



UACM

Universidad Autónoma
de la Ciudad de México

Nada humano me es ajeno

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE LA CIUDAD DE MÉXICO

COLEGIO DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

PROGRAMA DE ENERGÍA

**Estudio exergetico de una central
termoeléctrica convencional**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
LICENCIATURA EN:

INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

P R E S E N T A

KAREN Yael ROSAS DELGADILLO

DIRECTOR **DR. FERNANDO GABRIEL ARROYO
CABAÑAS**

CODIRECTOR **DR. EDGAR VICENTE TORRES
GONZÁLEZ**

Ciudad de México, abril de 2026.

SISTEMA BIBLIOTECARIO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE LA CIUDAD DE MÉXICO COORDINACIÓN ACADÉMICA

RESTRICCIONES DE USO PARA LAS TESIS DIGITALES

DERECHOS RESERVADOS[©]

La presente obra y cada uno de sus elementos está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor; por la Ley de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México, así como lo dispuesto por el Estatuto General Orgánico de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México; del mismo modo por lo establecido en el Acuerdo por el cual se aprueba la Norma mediante la que se Modifican, Adicionan y Derogan Diversas Disposiciones del Estatuto Orgánico de la Universidad de la Ciudad de México, aprobado por el Consejo de Gobierno el 29 de enero de 2002, con el objeto de definir las atribuciones de las diferentes unidades que forman la estructura de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México como organismo público autónomo y lo establecido en el Reglamento de Titulación de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México.

Por lo que el uso de su contenido, así como cada una de las partes que lo integran y que están bajo la tutela de la Ley Federal de Derecho de Autor, obliga a quien haga uso de la presente obra a considerar que solo lo realizará si es para fines educativos, académicos, de investigación o informativos y se compromete a citar esta fuente, así como a su autor ó autores. Por lo tanto, queda prohibida su reproducción total o parcial y cualquier uso diferente a los ya mencionados, los cuales serán reclamados por el titular de los derechos y sancionados conforme a la legislación aplicable.

AGRADECIMIENTOS

A lo largo de la realización de esta tesis he tenido la fortuna y la dicha de contar con el apoyo, la guía y la compañía de personas que dejaron una huella profunda tanto durante la carrera como en este proceso académico y personal. A todas ellas quiero expresar mi más sincero agradecimiento.

En primer lugar, quiero agradecer a mi mamá, quien ha sido mi mayor ejemplo de esfuerzo, constancia y perseverancia. Gracias por haberme brindado las herramientas necesarias para alcanzar mis objetivos y llegar a mis metas, por su paciencia en los momentos de cansancio, por levantarse temprano para hacerme el desayuno y por su confianza cuando las dudas aparecían. Sin su ayuda, amor y apoyo incondicional, este logro no habría sido posible.

Asimismo, deseo agradecer profundamente a mi bisabuela, por su cariño, por sus palabras de aliento que siempre me motivaron a seguir adelante y por su constante apoyo a mis estudios. Ambas, con su ejemplo de fortaleza y dedicación, me inspiraron a no rendirme y a continuar hasta alcanzar esta meta.

*A mi director de tesis, **Dr. Gabriel Fernando Arroyo Cabañas**, y a mi codirector, **Dr. Edgar Vicente Torres González**, les expreso mi más sincero agradecimiento por su guía, dedicación y disposición para orientarme en cada etapa de este proyecto. Sus observaciones, enseñanzas y el compartir su conocimiento sobre el tema de la cogeneración enriquecieron profundamente el contenido y la calidad de este trabajo, además de contribuir de manera significativa a mi formación académica y profesional.*

*De igual manera, agradezco a la **Universidad Autónoma de la Ciudad de México (UACM)** así como a todos los profesores que formaron parte de mi desarrollo académico, por compartir sus conocimientos, tiempo y compromiso con la enseñanza. Cada uno de ellos dejó una huella importante en mi aprendizaje y en mi crecimiento personal.*

Finalmente, agradezco a todas las personas que, de alguna manera, formaron parte de este proceso: amigos, compañeros y familiares que me brindaron palabras de ánimo, comprensión y apoyo. Este logro no es solo mío, sino también de todos ustedes, quienes me acompañaron en este camino.

