión del vapor; el condensador, que convierte el vapor consumido en agua usando serpentines de enfriamiento; y una bomba de alimentación, que regresa el agua condensada a la caldera. Sin embargo, para obtener una mayor eficiencia térmica se emplea el ciclo de recalentamiento, el cual consiste en retirar de la turbina el vapor en un estado intermedio, regresarlo al generador de vapor para recalentarlo y mandarlo de nuevo al siguiente paso de la turbina. Asimismo, existe el ciclo regenerativo, el cual mantiene circulando una cantidad dada de energía lo que contribuye a disminuir la irreversibilidad de algunos procesos.

El siguiente es un diagrama T-s que comprende los procesos anteriormente mencionados:

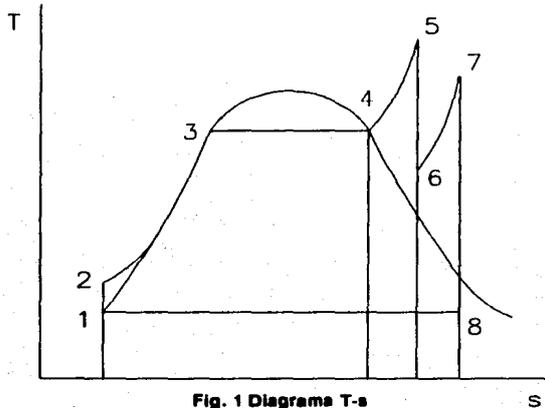


Fig. 1 Diagrama T-s

- 1-2: **Bombeo**
- 2-3: **Calentamiento de agua**
- 3-4: **Evaporación**
- 4-5: **Sobrecalentamiento**
- 5-6: **Expansión en turbinas de alta presión**
- 6-7: **Recalentamiento**
- 7-8: **Expansión del vapor recalentado en turbinas de baja presión**
- 8-1: **Condensación**

Por su parte, el funcionamiento de una central nuclear es esencialmente el mismo que el de las plantas que funcionan con carbón, combustóleo o gas; se diferencian sólo en la primera etapa de conversión, es decir, en la forma de producir vapor.

Las plantas nucleoelectricas tienen un reactor nuclear, que equivale al generador de las centrales convencionales, donde el calor proviene de la fisión de núcleos

de uranio, que se alojan dentro del mismo. Aun cuando dentro de los reactores no se efectúa ninguna combustión en el sentido real de la palabra, se denomina combustible, por analogía, al uranio natural, en el cual el isótopo  $U_{238}$  representa el 99.3% y el isótopo  $U_{235}$  tan sólo el 0.7%; o bien al uranio enriquecido, en el que la proporción de  $U_{235}$  aumenta aproximadamente hasta 3%. Un reactor nuclear viene siendo un dispositivo mediante el cual se puede disponer de la energía de las transformaciones nucleares a un ritmo controlado.

Con el fin de llevar a cabo la termalización de los neutrones, es decir, la disminución de su velocidad para continuar con la reacción en cadena, es necesario intercalar alguna sustancia cuyos átomos se encarguen de frenar a los neutrones por medio de choques. Esta sustancia se denomina moderador y entre los más comunes se pueden citar el agua, el grafito y el agua pesada. El moderador de un reactor se escoge en función de su poder de frenado, de su poder de absorción de neutrones, de sus propiedades mecánicas, su comportamiento a la radiación y su costo. De igual modo, en el interior del reactor se encuentran colocadas unas barras de control que tienen por objeto regular y mantener la reacción en cadena (criticidad del reactor), y la operación del reactor a cierto nivel de potencia.

La gran cantidad de calor que se genera en el reactor a consecuencia de la reacción nuclear, debe ser extraída para producir el vapor que se requiere en la generación de energía eléctrica y, al mismo tiempo, mantener lo suficientemente baja la temperatura de los distintos elementos que se encuentran en su interior, para que no sufran ningún deterioro. Esto se consigue mediante la acción de un fluido que se conoce como refrigerante y que puede ser un gas como el bióxido de carbono ( $CO_2$ ) o agua pesada, para los reactores de uranio natural; agua, para los reactores de uranio enriquecido; sodio, para los reactores rápidos de fría; y helio, para los de alta temperatura. En la actualidad, la selección del refrigerante es considerada como parte medular en el diseño de una planta nuclear, y en general, deberá poseer las siguientes características:

- a. Máxima capacidad calorífica y buena conductividad térmica
- b. No ser corrosivo con respecto al combustible y las canalizaciones
- c. Alto punto de ebullición y bajo punto de fusión

- d. **Mínima sección eficaz de captura y desprovisto de impurezas de sección eficaz elevada**
- e. **Nula descomposición bajo la influencia de las radiaciones y suficiente estabilidad al calor**
- f. **Bajos requerimientos de potencia de bombeo**
- g. **Bajo costo y disponibilidad**

**Las diferentes combinaciones entre combustibles, moderadores y refrigerantes dan lugar a una infinidad de reactores; no obstante, los cientos de combinaciones no resultan teóricamente posibles como sistemas de un reactor. Por lo tanto, los reactores se clasifican de la manera siguiente:**

**I. Propósito.**

- a. **Producción de energía eléctrica**
- b. **Investigación y desarrollo**
- c. **Producción de plutonio, neutrones o radiaciones**

**II. Naturaleza (energía) de los neutrones.**

- a. **Neutrones lentos o térmicos (0.025-1eV)**
- b. **Neutrones intermedios o epitérmicos (1-100,000 eV)**
- c. **Neutrones rápidos (superior a 0.1 MeV)**

**III. Disposición del combustible.**

- a. **Heterogéneo (combustible, moderador y refrigerante separados)**
- b. **Homogéneo (mezcla del combustible, moderador y refrigerante)**

IV. Materiales que constituyen el reactor.

V. Tipo de construcción del reactor.

Los siguientes son los tipos de reactores básicos que han arrojado resultados positivos, tanto experimental como comercialmente:

- PWR** - Reactor de Agua a Presión.  
(Pressurized Water Reactor).
- BWR** - Reactor de Agua en Ebullición.  
(Boiling Water Reactor).
- GCR** - Reactor refrigerado por bióxido de carbono y moderado por grafito.  
(Gas Cooled Reactor).
- HTGR** - Reactor de alta temperatura refrigerado por gas y moderado por grafito.  
(High Temperature Gas Reactor).
- LMFBR** - Reactor rápido reproductor refrigerado por metal líquido o sales orgánicas.  
**MSFBR** (Liquid Metal o Molten Salt Fast Breeder Reactor).
- OMR** - Reactor con moderador y refrigerante orgánicos.  
(Organic Moderated and Cooled Reactor).
- SGR** - Reactor refrigerado por sodio y moderado por grafito.  
(Sodium Cooled Graphite Moderated Reactor).

## **B. CARACTERISTICAS PARTICULARES**

La diferencia fundamental entre plantas termoelectricas y nucleoelectricas se encuentra en la forma de obtener la energia calorifica, que en el primer caso es a partir de la combustión de elementos como el petróleo o el carbón, y en el otro, a partir de la fisión del uranio. El principio básico no se altera, es decir, en ambos casos el calor producido hace que el agua se transforme en vapor que se envía a una turbina, y ésta a su vez, acciona mecánicamente el generador, obteniéndose finalmente la energia eléctrica.

En cuanto a las principales diferencias, es importante mencionar, que el cálculo y construcción de un reactor involucran problemas de gran magnitud, en lo que se refiere al confinamiento en todo momento de los productos radioactivos, tanto en la operación y reabastecimiento del reactor, como en la preparación y transportación del combustible. Con el fin de prevenir cualquier escape de radioactividad, las plantas nucleares son diseñadas empleando el criterio de "*barreras múltiples*", que permite que todo accidente grave sea casi inconcebible. Estas barreras incluyen: el combustible, el revestimiento, el sistema de refrigeración, la vasija o contenedor, y la estructura del reactor. Cabe puntualizar que el suministro de uranio, así como todo el proceso de enriquecimiento, almacenamiento y técnicas de disposición final del mismo, resultan ser una característica muy particular de las plantas nucleares.

La localización y construcción de una planta termoelectrica requiere considerar los siguientes factores:

1. Disponibilidad de agua para enfriamiento
2. Disponibilidad de combustible (costos de almacenamiento)
3. Distancia al lugar de demanda
4. Costo y características del terreno
5. Consideraciones ecológicas y topográficas (dirección del viento y corrientes marinas)

6. Vías de transportación
7. Consideraciones de seguridad

Por su parte, para plantas del tipo nuclear deberán tomarse en consideración dos puntos adicionales de suma importancia:

1. Posibilidad de terremotos
2. Densidad de población en las cercanías

Otro aspecto clave a examinar, es el que se refiere a los costos de las centrales energéticas, los que pueden clasificarse en:

**I. Costos de inversión.**

- equipo
- ingeniería
- construcción
- varios (nivelación, terrenos, puesta en servicio)
- indirectos
- escalación e intereses durante construcción

**II. Costos de generación.**

- combustible
- materiales de operación
- materiales de mantenimiento
- salarios y prestaciones
- cargos fijos

Es ya sabido, que el costo del KW-h, generado en plantas nucleoelectricas resulta muy elevado debido primariamente a los costos de inversion, y a la gran seguridad que debera tenerse en la operacion y mantenimiento de la misma. En cambio, el precio del combustible empleado en una termoelectrica, es el que determina en gran parte el costo del KW-h producido en ella. A diferencia del carbon, gas o combustoleo, el uranio puede ser reciclado y vuelto a utilizar en el reactor, sin embargo, despues de algunas transformaciones o procesos, que se denominan ciclo del combustible nuclear (extraccion, concentracion, enriquecimiento, fabricacion, quemado y reprocesamiento), su uso ya no resulta posible. Esto aunque resulte un tanto costoso, representa una ventaja para las centrales nucleares.

Por ultimo, otra caracteristica particular de las nucleoelectricas, es el tiempo de vida o funcionamiento promedio de este tipo de plantas. Resulta ser que este, es de 20 a 30 años aproximadamente, en comparacion con el de las termoelectricas que generalmente es superior a los 30 años. En este punto, cabe aclarar que el desmantelamiento de las nucleoelectricas, al igual que su operacion, es extraordinariamente delicado y financieramente gravoso.

A continuacion se muestran dos diagramas que esquematizan el funcionamiento de una termoelectrica y de una planta nuclear del tipo BWR.

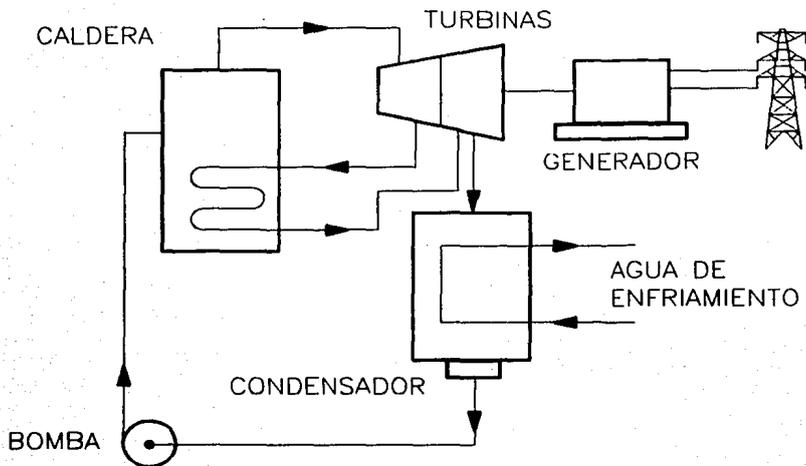


Fig. 2 Planta Termoeléctrica

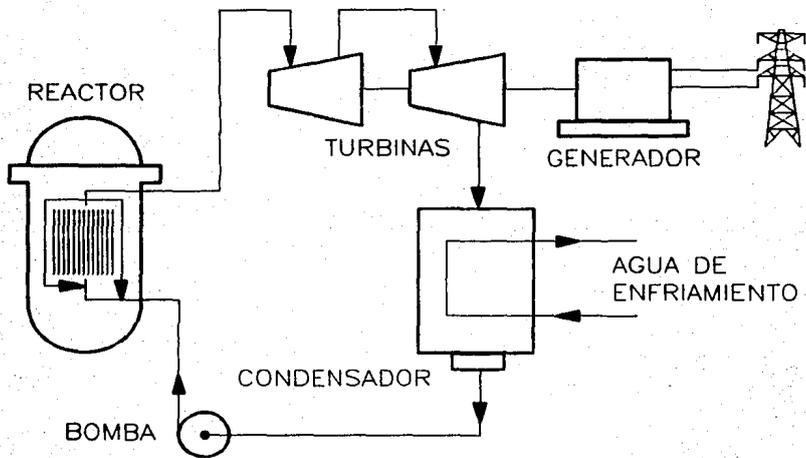


Fig. 3 Planta Nuclear, tipo BWR

### C. RENDIMIENTO

Resulta imposible, debido a la Segunda Ley de la Termodinámica, convertir toda la energía producida en un reactor o en un generador de vapor, en energía mecánica útil o energía eléctrica. A la relación de la energía mecánica en la turbina y la energía térmica total almacenada como entalpía en el vapor, se le conoce como eficiencia térmica del ciclo. Esta depende de la temperatura del vapor que entra a la turbina y de la temperatura del ambiente a la cual el calor deberá ser descargado (salida del condensador).

Actualmente las plantas termoeléctricas consideran para su funcionamiento el ciclo Rankine; sin embargo, la eficiencia térmica se encuentra dada por la elección de ciertas variantes en el ciclo del vapor:

- a. Alimentación de calor regenerativo por medio de extracción de vapor en la turbina
- b. Recalentamiento intermedio o entre etapas
- c. Ciclos binarios de vapor
- d. Generación combinada de energía y calor

Por lo anterior, resulta difícil determinar una eficiencia específica para las plantas termoeléctricas; no obstante, ésta varía del 30% (con ciclo de alimentación de calor regenerativo) hasta el 42% (con ciclo de alimentación de calor regenerativo de doble recalentamiento y presión del vapor supercrítica). Estos valores se obtienen de la relación teórica de eficiencia térmica:

$$\eta_t = \frac{\text{Energía de salida de la turbina}}{\text{Energía de entrada a la caldera}}$$

Cabe mencionar, que la eficiencia global de una planta es menor debido a los efectos de fricción en las tuberías, las bombas y la turbina. A pesar de eso, existen diversas formas para mejorar la eficiencia del ciclo térmico, y que son:

1. Aumento de los parámetros iniciales del vapor
2. Utilización de recalentamiento
3. Ciclo de vapor sobrepuesto
4. Ciclo binario (con doble fluido)
5. Ciclo combinado
6. Reducción de presión en el condensador
7. Calentamiento del agua de alimentación
8. Generación conjunta

La Fig. 4 muestra un balance del flujo de energía en una planta termoeléctrica, donde se observa que un gran porcentaje de la energía inicial es desaprovechada o perdida en el condensador; por lo que, para incrementar la eficiencia, se requiere reducir el calor

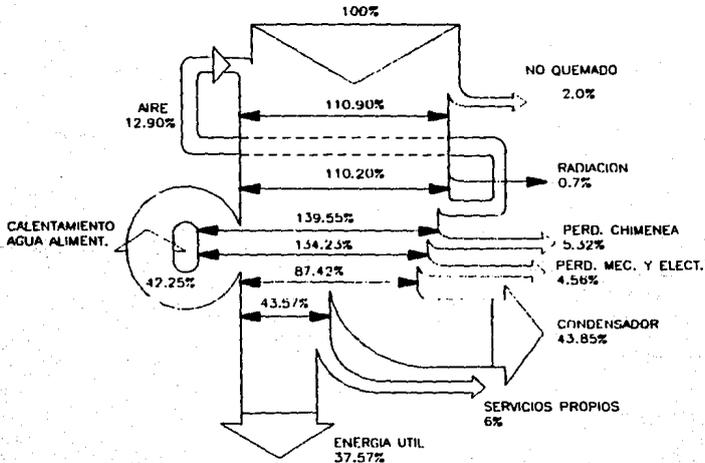


Fig. 4 Flujo de Energía en una Planta Termoeléctrica

rechazado en el condensador y aumentar el calor suministrado. Asimismo se muestran las pérdidas por radiación, mecánicas y eléctricas, las cuales son casi mínimas.

Por su parte, el rendimiento de una planta nuclear depende del ciclo que se utilice y del tipo de reactor empleado. Los ciclos (entre paréntesis la eficiencia del ciclo), desde un punto de vista termodinámico pueden ser <sup>2</sup>:

- I. Directos (60%)
- II. Con un ciclo de refrigeración (55%)
- III. Con ciclo dual de refrigeración (49%)

La eficiencia térmica total de la planta, puede considerarse como el producto de la eficiencia teórica (eficiencia de Carnot) y la eficiencia de conversión:

$$\eta_t = \eta_{ca} \cdot \eta_c$$

donde:

$$\eta_{ca} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

$T_1$  - temperatura máxima del vapor a la salida de la caldera

$T_2$  - temperatura del agua que entra al condensador

$\eta_c$  - diversas pérdidas por fricción y transferencia de calor

o como la relación:

$$\eta = \frac{W}{Q_R}$$

donde  $W$  es el flujo de energía eléctrica en megawatts (MW<sub>e</sub>) y  $Q_R$ , el flujo de energía

<sup>2</sup> Aschner, Fritz S. Planning Fundamentals of Thermal Power Plants, John Wiley & Sons, Nueva York, 1978. Pág. 272.

térmica del reactor ( $MW_T$ ). Resulta obvio mencionar, que  $W$  es menor que  $Q_R$  debido a la energía perdida en las diversas partes del sistema: intercambiadores, turbinas, bombas, tubería, generador y el calor entregado al refrigerante en el condensador.

En la práctica, la eficiencia del ciclo de vapor depende de dos parámetros: la temperatura  $T_1$  del vapor que entra a la turbina y la temperatura  $T_c$  del refrigerante empleado en el condensador. Para las plantas actuales, el valor de  $T_c$  se encuentra determinado por las condiciones del medio circundante (temperatura y presión del ambiente) y únicamente el valor  $T_1$  se encuentra bajo control en el diseño de una planta. Lo anterior implica que para incrementar la eficiencia térmica de la planta, es deseable elevar la temperatura del vapor al punto máximo posible. No obstante las limitaciones en cuanto a temperaturas y los esfuerzos máximos permisibles en los materiales, impuestas por los requerimientos de una operación segura de la planta, tienen considerable efecto en la eficiencia de la misma.

En la práctica, deberá emplearse un ciclo Rankine que considere todos los factores que influyen en la conversión de energía. Además, dada la gran variedad de temperaturas del combustible, diferencias de temperatura para los intercambiadores y las alimentaciones auxiliares en las plantas nucleares; resulta de gran interés la comparación de las eficiencias térmicas netas (aproximadas) en los diferentes tipos de reactores <sup>3</sup>:

HWR	-	Reactor de agua pesada:	30%
PWR	-	Reactor de agua a presión:	31%
BWR	-	Reactor de agua en ebullición:	32%
GCR	-	Reactor refrigerado por gas:	33%
LMFBR	-	Reactor rápido reproductor de metal líquido:	40%
HTGR	-	Reactor de gas a alta temperatura:	41%

Como se observa, la eficiencia promedio de una planta nucleoelectrica es de aproximadamente 33%, lo que indica que el doble de energía es desaprovechada al convertirse en energía eléctrica. Por su parte, las eficiencias de una termoelectrica se encuentran alrededor del 40%, y cabe señalar que aunque la diferencia entre 33% y 40% parece ser mínima, el calor desperdiciado por una planta nuclear (LWR) es 35% mayor que el de una planta termoelectrica moderna; esto se debe principalmente a las bajas temperaturas de saturación logradas por el vapor en una planta nucleoelectrica. No obstante, existen indicios que los reactores del tipo HTGR y LMFBF llegarán a alcanzar eficiencias comparables a las de las actuales plantas termoelectricas.

### III. METODO EXERGICO

---

#### A. ANTECEDENTES

Hace más de cien años que el concepto de exergia comenzó a tomar forma, sin embargo, los esfuerzos para popularizar su uso práctico datan de apenas 10 a 15 años. Durante este largo lapso, han existido una gran variedad de términos para el mismo.

Los fundamentos teóricos del concepto de exergia fueron expuestos por Gibbs en 1875 en el trabajo titulado "*On the Equilibrium Substances*", en donde le llamó "*Available Energy of the Body and Medium*" (Energía disponible del Cuerpo y del Medio). En 1889 el francés Gouy propuso, con el nombre de "*Energie Utilisable*" (Energía Utilizable), el empleo de una nueva función termodinámica para generalizar el hecho conocido de que solamente una fracción de la energía térmica puede ser convertida en energía mecánica. En 1935, se publica un trabajo sobre termodinámica del yugoslavo F. Bosnjakovic, donde propone la aplicación práctica del concepto de exergia y en el que maneja a la exergia como "*Technische Arbeitsfähigkeit*" (Capacidad de Trabajo Técnico).

En 1951 el norteamericano Joseph H. Keenan publicó un artículo cuyo propósito era el de desarrollar el concepto de Gibbs en forma más general de lo que se había hecho hasta esa fecha. Propone entonces una nueva función de estado equivalente a la exergia, a la que llamó "*Availability*" (Disponibilidad). Posteriormente, en 1953, el alemán E. Schmidt se refiere a la exergia como "*Technische Maximale Arbeit*" (Trabajo Técnico Máximo). En 1955 el francés Gilbert nombra a la exergia como "*Energie Dégradée en Chaleur*" (Energía Degradada en Calor) y propone su empleo para el estudio del ahorro de energía en procesos industriales.

Es hasta mediados de la década de los cincuentas que los especialistas en el tema empiezan a proponer un término de aceptación mundial. Es entonces, que en 1954 el alemán U. Grigull propone la palabra "*Ekthalpie*" (Ectalpia = Rendimiento Calorífico), que en 1956 es rebatida por el yugoslavo Z. Rant, que considera que la capacidad de trabajo no es "*Thalpie*" (Calor) ni "*Ekthalpie*", sino la obtención auténtica de trabajo. Rant establece

a la palabra "*Exergie*" (*Exergia* = Trabajo que puede ser Extraído) como el término que debe emplearse, fundamentando su estructuración en base a su significado etimológico.

A principios de la década de los sesentas fueron establecidos los fundamentos del Método de *Exergia*, entendiéndose como un desarrollo integrado de los principios de la termodinámica aplicado a sistemas industriales reales. Los pioneros de este desarrollo - aunque utilizando diferentes términos para la *exergia* - fueron: en 1960, Bosnjakovic; en 1961, Trepp; en 1962, Baehr; y en 1963, Brodyanski y Tribus.

En 1963 Tribus sugirió a Evans que el término "*Exergy*" (*Exergia*) era más adecuado que "*Available Energy*" (*Energía Disponible*) dado que la *exergia* no puede ser considerada como una clase de energía, tal como lo implican los términos "*Available Energy*" y "*Availability*", sino como una medida del alejamiento de un sistema del equilibrio. Finalmente, en 1970 El-Sayed y Aplenc proponen el nombre de "*Essergy*" (*Esergia*) para referirse al término *exergia*, que ya había sido y sigue siendo hasta la fecha aceptado mundialmente.

La palabra puede ser usada en las lenguas románicas, germánicas y eslavas, como se muestra en la tabla siguiente:

<b>IDIOMA</b>	<b>PALABRA</b>
Español	<i>Exergia</i>
Francés	<i>Exergie</i>
Italiano	<i>Essergia</i>
Alemán	<i>Exergie</i>
Inglés	<i>Exergy</i>
Eslavo	<i>Eksergija</i>
Ruso	<i>Eksergiya</i>
Polaco	<i>Egzergia</i>

## B. DEFINICION Y BASES FISICAS

La exergía es definida como el "trabajo o energía disponible en un fluido o masa como resultado de su condición de inequilibrio relativa a alguna condición de referencia".<sup>1</sup>

En otras palabras, la exergía es una propiedad que mide la capacidad que tiene cualquier objeto para producir un cambio. Esta capacidad existe debido a que el objeto no se encuentra en equilibrio completo y estable, consecuentemente, es una propiedad explícita de las condiciones estacionarias de estado. La exergía, por lo tanto, es una base perfectamente racional que asigna algún valor a un "combustible" - cualquier material que posea el potencial para efectuar un proceso - y que se aniquila irreversiblemente en todo proceso en el que un potencial disminuye (diferencia de voltajes, temperaturas, presiones, afinidad química).

Su valor puede ser calculado en cualquier punto del proceso, a partir de las propiedades que debieron ser determinadas anteriormente por medio de un balance de energía del sistema. El valor de la exergía en un punto del sistema, relativo a la condición de referencia, se obtiene mediante la ecuación general siguiente:

$$\begin{aligned}
 \text{Exergía} = & \underbrace{(u - u_0)}_{\text{Energía Interna}} - T_0 \underbrace{(s - s_0)}_{\text{Entropía}} + \underbrace{\frac{P_0}{J} (v - v_0)}_{\text{Trabajo}} + \underbrace{\frac{V^2}{2gJ}}_{\text{Momentum}} + \underbrace{(z - z_0) \frac{g}{g_c J}}_{\text{Gravedad}} \\
 & + \underbrace{\Sigma (\mu_c - \mu_0) N_c}_{\text{Energía Química}} + \underbrace{E_i A_i F_i (3T^4 - T_0^4 - 4T_0 T^3)}_{\text{Emisión de Radiación}} + \dots
 \end{aligned}$$

1. Rivero R., Ricardo. Terminología para la Aplicación del Método de Exergía. Revista del Instituto Mexicano del Petróleo (en prensa). Enero 1988. Pág. 3.

Dado que la exergía es el trabajo disponible de una fuente, se pueden desarrollar términos de flujo de corriente eléctrica, de campos magnéticos y de flujo difusional de materiales, lo cual hacen de esta ecuación, una ecuación muy completa. Sin embargo, la ecuación general de exergía puede comúnmente emplearse bajo condiciones donde los efectos de la gravedad, el momentum, la energía química y la radiación sean despreciables. Asimismo, si los términos de trabajo y energía interna se combinan, se obtiene una ecuación básica como la siguiente:

$$Ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

La aplicación de este método requiere extensamente el uso de la entropía, lo cual no presenta ningún problema, dado que es considerada como una propiedad similar a la entalpía, y se encuentra listada para varios elementos en diversas tablas. En los casos donde los valores de entropía no se hallen disponibles, ésta puede calcularse de:

$$ds = dQ/T$$

donde:  $dQ = (dU + w)$

Cabe señalar que no se requiere de un entendimiento completo de los conceptos de reversibilidad, irreversibilidad, máquinas de movimiento continuo, probabilidad termodinámica, etc., para la aplicación práctica de este método.

Un principio básico del método exérgico se basa en que el cálculo de la exergía (o trabajo disponible) está relacionado a una condición de referencia común, en la que la materia de trabajo del sistema pierde la capacidad de llevar a cabo un trabajo posterior. Esta condición de referencia generalmente es el medio ambiente del sistema, ya que la disposición final de la energía inicial disponible será la de llegar a un equilibrio térmico con el medio ambiente o "estado muerto", a través de sistemas externos de enfriamiento o expulsión de materia. Si el estado muerto se modifica, los valores numéricos de la exergía cambiarán en consecuencia. Por lo tanto, si se presenta un cambio en el estado muerto como resultado de una variación en el medio ambiente, la diferencia entre las exergías calculadas para cada estado muerto reflejará adecuadamente la variación en el trabajo potencial que puede obtenerse.