CONTENIDO

RESUMEN	6
ANTECEDENTES	7
OBJETIVO	8
CAPÍTULO I. CONCEPTOS FUNDAMENTALES	
1.1 Primera Ley de la Termodinámica	9
1.1.1 Primera Ley en sistemas cerrados	9
1.1.2 Primera Ley en sistemas abiertos	11
1.1.3 Procesos de flujo permanente	16
1.2 Segunda Ley de la Termodinámica	17
1.2.1 Segunda Ley en sistemas cerrados	18
1.2.2 Segunda Ley en sistemas abiertos	19
1.3 Exergía	21
1.4 Eficiencia de Segunda Ley en sistemas de flujo estacionario	23
CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY DE EQUIPOS BÁSICOS DE PLANTAS TERMOELÉCTRICAS	
2.1 Plantas Termoeléctricas	25
2.1.1 Generador de vapor	26
2.1.2 Turbina de vapor	28
2.1.3 Condensador	29
2.1.4 Generador eléctrico	30
2.2 Análisis del Generador de Vapor	31
2.3 Análisis de la Turbina de Vapor	33
2.4 Análisis del Condensador	36
2.5 Análisis de Intercambiadores de Calor	37
2.6 Análisis de Bombas hidráulicas	40
CAPÍTULO III. DESARROLLO DEL MÉTODO DE ANÁLISIS ENERGÉTICO- EXERGÉTICO PARA PLANTAS TERMOELÉCTRICAS	
3.1 Metodología de Análisis	42
3.1.2 Turbina de vapor	43
3.1.3 Condensador y sistema de calentadores de baja y alta presión	44
3.1.4 Sistema de bombeo	45
CAPÍTULO IV CASOS DE ESTUDIO	
4.1 Central Termoeléctrica “Poza Rica”	47
4.1.1 Análisis Energético	50
4.1.2 Análisis Exergético	56
4.2 Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”	60

CAPÍTULO V. ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 Comparación Energética entre la Central Termoeléctrica “Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”	63
--	----

5.1 Comparación Exergética entre la Central Termoeléctrica “Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”	63
--	----

CONCLUSIONES	68
---------------------	----

REFERENCIAS	69
--------------------	----

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza el análisis energético y exergético tomando como casos de estudio dos centrales termoeléctricas ubicadas en la zona norte del estado de Veracruz: la central termoeléctrica “Poza Rica” y el complejo termoeléctrico “Adolfo López Mateos”, de la ciudad de Tuxpan, Veracruz.

Con la finalidad de que este análisis permita establecer los parámetros fundamentales en cuanto a la energía y la disponibilidad de energía (exergía) entre una central termoeléctrica de tipo regenerativo (C.T. Poza Rica) y una central termoeléctrica de ciclo combinado (C.T. Tuxpan), analizando conceptos como: flujos másicos ($\dot{m}$, kg/s), presiones (P , kPa), temperaturas (T , °C), volumen específico (v , m³/kg), entalpías específicas (h , kJ/kg), entropías específicas (s , kJ/kg-K) y calidad de vapor (x , %).

Se analizan en ambas centrales termoeléctricas los equipos que las forman tales como: la turbina de vapor, el condensador, los calentadores de baja y alta presión, el deareador, el generador de vapor y las bombas de condensado y de agua de alimentación.

La eficiencia de estos equipos se hace indispensable ya que la energía se convierte en costos que afectan la producción de la planta, por tal motivo, es importante realizar el cálculo de la eficiencia de estos equipos y así tener un conocimiento de cuanto es lo que aporta cada uno de ellos en el proceso de generación de la energía eléctrica.

Para validar el análisis realizado, se presentan los resultados de ambos casos de estudio realizados de forma ideal y de forma real, tales que permitan establecer la comparación de manera adecuada.

ANTECEDENTES

El sistema interconectado Puebla-Veracruz tiene asignado el suministro de energía eléctrica a la región oriental de México, abarcando los estados de Puebla, Oaxaca y Veracruz, mediante una serie de Plantas Hidroeléctricas (Temascal, Masatepec, El Encanto y otras) y Termoeléctricas (Sebastián Benito de Mier, Dos Bocas y otras).

La creciente industrialización de la región, así como la electrificación de la industria petrolera demandaba día a día un aumento de energía eléctrica, por lo que la Comisión Federal de Electricidad, después de efectuar estudios técnicos y económicos decidió la construcción de una central termoeléctrica en la zona norte del Estado de Veracruz, que usando los combustibles de los ricos yacimientos locales tuviera una fácil interconexión con el resto de la red.