El uso del medio ambiente como una referencia sin exergía o referencia de cero energía, ofrece muchas ventajas para el diseño ingenieril y el análisis de sistemas relacionados con la energía. Por ejemplo, las descargas de calor rechazado desde plantas industriales diferentes, se comparan en base al número de BTUS. El consumo y los requerimientos de energía también se comparan en base al número de BTUS. Estas comparaciones se desarrollan con datos obtenidos del balance de calor y muestran únicamente la cantidad de energía, sin mostrar la calidad de la energía. Por ejemplo, el hecho de que una planta requiera que sus BTUS lleguen con una energía de alta calidad a 1000 °F para procesamiento de metales; en tanto que otra planta, requiera únicamente sus BTUS a 300 °F para el calentamiento de un baño de galvanoplastia. En estas comparaciones falta considerar un aspecto muy importante, el de la conservación de energía y el uso efectivo de la misma, que puede satisfacerse utilizando el método exérgico referido al medio ambiente.

El uso del medio ambiente como una base común de referencia, por ser el disipador final de calor, provee la evaluación necesaria para hacer válida las comparaciones de consumo y requerimientos de energía, no sólo entre el mismo tipo de plantas industriales, sino entre diferentes tipos de plantas. Por ejemplo, las plantas de generación de energía pueden compararse a las plantas de refrigeración industrial, con respecto a la eficiencia del uso de recursos energéticos.

Bajo algunas condiciones el medio ambiente no actúa como un disipador de calor infinito y la referencia puede variar con la influencia del sistema de energía en evaluación. Por ejemplo, cuando se disipa el calor rechazado a la atmósfera a través de un intercambiador de calor seco, se calienta el aire atmosférico en el intercambiador de calor. Esto puede corregirse en el análisis exérgico ya sea corrigiendo la condición de referencia para tomar en cuenta este efecto de calentamiento, o agregando otro paso de pérdida de calor en el sistema y manteniendo la condición atmosférica original como la referencia final.

El punto más importante en relación a un sistema de referencia para un análisis exérgico es que representa una herramienta que puede simplificar y extender la aplicación del análisis exérgico, al igual que proveer la base para el análisis de la Segunda Ley de la Termodinámica.

La eficiencia energética convencional, llamada eficiencia térmica basada en la Primera Ley, ha sido empleada comúnmente para comparar sistemas. No obstante, es claro que la eficiencia térmica, aunque a veces útil, no es un parámetro completamente adecuado para lograr ese objetivo, debido a que los diferentes tipos de energía tienen diversas capacidades ya sea para transferencias de calor o de trabajo.

Por consiguiente se define a la efectividad exérgica como<sup>2</sup>:

$$\xi = \frac{\text{Incremento en exergía}}{\text{Disminución en exergía}}$$

Esta se calcula mediante la relación del incremento de exergía que obtiene determinada corriente o corrientes dentro de un equipo o sección, entre la disminución en exergía que experimenta la corriente que suministra la energía necesaria para que el equipo o sección opere. Esto es, la ganancia obtenida de exergía entre la exergía suministrada para tal efecto. Esta proporción resulta ser una medición de qué tan bien se aprovecha la energía; y consecuentemente, refleja la facilidad o dificultad con la que pueden reducirse las pérdidas. La efectividad puede aplicarse a cualquier sistema, puesto que las exergías de gases calientes, vapor, electricidad, combustibles, etc., son todas equivalentes unas con otras; mientras que la eficiencia térmica no.

Algunos autores han empleado también otro parámetro conocido como eficiencia exérgica que se define como:

$$\eta_e = \frac{\text{exergía que sale}}{\text{exergía que entra}}$$

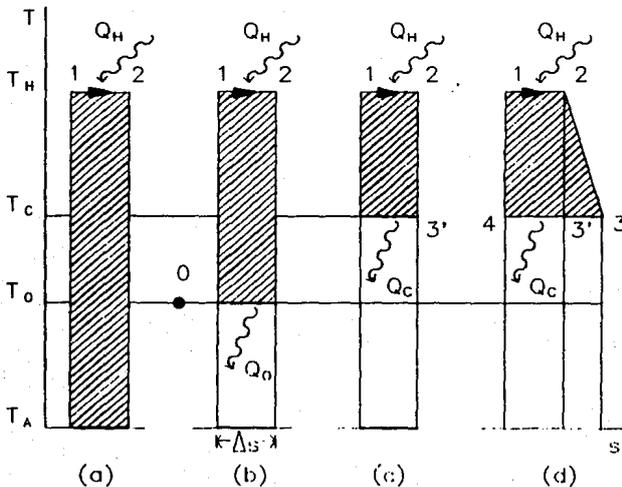
Esta eficiencia está restringida a procesos en régimen permanente, mientras que la efectividad es aplicable tanto a sistemas en régimen permanente como intermitente, abiertos o cerrados. La eficiencia exérgica puede ser insensitiva para algunos procesos y mide únicamente el funcionamiento termodinámico del proceso, independientemente de si su función se logra o no.

2 Rivero R., Ricardo, ob. cit. Pág. 10.

### C. PROCEDIMIENTO ANALITICO

El procedimiento básico para efectuar un análisis exérgico de un sistema, es determinar el valor de exergía o trabajo disponible en los puntos estables del sistema, y luego, la causa de los cambios de exergía para los procesos que ocurren entre tales estados. Ya que se define a la exergía como el trabajo disponible en un punto estable dentro de un sistema, en relación a un estado "muerto" de referencia (el medio ambiente), se puede establecer la ecuación general exérgica, como la suma de todas las exergías que contribuyen al trabajo disponible hasta ese punto.

El cálculo básico de las pérdidas de exergía se muestra con la ayuda de diagramas T-s (temperatura-entropía) que indican claramente las pérdidas exérgicas de cada proceso descrito, tanto cualitativamente como cuantitativamente (Fig. 5).



Si se introduce al sistema una cantidad de calor dada  $Q_H$ , a la temperatura  $T_H$ , la cantidad equivalente de trabajo sólo puede ser extraída si esta energía térmica fuera disipada por medio de un dispositivo ideal de recuperación de trabajo (motor sin pérdidas) a una temperatura de cero absoluto  $T_A$  (Fig. 5a). En este caso, todo el calor de entrada podría ser convertido a trabajo, y la exergía en  $T_H$  sería  $Ex_H = Q_H$ .

Cuando el calor de la máquina de recuperación de trabajo se rechaza a una temperatura finita (tal como el medio ambiente en la tierra), sólo se recupera la exergía entre  $T_H$  y  $T_0$ , y la parte debajo de  $T_0$  se pierde (Fig. 5b). Por lo tanto, el trabajo disponible o exergía en  $T_H$  es:  $Ex_H = Q_H \frac{T_0}{T_H}$ , donde  $T_0 \Delta s$  es la parte no recuperable de la exergía inicial ideal. El término  $T_0 \Delta s$  representa  $Q_0$ , es decir, el calor rechazado al medio ambiente por la reversibilidad. Si se considera que la entalpía representa  $Q$  para una masa de unidad (se asumen condiciones de estado y flujo invariables), la exergía en  $T_H$  con la pérdida de calor en  $T_0$  es:  $Ex_H = h_H - h_0$ .

Sin embargo, la ecuación de exergía general debe considerar las pérdidas que ocurren en el sistema actual. El calor de una máquina no puede ser rechazado al medio ambiente sin que una diferencia de temperatura ocasione un flujo de calor. Esta condición se muestra en la Fig. 5c donde el calor se rechaza al medio ambiente  $T_0$  a una temperatura de  $T_c$ . La parte de exergía inicial en  $T_H$  que se pierde a través de esta transferencia de calor es:

$$Ex_{\text{perdida}} = Q_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) = Q_c - \frac{T_0}{T_c} Q_c$$

pero  $Q_c / T_c$  es igual a la entropía  $s$ . La pérdida de exergía por rechazar el calor hacia los alrededores en  $T_c$  es el calor  $Q_c$  menos cualquier producción irreversible de entropía generada en el sistema. El sistema mostrado (Fig. 5c) es internamente reversible entre las temperaturas  $T_H$  y  $T_c$ , pero es externamente irreversible ya que rechaza su calor hacia el medio ambiente con una diferencia finita de temperatura de  $T_c - T_0$ .

La producción irreversible de entropía dentro de un sistema a causa de la fricción, transferencia de calor con un descenso finito de temperatura u otras ineficiencias resulta en una pérdida de exergía del sistema. La Fig. 5d muestra una típica pérdida

irreversible dentro de un sistema que ocasiona la producción en entropía de  $s_2$  a  $s_3$  sin una producción equivalente de trabajo útil. La pérdida de exergía está representada por el área debajo de la línea  $T_0$  entre  $s_3$  y  $s_2$ .

$$Ex_{\text{perdida}} = T_0 (s_3 - s_2)$$

o en general,  $Ex$  pérdidas internas =  $T_0 \Delta s$  irreversibles

La explicación precedente de la exergía, utiliza un ciclo cerrado para describir el efecto en el trabajo del sistema por varias pérdidas que son inherentes al sistema, o que resultan de la operación o el diseño ineficiente. El uso de este ciclo cerrado ha permitido definir el trabajo del sistema con áreas en los diagramas. El valor exérgico en el que se está interesado para un análisis de este tipo, es el de un punto estable en el sistema relativo al medio ambiente. El punto 2 en la Fig. 5b tiene el mayor valor de entalpía y entropía en el ciclo, posterior al proceso de adición de calor isotérmico 1-2. El punto 0 es la condición de referencia y tiene los valores de entropía y entalpía del fluido de trabajo del sistema, como si estuviera en reposo bajo las condiciones ambientales.

Este procedimiento de cálculo se emplea posteriormente en forma de bloque para proveer al método de exergía de la información esencial. La entrada y la salida de cada bloque involucran las composiciones pertinentes de parámetros de un sistema energético, incluyendo los valores iniciales y finales de exergía del proceso bajo consideración. El método de bloque es un diagrama del sistema con procedimientos de cálculo individuales para diversos procesos, que se relacionan interactivamente al final y que otorgan, mediante esta técnica, el grado de exactitud deseado en los resultados.

Una vez que el método de bloques es integrado en un diagrama secuencial de operaciones, los cálculos pueden realizarse fácilmente con la ayuda de computadoras, especialmente cuando se trata de sistemas muy complejos. Los cálculos de un bloque pueden integrarse como una subrutina y ser utilizados, cuando así lo requiera, el análisis del sistema.

El procedimiento de aplicar este método de bloques, posee la ventaja de que se pueden incluir los componentes que uno desee del sistema, sin que el resultado varíe notoriamente. No obstante, si se desean considerar y analizar todas las pérdidas irreversibles

del sistema, esto puede llevarse a cabo, tomando en cuenta todos los parámetros y condiciones que se involucran; obteniendo por consiguiente, un conocimiento preciso de la eficiencia individual y total del sistema. Este análisis puede ser empleado ulteriormente para la mejoría en el diseño de los procesos, dado que se conoce con exactitud la magnitud y localización de las pérdidas de exergía.

Enseguida, se muestra un esquema de una planta termoeléctrica cualquiera, con su respectivo diagrama de bloques. Tal y como se señaló, el siguiente ejemplo podría resultar un análisis preliminar si se consideran siete puntos importantes en el sistema. Sin embargo, pueden contemplarse un sinnfín de puntos de referencia, obteniéndose así, cálculos que resultan ser más precisos.

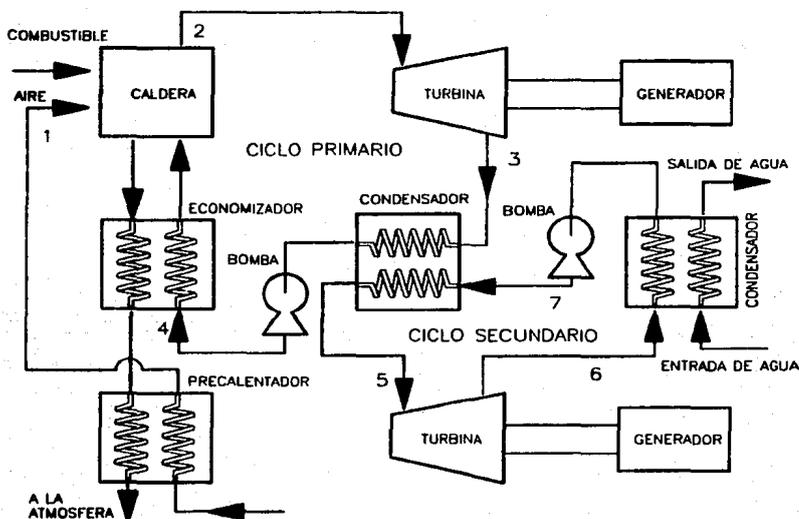


Fig. 6 Esquema de una Planta Termoeléctrica

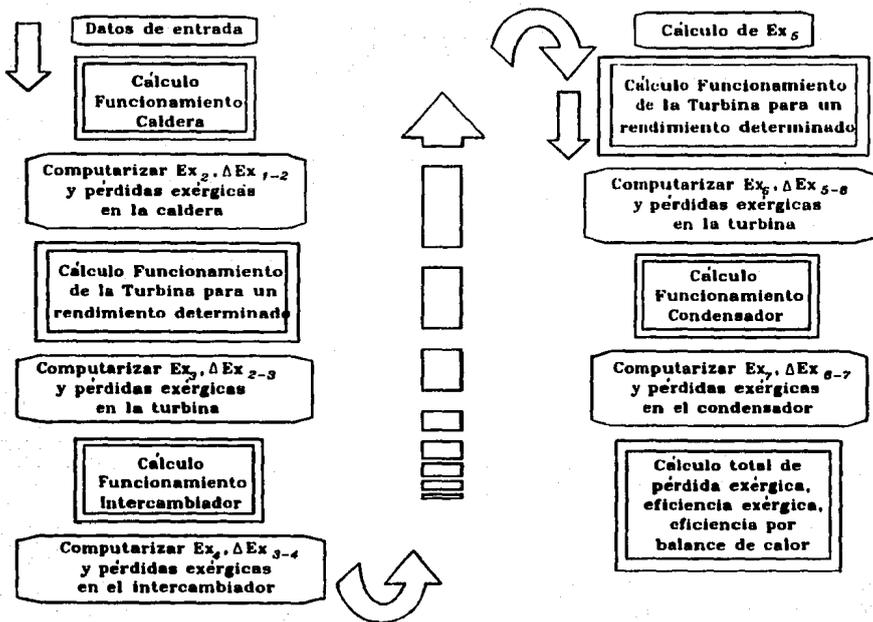


Fig. 7 Diagrama de Flujo de Bloques de Cálculo

Tal y como se indica en el diagrama, en cada bloque se calcula la salida de exergía, el cambio de exergía en el proceso y la exergía perdida en el mismo. Los dos primeros valores son utilizados en cálculos subsecuentes para elaborar un balance de exergía, y asegurarse que toda la exergía que posea la fuente inicial de energía, sea considerada ya sea como pérdida o trabajo a la salida final del sistema. Las pérdidas de exergía de cada proceso en el sistema son enumeradas, totalizadas, y la eficiencia final exérgica del sistema determinada por la siguiente fórmula:

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{disponible} - Ex_{pérdidas}}{Ex_{disponible}}$$

La información, obtenida de la aplicación de este método, es tabulada numéricamente y las pérdidas individuales de exergía son clasificadas en diversas categorías según el origen de las mismas (procesos químicos, intercambio de calor, fricción, ineficiencia de la maquinaria, calor rechazado, etc.). Esta tabla resulta de mucha importancia por su flexibilidad y puede utilizarse tanto para sistemas pequeños y simples, como para grandes y complejos; además de evaluar potencialmente las mejoras que se pueden realizar en el sistema, ya sea con modificaciones en el diseño u operación, para una mejor conservación de la energía. Su presentación resulta de fácil entendimiento para el público en general, y muestra una distribución real de las pérdidas, debido a que evade la información errónea que da el método de balance de energía. Del mismo modo, los datos de ésta, pueden manipularse por parte de los ingenieros para minimizar las pérdidas atribuidas a los intercambiadores de calor; por parte de investigadores del ambiente, para conocer las posibilidades de recuperar energía, etc.

## D. ALGUNAS APLICACIONES

La aplicación del análisis exérgico a un sistema debe estar guiada por la necesidad de mejorar la eficiencia en el uso de la energía. Estas mejoras deben ser económicamente aceptables, así como mostrar beneficios en el ahorro de la energía. Existen dos enfoques para evaluar el trabajo o energía disponible en un sistema, uno para diseñar sistemas nuevos, y otro, para evaluar los sistemas ya existentes.

En el diseño de un nuevo sistema que involucra la generación del uso de energía, el método exérgico proveerá la información para seleccionar de una mejor manera los diseños de los componentes y los procedimientos de operación que serán más efectivos bajo cualquier selección, tales como, costos operativos y de planta, conservación de energía, versatilidad del combustible y contaminación. El diseño de un nuevo sistema se lleva a cabo mediante la evaluación de pérdidas en el trabajo asociadas con posibles procesos, diseños de equipo, y procedimientos operativos que pueden aplicarse en el sistema para proveer el producto final. Este análisis debe realizarse en base a un sistema integral, debido a que la pérdida de energía como resultado de una ineficiencia irreversible en los componentes y en los procesos, variará conforme a las condiciones límite impuestas en éstos.

Cabe mencionar que después de que se selecciona un proceso o componente mediante un análisis "*trabajo-pérdida*" basado en suposiciones operativas del sistema, se deberá llevar a cabo una iteración con condiciones de desempeño variantes, para asegurarse de que las condiciones del sistema en general cumplan con los mejores requerimientos. La minimización del trabajo perdido en el sistema definirá al sistema más eficiente; el método exérgico se basa en este principio.

Por otra parte, en el análisis exérgico de un sistema existente, la tarea principal consiste en determinar dónde se encuentran las pérdidas del trabajo disponible en el sistema, cuál es la magnitud de dichas pérdidas, y qué correcciones pueden mejorar de la manera más segura la eficiencia del sistema. Para incrementar la eficiencia de un proceso existente generalmente es necesario modificar una parte del equipo o cambiar el procedimiento de operación, lo que conlleva un aumento en los costos de capital. Por lo tanto, es importante

determinar el lugar preciso de las pérdidas para que, con el mínimo costo de inversión, se pueda obtener el máximo beneficio de eficiencia del sistema.

Para lograr esto, es necesario determinar las características de funcionamiento del fluido de trabajo en varias estaciones del sistema, entre procesos y componentes. Dichos datos consisten generalmente en temperaturas, presiones, rangos de flujos, voltajes, velocidades y corrientes eléctricas del sistema. Las pérdidas incluidas en cada proceso son entonces catalogadas y se evalúa su relación con la eficiencia del sistema general. A partir de estos conocimientos, pueden desarrollarse decisiones prácticas para mejorar la eficiencia del mismo. Puede ser que con modificaciones simples y económicas, tales como agregar aislamiento térmico o sellar fugas de gas, pueda incrementarse la eficiencia del sistema. Aún así, es muy importante tener una medida verídica de las pérdidas del trabajo existentes en el sistema, y de las localizaciones y magnitudes de éstas. La selección de las pérdidas a corregir en cualquier sistema deberá basarse en un juicio técnico-económico.

En cuanto a aplicaciones prácticas se refiere, el método exérgico encuentra una muy significativa en los intercambiadores de calor, dado que resultan ser los componentes de mayor utilización en los sistemas energéticos y representan, por lo tanto, una considerable fuente de pérdidas exérgicas. Los intercambiadores son generalmente ineficientes debido a que han sido diseñados - desde épocas remotas- en base a un primer costo mínimo que dictamina un tamaño de unidad pequeño, por lo que la diferencia de temperaturas entre las dos corrientes de fluido deberá maximizarse. No obstante, cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas en el intercambiador, mayor será la pérdida de exergía durante la transferencia de calor.

Con el fin de mostrar el procedimiento de cálculo de las pérdidas de exergía en un intercambiador, se considerará un dispositivo simple de contracorriente aire-aire (Fig. 8). La temperatura de la corriente de aire caliente permanecerá constante, mientras que la temperatura de la corriente de aire frío se variará, con el objeto de advertir que la pérdida de exergía es una función de la diferencia de temperatura entre ambas corrientes. Se supone que la cantidad de calor transferida a la corriente de aire fría es de 50,000 Btu/hr y las condiciones de referencia son:

$$T_0 = 70^\circ\text{F} \text{ (} 530^\circ\text{R)}, h_0 = 127 \text{ Btu/lb}, s_0 = 0.5963 \text{ Btu/lb }^\circ\text{R}$$

Los valores de entalpía y entropía fueron extraídos mediante interpolación de las tablas (7-2) del Ahern . [Ahern, John. The Exergy Method of Energy Systems Analysis, John Wiley & Sons, 1a. ed., Nueva York, 1980. Pág. 67, 150.].

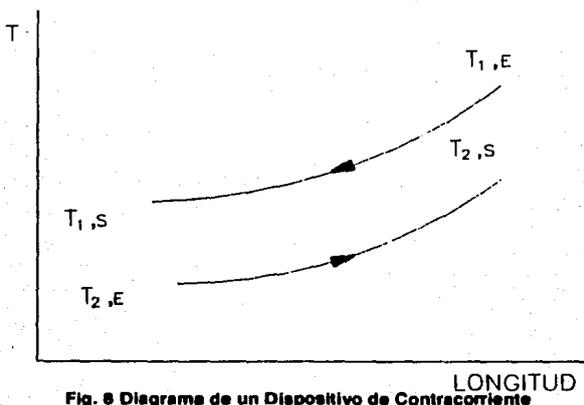


Fig. 8 Diagrama de un Dispositivo de Contracorriente

### CASO A

	<u>Fluido caliente (1)</u>		<u>Fluido frío (2)</u>	
	E	S	E	S
T =	1150	850	650	950 ( $^\circ\text{F}$ )
h =	399.0	320.5	269.2	346.1 (Btu/lb)
s =	0.8713	0.8148	0.7732	0.8355 (Btu/lb $^\circ\text{R}$ )

La exergia para cada punto se calcula mediante la fórmula:

$$Ex_m = (h_m - h_0) - T_0 (s_m - s_0)$$

donde el subíndice "m" se refiere a cualquier punto y el subíndice "o" al punto o condiciones de referencia. Por lo tanto:

$$Ex_{1E} = (399 - 127) - 530 (0.8713 - 0.5963)$$

$$Ex_{1E} = 126.3 \text{ Btu/lb}$$

$$Ex_{1S} = 77.7 \text{ Btu/lb}$$

$$Ex_{2E} = 48.4 \text{ Btu/lb}$$

$$Ex_{2S} = 92.3 \text{ Btu/lb}$$

Para este caso la diferencia de temperatura entre la entrada del fluido caliente y la salida del frío es de 200 °F. La variación de entalpías en la misma corriente es de:

$$\Delta h_1 = 399.0 - 320.5 = 78.5 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta h_2 = 346.1 - 269.2 = 76.9 \text{ Btu/lb}$$

y la tasa de flujo o velocidad del aire en cada corriente será de:

$$\text{Fluido caliente} \quad \frac{50,000 \text{ Btu/hr}}{78.5 \text{ Btu/lb}} = 636.9 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Fluido frío} \quad \frac{50,000 \text{ Btu/hr}}{76.9 \text{ Btu/lb}} = 650.2 \text{ lb/hr}$$

Por otra parte, la exergía disponible a la entrada de la corriente caliente es (a partir de aquí los valores han sido redondeados):

$$(126.3 \text{ Btu/lb}) (636.9 \text{ lb/hr}) = 80,400 \text{ Btu/hr}$$

la exergía que sale de la misma es:

$$(77.7 \text{ Btu/lb}) (636.9 \text{ lb/hr}) = 49,500 \text{ Btu/hr}$$

asimismo, la exergía aprovechada por la corriente fría es de:

$$(92.3 - 48.4 \text{ Btu/lb}) (650.2 \text{ lb/hr}) = 28,500 \text{ Btu/hr}$$

obteniendo finalmente que la exergia perdida o desaprovechada es:

$$80,400 - 49,500 - 28,500 = 2,400 \text{ Btu/hr}$$

lo que representa un 4.8% de la exergia que aún se encuentra disponible en la corriente caliente. Por último, la eficiencia del intercambiador, empleando la fórmula de eficiencia final exérgica, resulta ser:

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{\text{disponible}} - Ex_{\text{pérdidas}}}{Ex_{\text{disponible}}}$$

$$\eta_{Ex} = \frac{30,900 - 2,400}{30,900} = 92.2 \%$$

### CASO B

	<u>Fluido caliente (1)</u>		<u>Fluido frío (2)</u>		
	E	S	E	S	
T =	1150	850	450	750	(°F)
h =	399.0	320.5	218.9	294.8	(Btu/lb)
s =	0.8713	0.8148	0.7257	0.7940	(Btu/lb °R)

En esta ocasión la diferencia de temperatura es de 400 °F, el flujo del aire caliente permanece igual (636.9 lb/hr); sin embargo, el flujo del aire frío varía:

$$Ex_{2E} = 23.3 \text{ Btu/lb}$$

$$Ex_{2S} = 63.0 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta h_2 = 294.8 - 218.9 = 75.9 \text{ Btu/lb}$$

$$\frac{50,000 \text{ Btu/hr}}{75.9 \text{ Btu/lb}} = 658.8 \text{ lb/hr}$$

La exergía disponible en la corriente de aire caliente a la entrada y salida es la misma que en el caso anterior, pero la aprovechada por la corriente fría es:

$$(63.0 - 23.3 \text{ Btu/lb}) (658.8 \text{ lb/hr}) = 26,150 \text{ Btu/hr}$$

por lo que la exergía perdida en la transferencia de calor resulta ser:

$$80,400 - 49,500 - 26,150 = 4,750 \text{ Btu/lb}$$

representando este valor un 9.6 % de la exergía aún disponible en la corriente caliente. Asimismo, la eficiencia del intercambiador en este caso resulta ser:

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{30,900 - 4,750}{30,900} = 84.6 \%$$

Los resultados demuestran que la pérdida de exergía para una transferencia de calor constante resulta ser una función de la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ). Estos indican que la pérdida de exergía mediante procesos irreversibles de transferencia de calor, no debe ser despreciada y tendrá que ser considerada, especialmente, en sistemas energéticos donde existe una gran cantidad de intercambiadores.

Por su parte, la aplicación del método exérgico en los sistemas de refrigeración puede proveer de importante y valiosa información, para llevar a cabo considerables ganancias de energía efectiva. Es por lo consiguiente que, a continuación, se realizará el análisis de un sistema refrigerante (uno ideal y un ejemplo real), con el fin de apreciar la gran versatilidad del método en cuestión y sus alcances en cualquier tipo de sistema o proceso.

Se analizará un ciclo de refrigeración cerrado (Brayton inverso) que provee 100W de refrigeración a 30°R. El ciclo emplea helio como fluido de trabajo y la refrigeración se lleva a cabo por medio de un expansor o turbina, un enfriador y un compresor (Fig. 9).