La construcción de la central termoeléctrica “Poza Rica” solucionó el grave problema de operación que tenía el sistema Puebla-Veracruz. Proporcionó la energía eléctrica para que se pudieran establecer o ampliar industrias de tanta envergadura nacional como Aluminio S.A., TAMSA de Veracruz y Petróleos Mexicanos en Poza Rica.

En Mayo de 1960 se encomendó el diseño del equipo y la Planta a la Compañía Siemens de Alemania. En Marzo de 1961 dio inicio la construcción de la Central Termoeléctrica con personal mexicano y el montaje de equipo inició en Octubre de ese mismo año, también con personal mexicano supervisado por técnicos Alemanes.

La puesta en servicio de la Central Termoeléctrica fue efectuada por personal del departamento de operación de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), bajo supervisión de asesores alemanes en Diciembre de 1962, Marzo y Mayo de 1963, para las unidades 1,2, y 3, respectivamente, cada una con una potencia de 39 MW. La Central fue inaugurada oficialmente por el ciudadano Presidente de la República Lic. Adolfo López Mateos el 5 de Diciembre de 1963.

OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es desarrollar un método de análisis energético y exergético, para aplicarse en la evaluación de la operación y uso de la energía de las Plantas Termoeléctricas.

El método desarrollado se aplicará a la “Central Termoeléctrica Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Adolfo López Mateos”, de la ciudad de Tuxpan Veracruz.

CAPITULO I

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

En esta sección se revisan los conceptos fundamentales de la primera y de la segunda ley de la termodinámica, así como sus expresiones matemáticas, tanto para sistemas cerrados como para sistemas abiertos (volúmenes de control).

1.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica es el enunciado del principio de la conservación de la energía. Las expresiones matemáticas de la misma se separan para sistemas cerrados, también conocidos como “masas de control”, y para sistemas abiertos a los cuales también se les conoce como “volúmenes de control”, como se presenta a continuación.

1.1.1 Primera Ley en Sistemas Cerrados

Se considera el sistema cerrado que se muestra esquemáticamente en la Figura 1.1. Si este sistema experimenta un cambio de estado, desde el estado inicial (1) hasta el estado final (2), la primera ley de la termodinámica establece que la diferencia entre la transferencia neta de calor y la transferencia neta de trabajo intercambiados entre el sistema y los alrededores, produce el cambio en la propiedad termodinámica llamada energía ^[3]. Esto se expresa por la ecuación (1.1).

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = E_2 - E_1 \quad (1.1)$$

En la ecuación (1.1) se acepta la siguiente convención de signos^[4]: la transferencia de calor hacia el sistema y la transferencia de trabajo desde el sistema son positivos; la transferencia de calor hacia el sistema y la transferencia de trabajo desde el sistema son negativos. En la figura 1.1 se muestra el diagrama esquemático del sistema cerrado que explica la ecuación (1.1)

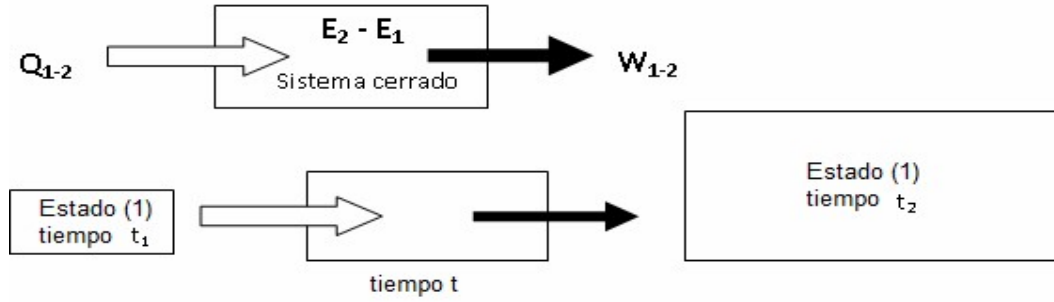


Figura 1.1. Diagrama esquemático de un sistema cerrado utilizado para deducir la primera ley de la termodinámica.