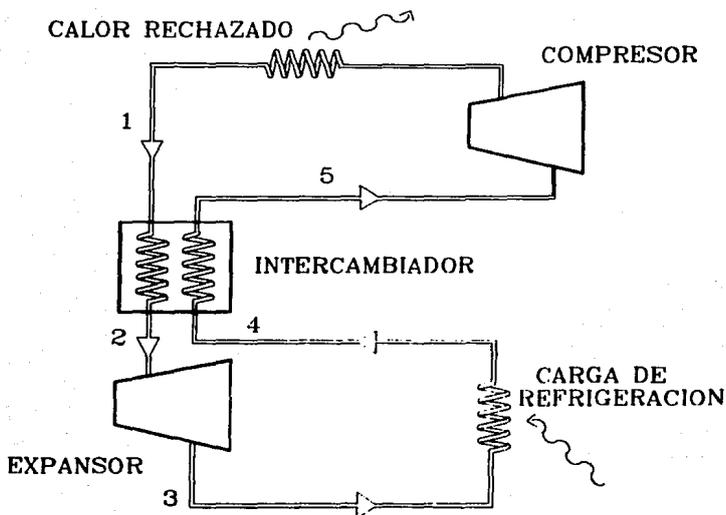


Fig. 9 Ciclo de Refrigeración, Brayton Inverso

Para simplificar un poco este sistema, se analizará al expansor, al enfriador y al refrigerador, y se considerará a la compresión como un proceso isotérmico ideal - sin pérdidas irreversibles -. La siguiente tabla muestra las condiciones supuestas y los valores de exergía calculados para cada punto del ciclo, en dos sistemas. Para el sistema ideal se supone que no existe una caída o diferencia de temperaturas entre el flujo de corrientes en el enfriador, lo que implica una transferencia de calor sin pérdidas. Además se estimará una expansión isoentrópica en el expansor, lo que indica una eficiencia exérgica del 100% para la parte refrigerante del sistema. En el caso del ciclo real se considerará una diferencia de temperatura de  $10^{\circ}\text{R}$  entre ambas corrientes, permaneciendo la temperatura de entrada del helio frío a  $30^{\circ}\text{R}$ ; además de suponer una eficiencia isoentrópica del 60% para el expansor. [Ahern, John E. ob cit. Pág. 135.]

PUNTO	PRESION (Psia)	TEMP. (°R)	ENTALPIA h(Btu/lb)	ENTROPIA s(Btu/lb °R)	EXERGIA Ex (Btu/lb)
Condición de Referencia					
	14.7	530	664	7.480	0
Proceso Ideal (reversible)					
1	161.7	540	678	6.318	630
2	145.5	30	40	2.696	1911
3	17.6	13	21	2.696	1892
4	17.6	30	43	3.820	1318
5	14.7	543	681	7.509	1.5
Proceso Real					
1	161.7	540	678	6.318	630
2	145.5	40	54	3.094	1714
3	17.6	25	38	3.663	1397
4	17.6	30	43	3.820	1318
5	14.7	537	667	7.485	0.3

Primeramente, se analizará el sistema ideal, iniciando por los puntos 1-2. El cambio de exergia en la corriente (caliente) que circula a través del intercambiador (del compresor al expansor) es:

$$\Delta Ex_{1-2} = Ex_1 - Ex_2 = 630 - 1911 = -1,281 \text{ Btu/lb}$$

y el calor transferido entre ambas corrientes de helio es de:

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1 = 40 - 678 = -638 \text{ Btu/lb}$$

Para los puntos 2-3, el cambio de exergia en el expansor es:

$$\Delta Ex_{2-3} = Ex_2 - Ex_3 = 1911 - 1892 = 19 \text{ Btu/lb}$$

donde idealmente esta variación de exergia (al igual que de entalpía) es considerada como trabajo útil y no existen pérdidas porque ambas entropías permanecen constantes (proceso isoentrópico).

Para los puntos 3-4, el cambio de exergia en el refrigerador es:

$$\Delta Ex_{3-4} = Ex_3 - Ex_4 = 1892 - 1318 = 574 \text{ Btu/lb}$$

y el calor transferido al helio es de:

$$\Delta h_{3-4} = h_4 - h_3 = 43 - 21 = 22 \text{ Btu/lb}$$

lo cual nos indica que el flujo en libras de helio por hora es:

$$100 \text{ W} = 341.3 \text{ Btu/hr}$$

$$\frac{341.3 \text{ Btu/hr}}{22 \text{ Btu/lb}} = 15.5 \text{ lb/hr}$$

Para los puntos 4-5, el cambio de exergia en la corriente fría, que se dirige del expansor al compresor y pasa por el intercambiador es:

$$\Delta Ex_{4-5} = Ex_4 - Ex_5 = 1318 - 1.5 = 1,316.5 \text{ Btu/lb}$$

pero la transferencia de calor que se realiza entre las dos corrientes, deberá seguir siendo la misma que la calculada anteriormente ( $\Delta h_{1-2}$ ), lo cual se corrobora efectuando:

$$\Delta h_{4-5} = 681 - 43 = 638 \text{ Btu/lb}$$

Por último, para los puntos 5-1, el cambio de exergia en el compresor es:

$$\Delta Ex_{5-1} = Ex_5 - Ex_1 = 1.5 - 630 = -628.5 \text{ Btu/lb}$$

Al realizar un balance del proceso evaluado se tiene que la eficiencia es del 100%, puesto que no existen pérdidas de exergía por ningún concepto, además de que previamente se consideró al proceso ideal y reversible. Cabe mencionar que la exergía consumida, es el trabajo neto del compresor menos el trabajo del expansor, es decir:

$$630 - 19 = 611 \text{ Btu/lb}$$

lo que da una potencia requerida para el funcionamiento del sistema de:

$$\frac{611 \text{ Btu/lb} \cdot 15.5 \text{ lb/hr}}{3.413 \text{ Btu/W hr}^{-1}} = 2,775 \text{ W}$$

Por otra parte, para el sistema real los cálculos son los siguientes:

a) El cambio de exergía en el intercambiador es:

$$\Delta Ex_{1-2} = Ex_1 - Ex_2 = -1,084 \text{ Btu/lb}$$

y el calor transferido entre las dos corrientes de helio resulta ser:

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1 = 54 - 678 = -624 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta h_{4-5} = h_5 - h_4 = 667 - 43 = 624 \text{ Btu/lb}$$

Dado que el sistema es real, existen pérdidas de exergía en la transferencia de calor, que se obtienen de:

$$\Delta Ex_{1-2} = (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)$$

$$\Delta Ex_{1-2} = (54 - 678) - 530 (3.094 - 6.318) = -1,084 \text{ Btu/lb}$$

el signo menos indica que el fluido que circula del punto 1 al 2 cede calor a la otra corriente que fluye del punto 4 al 5, cuyo cambio de exergía es:

$$\Delta Ex_{4-5} = (h_5 - h_4) - T_0 (s_5 - s_4)$$

$$\Delta Ex_{4-5} = (667 - 43) - 530 (7.485 - 3.820) = 1,318 \text{ Btu/lb}$$

si se suman ambos diferenciales de exergia, se obtiene el calor perdido como resultado de la transferencia del mismo:

$$\Delta Ex_{P(1-2)} = \Delta Ex_{P(4-5)} = \Delta Ex_{4-5} + \Delta Ex_{1-2} = 234 \text{ Btu/lb}$$

- b) El cambio de exergia en el expansor es:

$$\Delta Ex_{2-3} = Ex_2 - Ex_3 = 1714 - 1397 = 317 \text{ Btu/lb}$$

y el trabajo útil, viene dado por la diferencia de entalpías:

$$W = h_3 - h_2 = 38 - 54 = -16 \text{ Btu/lb}$$

asimismo, existen pérdidas por ineficiencia de la máquina que se calculan como:

$$\Delta Ex_{P(2-3)} = T_0 (s_3 - s_2) = 530 (3.663 - 3.094) = 302 \text{ Btu/lb}$$

- c) El cambio de exergia en el refrigerador es:

$$\Delta Ex_{3-4} = Ex_3 - Ex_4 = 1397 - 1318 = 79 \text{ Btu/lb}$$

y el calor transferido al helio es de:

$$\Delta h_{3-4} = h_4 - h_3 = 43 - 38 = 5 \text{ Btu/lb}$$

lo que da un flujo de helio de:

$$\frac{341.3 \text{ Btu/hr}}{5 \text{ Btu/lb}} = 68.3 \text{ lb/hr}$$

- d) Finalmente, el cambio de exergia en el compresor es:

$$\Delta Ex_{5-1} = Ex_5 - Ex_1 = 0.3 - 630 = -629.7 \text{ Btu/lb}$$

donde no existen pérdidas por la restricción de considerar al compresor ideal.

Al elaborar el balance de este sistema, se observa que la exergía suministrada al proceso fue el trabajo del compresor menos el trabajo del expansor:

$$630 - 16 = 614 \text{ Btu/lb}$$

lo que significa una eficiencia exérgica y una potencia requerida para el funcionamiento de este ciclo de:

$$\eta_c = \frac{\text{exergía que sale}}{\text{exergía que entra}} = \frac{79}{614} = 13\%$$

$$\frac{614 \text{ Btu/lb} \cdot 68.3 \text{ lb/hr}}{3.413 \text{ Btu/W hr}^{-1}} = 12,287\text{W}$$

Por último, el total de pérdidas exérgicas se obtiene como:

$$Ex_{P(\text{Tot})} = \Delta Ex_{P(1-2)} + \Delta Ex_{P(2-3)} = 536 \text{ Btu/lb}$$

donde las pérdidas en la transferencia de calor representan el 44%, y las pérdidas por ineficiencia del expansor, constituyen el 56% del total de las pérdidas exérgicas.

Otra de las aplicaciones importantes de este método radica en los procesos químicos de combustión, donde el análisis de éstos resulta muy complicado por el simple hecho de que diversos procesos individuales son llevados a cabo en el mismo lugar y tiempo e involucran diferentes tipos de materia. Asimismo, dado la irreversibilidad de estos procesos y a que comúnmente se efectúa la oxidación de varios elementos dentro de un mismo combustible, el balance de energía y la pérdida de exergía deberán ser elaborados para cada elemento involucrado en la reacción. No obstante, el total de exergía perdida se obtiene sumando cada uno de los valores de los componentes analizados.

El valor de exergía cuando la reacción química del sistema se encuentra en equilibrio con el medio que la rodea, es:

$$Ex_i = (U + P_0V_i - T_0s_i) - (U_0 - P_0V_0 - T_0s_0)$$

Sin embargo, para condiciones donde la energía cinética y potencial pueden ser despreciadas y sabiendo que  $h_i = U_i + P_iV_i$ , la fórmula se reduce a:

$$Ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)$$

La combustión es un proceso complejo y en la mayoría de los casos los diseños son basados en datos desarrollados empíricamente. Desde un punto de vista termodinámico, el proceso de combustión ofrece un significativo ahorro potencial en pérdida de exergía, y la oportunidad de mejorar la eficiencia de sistemas energéticos intensivos, mediante el uso del método exérgico.

Por otra parte, existen pérdidas de exergía ocasionadas por el movimiento de fluidos en los sistemas, debidas a la fricción, viscosidad, fugas de calor, momentum y efectos gravitacionales. En diversos sistemas energéticos, las pérdidas de exergía por la combustión, transferencia de calor e ineficiencia de las máquinas (turbinas o compresores) son mucho más importantes o de mayor interés que las obtenidas por el flujo de fluidos, por lo que éstas pueden ser despreciadas. A pesar de eso, existen diversos sistemas industriales que involucran una pequeña cantidad de energía térmica y donde las pérdidas por el movimiento de fluidos son de vital importancia. Algunos de estos sistemas típicos resultan ser las plantas hidroeléctricas, sistemas de bombeo y distribución de agua, oleoductos y sistemas de distribución de aire en minas.

La fórmula generalizada de exergía en un sistema con movimiento de fluidos, en cierto punto, se encuentra dada por:

$$Ex_i = U_i - U_0 - v_i(P_i - P_0) + mg(z_i - z_0) + 1/2 m (V_i^2 - V_0^2) - T_0(s_i - s_0)$$

Generalmente las condiciones de referencia serán las del fluido en condiciones de reposo ambientales a nivel del mar, pero para algunos análisis exérgicos resulta conveniente el uso de otra referencia, como por ejemplo, la salida del ducto de una planta hidroeléctrica.

Para determinar las ventajas de la aplicación del método exérgico de un sistema energético sobre otro, las comparaciones deberán efectuarse en base a la eficiencia y costo del sistema (análisis exergo-económicos). El empleo del balance de eficiencia energética convencional, donde la energía calorífica y eléctrica son consideradas por igual, es irreal y conduce a conclusiones erróneas. El uso de la eficiencia exérgica, que se basa en la Segunda Ley de la Termodinámica, es un método realista por permitir comparaciones entre sistemas, tanto del mismo como de diferente tipo.

## IV. ANALISIS EXERGICO DE UNA TERMOELECTRICA

### A. GENERALIDADES

La Central Termoelectrica "Francisco Pérez Ríos" (Tula), se localiza a 96 km. al noroeste de la Cd. de México, y a 8 km. al sur de la Cd. de Tula, Hgo., sobre una superficie de 94 hectáreas a una altitud de 2,100 m. sobre el nivel del mar. Cuenta con 5 unidades generadoras de 300,000 KW cada una, haciendo un total de 1.5 GW de capacidad instalada y efectiva.

Los generadores de vapor son de tipo intemperie, hogar de presión positiva y están diseñados para quemar aceite combustible y/o gas natural y producir 4545 ton/h de vapor. Además cuentan con equipos auxiliares como ventiladores de tipo forzado, ventiladores recirculadores de gases, precalentadores de aire a vapor y regenerativos, sopladores de hollín. A plena carga, el consumo diario de combustible es de 47,169 barriles o en su caso 8,000,000 m<sup>3</sup> de gas.

El ciclo termodinámico de la planta es regenerativo y consta de siete extracciones de vapor y una etapa de recalentamiento, para calentamiento del agua de alimentación a la caldera, con los accesorios auxiliares necesarios para su operación. Los turbogeneradores son del tipo acción/reacción, de doble flujo en el escape, compuesta de 2 cilindros en serie (alta, intermedia y baja presión) de condensación, 56 mm Hg de vacío absoluto en la presión de escape y una velocidad de 3,600 rpm. Los alternadores están directamente acoplados a las turbinas y son enfriados con hidrógeno a una presión de 3 kg/cm<sup>2</sup>, 3 fases, 3,600 rpm, 60 Hertz, 20 KV, 346,000 KVA y 90% de factor de potencia atrasado.

Para sus diferentes servicios, la central se abastece de 2 tipos de agua, una de 29 pozos, cuya capacidad es de 1,200 l/seg y que se utiliza para abastecer a la planta desmineralizadora, servicios generales y parcialmente torres de enfriamiento. Para el sistema de enfriamiento que es de tipo cerrado con torres de enfriamiento, se utilizan aguas negras provenientes de la Ciudad de México. El tratamiento que reciben las aguas negras es mediante un proceso de lodos activados, que permite eliminar la materia orgánica,

biodegradándola a formas estables; produce 650 l/seg de agua y es utilizada en las 5 torres de enfriamiento.

A continuación se especifican ciertos datos técnicos, que serán empleados posteriormente:

### **CALDERA**

Presión vapor sobrecalentado	181.4 kg/cm <sup>2</sup> (2595 psia)
Temperatura vapor sobrecalentado:	540.5 °C (1015 °F)
Consumo térmico:	2,050 kcal /KW-h
Calor transferido:	10,083 kcal/kg (18,150 Btu/lb)
Eficiencia teórica:	86%
Temperatura de la combustión (al 75% de carga):	1260 °C (2300 °F)

### **TURBINA**

Potencia:	417,560 HP (311,500 KW)
Presión entrada vapor (T.A.P.):	168.1 kg/cm <sup>2</sup> (2392 psia)
Temperatura entrada vapor (T.A.P.):	537.7 °C (994 °F)
Presión salida vapor (T.A.P.):	34.7 kg/cm <sup>2</sup> (494 psia)
Temperatura salida vapor (T.A.P.):	342.8 °C (649 °F)
Presión vapor recalentado:	33.7 kg/cm <sup>2</sup> (480 psia)
Temperatura vapor recalentado:	528.9 °C (984 °F)

Presión salida vapor (T.B.P.):	112.5 kg/cm <sup>2</sup> (1.601 psia)
Temperatura salida vapor (T.B.P.):	47.8 °C (118 °F)

### **CONDENSADORES**

Tipo:	Superficie
Número de Tubos:	14,000
Presión absoluta:	57.2 mm Hg (1.1061 psia)
Flujo de vapor a condensador:	604 ton/h
Temperatura del condensado:	40 °C (105 °F)

### **GENERAL**

Eficiencia teórica del ciclo:	38%
Eficiencia real del ciclo:	33.3 %

## B. CALCULOS

La siguiente figura esquematiza en forma sencilla el ciclo de la termoeléctrica de Tula, con el fin de asignar un número a cada punto de referencia del sistema.

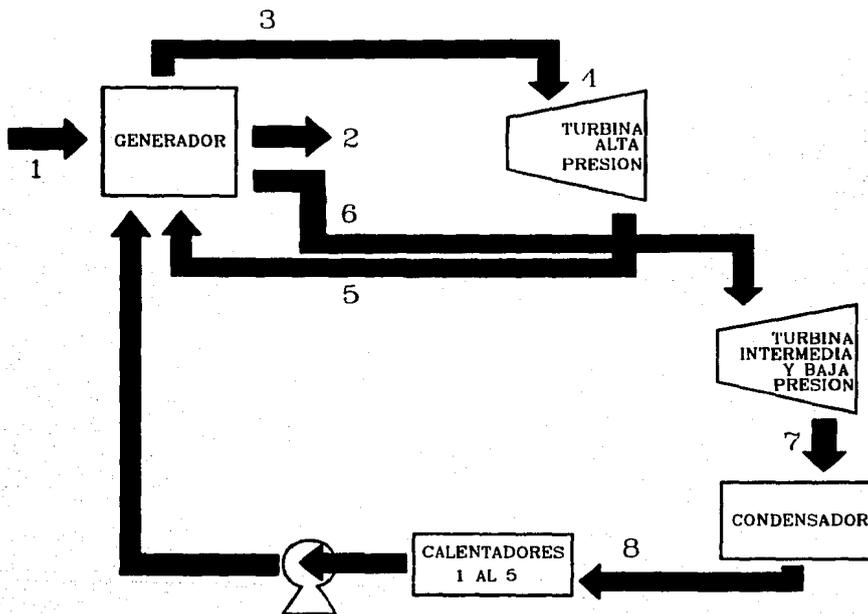


Fig. 10 Esquema de la Planta Termoeléctrica de Tula

Asimismo, la tabla que se muestra a continuación indica los valores promedio de operación del sistema durante un determinado día. [Tablas de Reporte de Datos de la Planta Termoeléctrica de Tula, del día 29 de Julio de 1988, 5 hojas].

PUNTO	TEMP. (°F)	PRESION (Psia)	ENTALPIA (Btu/lb)	ENTROPIA (Btu/lb °R)	EXERGIA (Btu/lb)
1	3500	-----	18150	-----	18150
2	-----	-----	-----	-----	15610
3	1015	2595	1464	1.5276	7348
4	994	2392	1457	1.5309	7250
5	649	494	1330	1.5888	5476
6	984	480	1513	1.7361	6653
7	118	1.601	1010	1.7606	878
8	105	1.106	73	0.1386	12

Los valores de entalpía y entropía fueron extraídos de las tablas (B13 a B15) del Faires a las condiciones de referencia: 70 °F (530 °R), 0.36 psia, 38.0 Btu/lb, 0.0745 Btu/lb °R [Faires, Virgil M. Termodinámica. Edit. UTEHA, 6a. ed., 1983. Págs. 617-628.].

Los valores de exergía fueron evaluados, según la fórmula anteriormente expuesta:  $Ex = m [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)]$ .

Durante la combustión de 1 lb/hr de combustóleo, se obtiene cierta cantidad de flujo de vapor que depende de las propiedades y condiciones del vapor en el generador. La cantidad de calor recibida por el vapor es:

$$\eta Q = m (h_3 - h_8)$$

despejando se obtiene el flujo de vapor que es de:

$$m = \frac{Q_{\eta}}{(h_3 - h_8)} = \frac{18150 (0.86)}{(1464 - 73)} = 11.2 \text{ lb/hr}$$

### **Etapa 1-2**

Primeramente se considera que la energía química contenida en el combustible representa la exergía máxima o trabajo máximo disponible del fluido, para que posteriormente, en base a la eficiencia del proceso de combustión, se conozcan las pérdidas exérgicas que reducen esta energía inicial disponible del combustible.

Tomando en cuenta que el proceso de combustión tiene una eficiencia del 86%, la exergía que se pierde durante el mismo es:

$$Ex_a = (18150) (1 - 0.86) = 2,540 \text{ Btu/lb}$$

por lo que la exergía que resta de la energía química es la que se transfiere a energía térmica:

$$Ex_2 = Ex_1 - Ex_a$$

$$Ex_2 = 18,150 - 2,540 = 15,610 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapa 2-3**

Las pérdidas que existen en el generador resultan ser por dos razones:

- a) la transferencia de energía química a energía calorífica (proceso irreversible), y
- b) la transferencia de calor entre el combustible y el vapor.

Las primeras se determinan mediante:

$$Ex_b = m (h_3 - h_8) \frac{T_0}{T_g}$$

donde  $T_g$  resulta ser la temperatura a la cual se lleva a cabo el proceso de combustión y que tiene un valor de 2300 °F:

$$Ex_b = 11.2 (1464 - 73) \frac{530}{2760} = 2,992 \text{ Btu/lb}$$

y las debidas a la irregular transferencia de calor entre ambos fluidos, se evalúan por medio de:

$$Ex_c = mT_o \left[ (s_3 - s_8) - \frac{(h_3 - h_8)}{T_g} \right]$$

$$Ex_c = (11.2) 530 \left[ (1.5276 - 0.1386) - \frac{(1464 - 73)}{2760} \right]$$

$$Ex_c = 5,253 \text{ Btu/lb}$$

#### Etapa 3-4

De la salida del generador a la entrada de la turbina de alta presión, existen pérdidas por fricción y por inestabilidad térmica del vapor con el medio circundante. El cambio de exergía en este punto es:

$$\Delta Ex_{3-4} = Ex_3 - Ex_4$$

$$\Delta Ex_{3-4} = 7348 - 7250 = 98 \text{ Btu/lb}$$

Las pérdidas por transferencia de calor, se obtienen restando las entalpías del vapor en los puntos referidos:

$$Ex_d = m (h_3 - h_4)$$

$$Ex_d = 11.2 (1464 - 1457) = 78 \text{ Btu/lb}$$

Por su parte, las pérdidas exérgicas por fricción se cuantifican restando las pérdidas por transferencia de calor del cambio de exergía:

$$Ex_e = \Delta Ex_{3-4} - Ex_d$$

$$Ex_e = 98 - 78 = 20 \text{ Btu/lb}$$

**Etapas 4-5**

Las pérdidas de exergía durante la expansión irreversible del vapor en la turbina se determinan mediante el cambio de exergía y el trabajo total disponible. El cambio de exergía es:

$$\Delta Ex_{4-5} = Ex_4 - Ex_5$$

$$\Delta Ex_{4-5} = 7250 - 5476 = 1,774 \text{ Btu/lb}$$

El trabajo útil obtenido por la turbina de alta presión es:

$$W = m (h_4 - h_5)$$

$$W = 11.2 (1457 - 1330) = 1,422 \text{ Btu/lb}$$

y las pérdidas resultantes del proceso de irreversibilidad existente en la turbina:

$$Ex_f = m T_0 (s_5 - s_4)$$

$$Ex_f = 11.2 (530) (1.5888 - 1.5309) = 344 \text{ Btu/lb}$$

**Etapas 5-6**

En el proceso de recalentamiento del vapor existen pérdidas debidas a la transferencia de calor (disminución de 2 a 3 °C en el fluido) y a la fricción; a pesar de ello, ambas pueden ser despreciadas. El calor transferido al vapor se obtiene de:

$$Q = m (h_6 - h_5)$$

$$Q = 11.2 (1513 - 1330) = 2,050 \text{ Btu/lb}$$

El cambio de exergía resulta ser:

$$\Delta Ex_{5-6} = Ex_5 - Ex_6$$

$$\Delta Ex_{5-6} = 5476 - 6653 = -1,177 \text{ Btu/lb}$$

el signo negativo indica que el flujo obtiene una ganancia de exergía, es decir, vuelve a incrementar su capacidad potencial para desarrollar un trabajo.

**Etapas 6-7**

Nuevamente, al igual que en la etapa 4-5, aquí se evalúan las pérdidas por expansión en las turbinas de intermedia y baja presión. El cambio de exergia resulta ser:

$$\Delta Ex_{6-7} = Ex_6 - Ex_7$$

$$\Delta Ex_{6-7} = 6653 - 878 = 5,775 \text{ Btu/lb}$$

El trabajo aprovechado por las turbinas es:

$$W = m(h_6 - h_7)$$

$$W = 11.2 (1513 - 1010) = 5,634 \text{ Btu/lb}$$

y las pérdidas exérgicas correspondientes:

$$Ex_g = mT_0 (s_7 - s_6)$$

$$Ex_g = 11.2 (530) (1.7606 - 1.7361) = 145 \text{ Btu/lb}$$

**Etapas 7-8**

Por último, las pérdidas ocasionadas por la irregular transferencia de calor en el condensador se evalúan como el cambio de exergia que ocurrió entre ambos puntos de referencia:

$$\Delta Ex_{7-8} = Ex_7 - Ex_8$$

$$Ex_h = 878 - 12 = 866 \text{ Btu/lb}$$

### C. RESULTADOS

Si se aplicara el análisis convencional de balance de calor a esta planta, se obtendrían los resultados siguientes:

Calor perdido durante la combustión:

$$\begin{aligned} &= Q (1 - 2) = 18,150 (1 - 0.86) \\ &= 2,540 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Calor perdido en la tubería de vapor:

$$\begin{aligned} &= m(h_3 - h_4) = 11.2 (1464 - 1457) \\ &= 80 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Calor convertido en trabajo útil:

$$\begin{aligned} &= m (h_4 - h_5) + m (h_6 - h_7) \\ &= 11.2 (1457 - 1330) + 11.2 (1513 - 1010) \\ &= 7,060 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Calor entregado al condensador:

$$\begin{aligned} &= m (h_7 - h_8) = 11.2 (1010 - 73) \\ &= 10,500 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el total de pérdidas calculadas mediante este somero análisis es de:

$$2,540 + 80 + 10,500 = 13,120 \text{ Btu/lb}$$

con lo que se tendría además una eficiencia térmica de:

$$\eta_t = \frac{\text{Energía de salida de las turbinas}}{\text{Energía de entrada a la caldera}}$$

$$\eta_t = \frac{7,060 \text{ Btu/lb}}{18,150 \text{ Btu/lb}} = 38.9 \%$$

Sin embargo, si se observa la tabla siguiente, donde se encuentran tabulados los valores calculados mediante el método exérgico -todos en Btu/lb- se apreciará con mayor claridad la distribución de las pérdidas de energía en el sistema y su valor correspondiente.

**TABLA EXERGICA DE LA PLANTA TERMoeLECTRICA (Btu/lb)**

PUNTO DE REFER.	EXERGIA	CAMBIO EXERGIA	CALOR TRANSF.	TRABAJO UTIL	P E R D I D A S E X E R G I C A S						TOTAL	(%)
					CAMBIO QUIMICO	TRANSF. CALOR	FRICCION	INEFIC. MAQUIN.	CALOR RECHAZ.			
1	18150											
COMBUSTION		2540								2540		20.8%
2	15610											
CALDERA		8262	15600		2992	5253					8245	67.4%
3	7348											
TUBERIA		98	78			78	20				98	0.8%
4	7250											
TURBINA A.P.		1774		1422				344			344	2.8%
5	5476											
RECALENT.		-117	2550								0	0.0%
6	6653											
TURBINA B.P.		5775		5630				145			145	1.2%
7	878											
CONDENSADOR		866							866		866	7.1%
8	12											
TOTAL:				7052	2992	5331	20	489	3426		12238	
(%)					24.4%	43.6%	0.2%	4.0%	27.8%			100.0%

La tabla exérgica muestra que las pérdidas resultan ser muy diferentes a las obtenidas por medio del balance de calor. Este señala que el 80% de las pérdidas totales se deben al proceso de condensación y el 20% restante a la combustión. En cambio, al observar la tabla de pérdidas exérgicas, ésta indica que la mayor cantidad de pérdidas (67%) se deben al proceso de transferencia de calor en la caldera y (21%) al proceso de combustión. En el condensador existe apenas un 7% de las pérdidas totales.

Por otra parte, si en vez de analizar las pérdidas en cuanto a los procesos, las cuantificamos por el tipo de pérdida, destacan las pérdidas por transferencia de calor (44%), y posteriormente, las de cambio químico (24%). Cabe mencionar, que las pérdidas por ineficiencia de la maquinaria (4%) son muy pequeñas en comparación con las anteriores, y las debidas a la fricción resultan ser casi nulas (0.2%). Asimismo, se aprecia que las turbinas de intermedia y baja presión son más eficientes que la de alta presión.

A su vez, en base a los valores obtenidos mediante el análisis exérgico, la eficiencia exérgica del ciclo analizado es de:

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{disponible} - Ex_{pérdidas}}{Ex_{disponible}}$$

$$\eta_{Ex} = \frac{18150 - 12238}{18150} = 32.6\%$$

Este valor difiere en gran parte de la eficiencia térmica (38.9%) obtenida por medio del análisis convencional de calor. La eficiencia real actual de este proceso, es de 33.3%, valor muy similar al obtenido por el método exérgico. Asimismo, la eficiencia mediante el balance de calor, resulta ser casi igual a la proporcionada por el fabricante (38%), lo que indica que el análisis convencional de calor aplicado a una planta cualesquiera, arroja datos muy teóricos y no reales.

Por último, si se efectúa una suma de todos los cambios de exergía ( $\Delta Ex$ ), se observará que se obtiene el mismo valor de exergía que poseía inicialmente el fluido; lo que ratifica que todo el trabajo disponible fue empleado en el proceso de generación de electricidad.

## **V. ANALISIS EXERGICO DE UNA PLANTA NUCLEAR**

### **A. GENERALIDADES**

La planta de Laguna Verde se encuentra sobre la costa del Golfo de México, en el Estado de Veracruz, entre el Puerto del mismo nombre y la desembocadura del Río Nautla. Consta de dos unidades de 675 MW cada una, destinadas a alimentar al sistema interconectado a una frecuencia de 60 Hz. Cada unidad está formada por los edificios del reactor, del turbogenerador, de desechos radioactivos (un sólo edificio para las dos unidades), de generadores diesel de emergencia y de control principal. Existe además un sistema de agua de enfriamiento para cada unidad que succiona agua del Golfo a la temperatura ambiente a razón de  $30 \text{ m}^3/\text{seg}$ , la hace circular por el condensador de la turbina y la descarga a una temperatura ligeramente mayor.

Los reactores usados son del tipo de agua hirviendo (BWR-Mark-II) que emplea agua ligera como moderador y enfriador, y dióxido de uranio ligeramente enriquecido con  $\text{U}_{235}$  (del 2% al 3%), como combustible. Su núcleo está compuesto por 444 ensamblajes de combustible con 21,756 barras de combustible en total, construidas con pastillas sinterizadas de dióxido de uranio y encamisado de una aleación de zirconio.

El reactor tiene dos circuitos primarios de enfriamiento que conducen el vapor de agua del reactor a la turbina y regresan el agua condensada que se obtiene al pasar el vapor de la turbina al condensador. Consta también de dos circuitos de recirculación para el enfriador primario, que aumenta eficientemente el flujo de agua en el núcleo y controla fácilmente el nivel de potencia del reactor.

Enseguida se muestra una tabla con los datos técnicos generales de la planta, requeridos para este análisis:

**REACTOR**

Capacidad:	674.5 MWe
Potencia térmica:	1,931 MWt
Calor de bombeo:	6.4 MWt
Pérdidas en los sistemas:	3.8 MWt
Potencia térmica al ciclo de la turbina:	1,933.6 MWt
Temperatura en el interior del reactor:	1095 °C (2000 °F)
Flujo de vapor:	3,764,063 kg/h (8,299,000 lb/hr)
Presión de servicio:	71.71 kg/cm <sup>2</sup> (1020 psia)
Entalpía del vapor:	663.4 kcal/kg (1194 Btu/lb)
Temperatura agua de entrada:	215 °C (419 °F)
Entalpía agua de entrada:	221.1 kcal/kg (398 Btu/lb)

**TURBINA**

Potencia de entrada:	5,508 HP (4,109 KW)
Presión entrada vapor (T.A.P.):	69.25 kg/cm <sup>2</sup> (985 psia)
Entalpía entrada vapor (T.A.P.):	661.95 kcal/kg (1191.5 Btu/lb)
Presión salida vapor (T.A.P.):	13.71 kg/cm <sup>2</sup> (195 psia)
Entalpía salida vapor (T.A.P.):	607.74 kcal/kg (1093.9 Btu/lb)
Presión entrada vapor (T.B.P.):	12.65 kg/cm <sup>2</sup> (180 psia)
Temperatura entrada vapor (T.B.P.):	267.1 °C (512.8 °F)
Entalpía entrada vapor (T.B.P.):	709.91 kcal/kg (1277.8 Btu/lb)
Temperatura salida vapor (T.B.P.):	656 °C (150 °F)

Entalpfa salida vapor (T.B.P.): 556.9 kcal/kg. (1002.4 Btu/lb)

### **CONDENSADOR**

Tipo:	Superficie
Número de tubos:	40,784
Capacidad:	1,072,260 kcal/h (4,255,000 Btu/h)
Temperatura del condensado:	38.3 °C (101 °F)
Entalpfa del condensado	38.39 kcal/kg (69.1 Btu/lb)

## B. CALCULOS

La figura siguiente esquematiza en forma sencilla el ciclo de la nucleoelectrica de Laguna Verde, y la tabla mostrada indica los valores de operación del sistema. [Datos Diversos Proporcionados por el Ing. Juan Carlos Meza y Diagrama de Operación de Laguna Verde. Gerencia de Proyectos de la Comisión Federal de Electricidad].

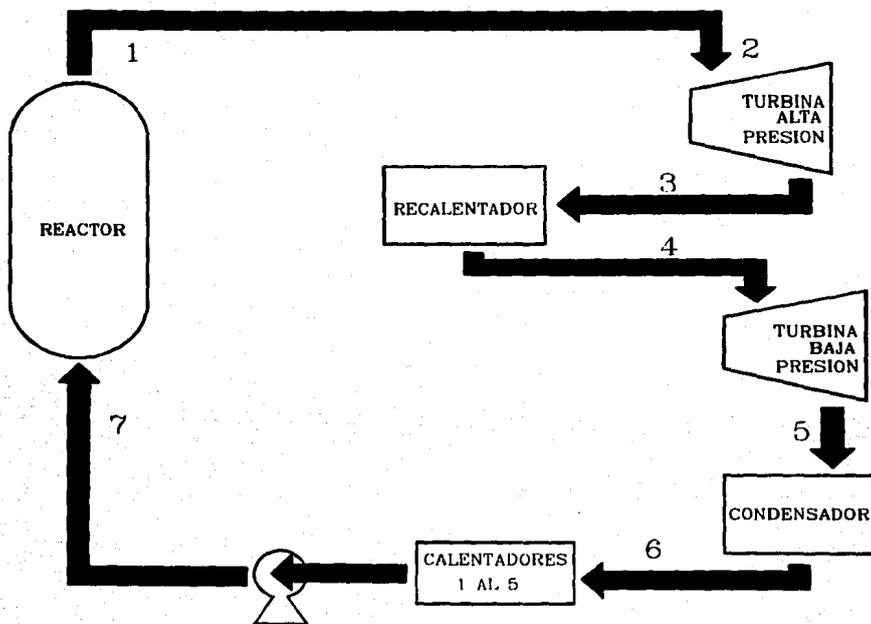


Fig. 11 Esquema de la Planta Nucleoelectrica de Laguna Verde

PUNTO	TEMP. (°F)	PRESION (Psia)	ENTALPIA (Btu/lb)	ENTROPIA (Btu/lb °R)	EXERGIA (Btu/lb)
1	547	1020	1194	1.3886	459
2	543	985	1192	1.3927	455
3	380	195	1094	1.4232	341
4	513	180	1278	1.6443	408
5	150	3.718	1002	1.6650	121
6	101	0.982	69	0.1315	1
7	419	308	398	0.5913	86

En este caso, a partir de los valores de entalpía, presión y temperatura -según el caso- se obtuvieron los valores restantes mediante interpolación con la ayuda de las tablas (B13 a B15) del Faires a las condiciones de referencia: 70 °F(530 °R), 0.36 psia, 38.0 Btu/lb, 0.0745 Btu/lb °R. [Faires, Virgil M. ob cit. Págs. 617-628.].

### Etapa 7-1

En esta etapa, se le transfiere todo el calor, y por lo tanto, potencial, al flujo, mediante el calor generado en el reactor. Esta transferencia se cuantifica como:

$$Q = h_1 - h_7$$

$$Q = 1194 - 398 = 796 \text{ Btu/lb}$$

No obstante, existen pérdidas por la misma transferencia de calor que se obtienen mediante:

$$Ex_a = (h_1 - h_7) \frac{T_o}{T_g}$$

donde  $T_g$  resulta ser la temperatura de operación del reactor (2000 °F):

$$Ex_a = (1194 - 398) \frac{530}{2460}$$

$$Ex_a = 171 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapas 1-2**

Las siguientes pérdidas que ocurren en este ciclo son las causadas por la fricción y transferencia de calor en la tubería del vapor que fluye del reactor a la turbina de alta presión. El cambio de exergía es:

$$\Delta Ex_{1-2} = Ex_1 - Ex_2$$

$$\Delta Ex_{1-2} = 459 - 455 = 4 \text{ Btu/lb}$$

Las pérdidas por transferencia se obtienen restando la entalpía del vapor en los puntos mencionados:

$$Ex_b = h_1 - h_2$$

$$Ex_b = 1194 - 1192 = 2 \text{ Btu/lb}$$

y las pérdidas por fricción, únicamente restando:

$$Ex_c = \Delta Ex_{1-2} - Ex_b$$

$$Ex_c = 4 - 2 = 2 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapas 2-3**

En el proceso de expansión irreversible del vapor en la turbina, al igual que en el caso de la planta termoeléctrica, se tienen pérdidas. El cambio de exergía es:

$$\Delta Ex_{2-3} = Ex_2 - Ex_3$$

$$\Delta Ex_{2-3} = 455 - 341 = 114 \text{ Btu/lb}$$

El trabajo total disponible es:

$$W = h_2 - h_3$$

$$W = 1192 - 1094 = 98 \text{ Btu/lb}$$

y las pérdidas resultan ser:

$$Ex_d = T_0 (s_3 - s_2)$$

$$Ex_d = 530 (1.4232 - 1.3927) = 16 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapa 3-4**

En este punto ocurren nuevamente pérdidas exérgicas por fricción y transferencia de calor, debidas al recalentamiento que se efectúa en el fluido principal; sin embargo, ambas pérdidas pueden despreciarse.

Aquí en la etapa de recalentamiento, el cambio de exergía -como en el caso de la termoeléctrica- es negativo:

$$\Delta Ex_{3-4} = Ex_3 - Ex_4$$

$$\Delta Ex_{3-4} = 341 - 408 = -67 \text{ Btu/lb}$$

así mismo, el calor transferido es:

$$Q = h_4 - h_3$$

$$Q = 1278 - 1094 = 184 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapa 4-5**

Al igual que en la turbina de alta presión, se efectúan los cálculos para conocer el trabajo útil y las pérdidas por ineficiencia de la maquinaria.

$$\Delta Ex_{4-5} = Ex_4 - Ex_5$$

$$\Delta Ex_{4-5} = 408 - 121 = 287 \text{ Btu/lb}$$

$$W = h_4 - h_5$$

$$W = 1278 - 1002 = 276 \text{ Btu/lb}$$

$$Ex_c = T_o (s_5 - s_4)$$

$$Ex_c = 530 (1.6650 - 1.6443) = 11 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapa 5-6**

En la etapa de condensación se evalúan las pérdidas del ciclo ocasionadas por el rechazo de calor al medio ambiente, mediante el cambio de exergía que sufre el fluido en estudio:

$$\Delta Ex_{5-6} = Ex_5 - Ex_6$$

$$Ex_f = 121 - 1 = 120 \text{ Btu/lb}$$

### **Etapa 6-7**

En el punto 6 el fluido se encuentra casi a las condiciones de referencia por lo que ya no puede efectuar ningún trabajo. A partir de aquí con la ayuda de calentadores y equipo auxiliar, éste comenzará a elevar sus parámetros (temperatura, presión, entalpía, etc.) para evitar de esta forma generar grandes pérdidas por transferencia de calor en el reactor. El cambio de exergía es:

$$\Delta Ex_{6-7} = Ex_6 - Ex_7$$

$$\Delta Ex_{6-7} = 1 - 86 = -85 \text{ Btu/lb}$$

En este tramo del ciclo también existen pérdidas exérgicas por fricción; sin embargo, pueden llegar a despreciarse.

**C. RESULTADOS**

A continuación, se muestra una tabla donde se encuentran tabulados los valores anteriormente calculados -todos en Btu/lb-, con lo que se obtiene una mejor visualización de la operación y pérdidas existentes de la planta en cuestión.

**TABLA EXERGICA DE LA PLANTA NUCLEAR (Btu/lb)**

PUNTO DE REFER.	EXERGIA	CAMBIO EXERGIA	CALOR TRANSF.	TRABAJO UTIL	PERDIDAS EXERGICAS					TOTAL	(%)
					CAMBIO QUIMICO	TRANSF. CALOR	FRICCION	INEFIC. MAQUIN.	CALOR RECHAZ.		
REACTOR		-373	796			171				171	53.1%
1	459										
TUBERIA		4	2			2	2			4	1.3%
2	455										
TURBINA A.P.		114		98				16		16	5.0%
3	341										
RECALENT.		-67	184							0	0.0%
4	408										
TURBINA B.P.		287		276				11		11	3.4%
5	121										
CONDENSADOR		120							120	120	37.2%
6	1										
BOMBA		-85	329							0	0.0%
7	86										
TOTAL:				374	0	173	2	27	120	322	
(%)					0.0%	53.7%	0.7%	8.4%	37.2%		100.0%

Observando la tabla, se muestra que las mayores pérdidas existentes en la nucleoelectrica se localizan en la transferencia de calor (53.7%) y en el proceso de condensación (37.2%).

Asímismo, no existen pérdidas exérgicas por cambio químico como en el caso de la planta termoeléctrica, y las pérdidas por fricción pueden considerarse casi nulas (0.7 %). En cuanto a las pérdidas por ineficiencia de la maquinaria, entiéndase turbinas de alta y baja presión, éstas representan aproximadamente el 8% del trabajo total disponible del fluido; observándose además, que la turbina de baja presión resulta ser más eficiente que la de alta.

Por último, la eficiencia exérgica de esta planta se obtiene mediante la ecuación, misma que fue empleada para la termoeléctrica:

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex \text{ disponible} - Ex \text{ pérdidas}}{Ex \text{ disponible}}$$

$$\eta_{Ex} = \frac{459 - 322 \text{ Btu/lb}}{459 \text{ Btu/lb}} = 29.8\%$$

Si se observa, este resultado no concuerda con el cálculo obtenido mediante la aplicación de la eficiencia térmica a la nucleoelectrica:

$$\eta_t = \frac{\text{Energía de salida a las turbinas}}{\text{Energía de entrada al reactor}}$$

$$\eta_t = \frac{374 \text{ Btu/lb}}{1125 \text{ Btu/lb}} = 33.2 \%$$

Pero en cambio, sí resulta ser muy similar a la eficiencia teórica de Laguna Verde (34.9%) obtenida en base a datos proporcionados por el fabricante. Cabe mencionar que los datos que se utilizaron en este análisis son completamente teóricos, por lo que habrá que aguardar a que la planta de Laguna Verde entre en funcionamiento, para conocer los valores de operación y la eficiencia real del sistema, la cual se espera fluctúe alrededor del 30%, con lo que podría comprobarse la exactitud del método exérgico.

Una última observación de la tabla muestra que el cambio de exergía total ( $\Delta Ex$ ) fue cero, lo que indica que todo el potencial calorífico transferido al fluido en forma de calor, fue extraído; cierta cantidad en trabajo útil y el resto en pérdidas diversas.

## VI. CONCLUSIONES

*... es de esperar que los progresos conseguidos hasta ahora y también la futura investigación, contribuyan a que la energía nuclear, con toda su gama de posibilidades sea empleada en pro del bienestar de toda la humanidad y jamás, nunca jamás, para su destrucción.*

**Dr. Stoltenberg**

El método exérgico posee dos ventajas sobre el método de balance de calor, en cuanto a análisis de diseño y funcionamiento de sistemas energéticos, se refiere. Primeramente, proporciona una medida más precisa y correcta de las ineficiencias actuales en el sistema y la localización real de dichas ineficiencias. Y por otra parte, provee de una medición verídica de la eficiencia de sistemas abiertos o de ciclos combinados complejos, donde el método convencional de balance de calor proporciona un valor erróneo.

Un simple análisis de las pérdidas obtenidas mediante la aplicación del balance de calor y de la exergía en las plantas analizadas, muestra lo siguiente:

### **PLANTA TERMoeLECTRICA**

	<b>Entalpía (Primera Ley)</b>	<b>Exergía (Segunda Ley)</b>
<b>Combustión</b>	Pérdidas Mayores (20%)	Pérdidas Mayores (21%)
<b>Caldera</b>	Sin Pérdidas	Pérdidas Mayores (67%)
<b>Turbinas</b>	Sin Pérdidas	Pérdidas Menores (4%)
<b>Condensador</b>	Pérdidas Mayores (80%)	Ciertas Pérdidas (7%)

### CENTRAL NUCLEAR

	<u>Entalpía</u> <u>(Primera Ley)</u>	<u>Exergia</u> <u>(Segunda Ley)</u>
Reactor	Pérdidas Menores (17%)	Pérdidas Mayores (53%)
Turbinas	Sin Pérdidas	Ciertas Pérdidas (9%)
Condensador	Pérdidas Mayores (83%)	Pérdidas Mayores (37%)

Los análisis exérgicos realizados en los dos capítulos anteriores, fueron elaborados tomando en cuenta, únicamente la cantidad de energía disponible en el fluido, en base a su temperatura y presión. No obstante, existen análisis exérgicos, realizados por el norteamericano Martín V. Sussman, en los que determina la exergia para cada corriente del fluido de trabajo, para posteriormente, aplicar un método de costos con el fin de mostrar que el cálculo de la exergia puede servir como un fundamento en la evaluación de costos de la energía. Es importante mencionar, que las diversas corrientes de energía tienen un costo económico diferente, dependiendo de su disponibilidad termodinámica o exergia. Este balance de precios se efectúa en base a los procesos de manufactura del combustible, de los productos obtenidos en las etapas intermedias y finales, y del costo de éstos en el mercado.

Los actuales sistemas en operación deberán ser analizados usando el método exérgico para determinar las áreas en las que una mejora en el eficiente uso de la energía pueda realizarse, con el fin de conservar ésta y reducir los costos de operación del sistema general. Una gran mejora en el eficiente uso de nuestros recursos de energía puede lograrse dirigiendo nuestros esfuerzos a las secciones intensamente energéticas de nuestra industria. Aquí es donde se emplea la mayor cantidad de energía de alta calidad, y donde se pueden lograr las ganancias más significativas en lo que se refiere a la conservación de la energía. Debido a que en muchos procesos industriales existen altas temperaturas y presiones, estos sistemas resultan ser candidatos importantes para recuperar energía de intermedia y baja calidad, con el fin de ser empleada en otros sistemas, o para regenerarla y mejorar la eficiencia básica del sistema. Para llevar a cabo realísticamente estas evaluaciones de

recuperación de energía, deberá considerarse la calidad de la energía a través del uso de la exergía.

En ambos casos los cálculos de las plantas termoeléctrica y nucleoelectrica muestran en forma clara las ventajas del método exérgico, puesto que las grandes pérdidas irreversibles de los procesos de combustión y de transferencia de calor no son tomadas en cuenta en el balance convencional de calor. El análisis exérgico señala que la distribución de las pérdidas de energía en el sistema resultan ser algo diferentes que aquéllas obtenidas mediante el balance del calor. Este indica que gran parte del calor inicial en el combustóleo es rechazado al medio ambiente por medio del condensador. No obstante, cuando la calidad de la energía es tomada en consideración por el análisis exérgico, las pérdidas en el condensador resultan ser menores que las existentes en la combustión y en el proceso de transferencia de calor entre el combustóleo y el vapor. Asimismo, si se desea mejorar la eficiencia de cualquiera de los dos tipos de planta analizados, el análisis exérgico indica que los esfuerzos deberán ser dirigidos al área de combustión ya sea a la caldera o al reactor -según sea el caso- donde ocurren las mayores pérdidas del trabajo disponible en el fluido.

Como compendio de los cálculos elaborados en el presente trabajo, se muestra la siguiente tabla en donde se especifica el tipo de pérdida, su causa, la manera de reducir dicha pérdida y si ésta constituye una parte significativa dentro del sistema. Asimismo, se expone el porcentaje que cada una de las pérdidas representó en las plantas estudiadas.

<u>TIPO DE PERDIDA</u>	<u>CAUSA</u>	<u>MANERA DE REDUCIR</u>	<u>PORCENTAJE</u>		<u>SIGNIFICADO EN EL CALCULO EXERGICO</u>
			<u>PTE</u>	<u>NUC</u>	
Combustión	Transferencia irreversible de energía (química a calor).	Inherente al sistema, imposible de reducir con la tecnología actual.	21%	--	Vital fuente de pérdidas en la mayor parte de los sistemas.
Transferencia de calor	Transferencia de calor, debido a un gradiente de temperatura.	Elevar la temperatura del vapor, perfeccionar la transferencia de calor.	67%	53%	Fuente muy importante de pérdidas exérgicas.
			(caldera)	(reactor)	
Fricción Mecánica	Resistencia y sello de los cojinetes.	Mejorar el diseño y emplear la lubricación.	4%	9%	Generalmente pequeñas, en comparación a otras pérdidas.
Rechazo de calor en el condensador	Rechazo de calor al medio ambiente.	Reducir la temperatura de rechazo, recuperar el calor para procesos industriales o calefacción.	7%	37%	Pérdidas relativamente altas, pero de baja calidad.
Ineficiencia de bombas	Fricción, turbulencia en el fluido.	Desarrollar mejores diseños.	1%	1%	Pérdidas insignificantes.

De esta forma, se concluye que el cálculo de la exergía resulta ser una herramienta útil en la ubicación y determinación de las pérdidas, así como en la obtención de la eficiencia real y funcionamiento de cualquier proceso. El empleo de la tabla exérgica que indica lugar, tipo y magnitud de todas las pérdidas exérgicas del sistema, resulta de igual manera muy útil. Las ventajas del método exérgico residen en la aplicación a un sinnfn de sistemas, ya sea simples o complejos, así como el poder considerar otros términos empleados en los sistemas energéticos, tales como, gravedad, momentum, potencial eléctrico, elevadas temperaturas y presiones de trabajo, flujo de campos magnéticos, etc.

Del presente análisis se deriva que la finalidad, al aplicar este novedoso método, es la de incrementar la eficiencia en el uso de la energía. Su simplicidad para el análisis del diseño y funcionamiento de cualquier sistema energético, deberá servir como apoyo a los esfuerzos en la conservación de la energía, tema de moda y de creciente interés en nuestros días.

## VII. BIBLIOGRAFIA

---

**Aguilar Rodríguez, Martiniano.** *Criterios de Diseño de Plantas Termoeléctricas.* Edit. Limusa, 1a. ed., México, 1981.

**Ahern, John E.** *The Exergy Method of Energy Systems Analysis.* John Wiley, & Sons, 1a. ed., Nueva York, 1980.

**Aschner, Fritz S.** *Planning Fundamentals of Thermal Power Plants,* John Wiley & Sons, Nueva York, 1978.

**Connolly, Thomas J.** *Fundamentos de Ingeniería Nuclear.* Edit. Limusa, 1a. ed., México, 1983.

**El-Wakil, M. M.** *Nuclear Energy Conversion.* The American Nuclear Society, Illinois, 1982.

**Enríquez Harper, Gilberto.** *Elementos de Centrales Eléctricas I.* Edit. Limusa, Predicción, México, 1982.

**Faires, Virgil M.** *Termodinámica.* Edit. UTEHA, 6a. ed., México, 1983.

**García y García, Enrique.** *Los Reactores Nucleares y la Producción de Electricidad,* Centro Editorial de la CFE, 2a. ed., México, 1980.

**Kenney, W. F.** *Energy Conservation in the Process Industries.* Academic Press, 1a. ed., Texas, 1984.

**Lamarsh, John R.** *Introduction to Nuclear Engineering.* Addison Wesley, 3a. ed., Massachusetts, 1977.

**Murray, Raymond L.** *Nuclear Energy - An Introduction to the Concepts Systems and Applications of Nuclear Processes.* Pergamon Press Inc., 1a. ed., Londres, 1975.

**Rhan, Frank J.; Adamantiales, Achiles G.; Kenton, John E.; Braun, Chaim.** *A Guide to Nuclear Power Technology.* John Wiley & Sons, 1a. ed., Nueva York, 1984.

**Rivero R., Ricardo; Montero A., Gisela; Pulido P., Ricardo.** *Terminología para la Aplicación del Método de Exergía.* Revista del Instituto Mexicano del Petróleo (en prensa). Enero 1988.

**Sussman, Martin V.** *Availability Analysis*. The American Chemical Society, Washington, D.C., 1987.

**Diccionario Enciclopédico UTEHA, Tomo IV.** Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americana, México, 1969.

**Datos Diversos Proporcionados por el Ing. Juan Carlos Meza y Diagrama de Operación de Laguna Verde.** Gerencia de Proyectos de la Comisión Federal de Electricidad.

**Tablas de Reporte de Datos de la Planta Termoeléctrica de Tula, del día 29 de julio de 1988.** (5 hojas).