La variación de la energía total del sistema incluye las variaciones de la energía interna, de la energía cinética, y de la energía potencial, por lo que la primera ley de la termodinámica expresada en la ecuación (1.1) se escribe en forma explícita de la siguiente manera:

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = (U_2 - U_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) \quad (1.2)$$

La ecuación (1.2), también puede expresarse por:

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (1.3)$$

Cuando el sistema cerrado no sufre cambio alguno en su velocidad o en la elevación de su centro de gravedad, $EC=0$ y $EP=0$, y la Primera ley de la Termodinámica queda como:

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = \Delta U \quad (1.4)$$

Cuando el sistema contiene una masa unitaria, la ecuación (1.4) se escribe como sigue:

$$q_{1-2} - w_{1-2} = \Delta u \quad (1.5)$$

La ecuación (1.4) también se puede escribir en función de flujos de energía, y entonces toma la forma siguiente:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \quad (1.6)$$

1.1.2 Primera Ley en Sistemas Abiertos

Para establecer la primera ley en un sistema abierto, primero se debe establecer el principio de conservación de la masa. Para esto se hace uso del esquema de volumen de control mostrado en la Figura 1.2, en donde se muestra un sistema compuesto por una cantidad fija de materia m que ocupa diferentes regiones del espacio en el tiempo t y en el tiempo $t + \Delta t$.

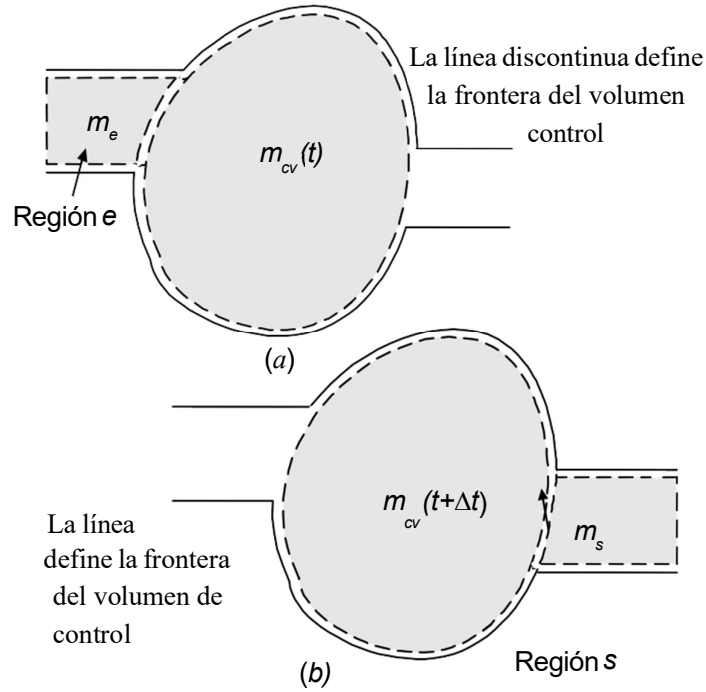


Figura 1.2. Esquema utilizado para desarrollar el balance de materia para un volumen de control. (a) Tiempo t . (b) Tiempo $t + \Delta t$.

En el tiempo t , que corresponde a la Figura 1.2(a), la cantidad de masa está dada por la expresión siguiente:

$$m = m_{vc}(t) + m_e \quad (1.7)$$

Donde $m_{vc}(t)$ es la masa contenida en el volumen de control, y m_e es la masa contenida en la región e , adyacente al volumen de control. Después del intervalo de tiempo Δt , toda la masa presente en la región e , ha atravesado la frontera del volumen de control, y una parte, designada por m_s , inicialmente contenida en el volumen de control, sale y ocupa la región s adyacente al volumen de control, como muestra la Figura 1.2 b. En el

tiempo $t + \Delta t$, la cantidad de masa se expresa como:

$$m = m_{vc}(t + \Delta t) + m_s \quad (1.8)$$

Se observa que las cantidades de masa en las regiones e y s no necesariamente son iguales y que la cantidad de masa contenida en el volumen de control puede haber cambiado durante este intervalo de tiempo. Aunque el sistema bajo consideración ocupe diferentes regiones del espacio en diferentes instantes de tiempo, siempre contiene la misma cantidad de materia, por lo que se cumple la siguiente igualdad:

$$m_{vc}(t + \Delta t) + m_s = m_{vc}(t) + m_i \quad (1.9)$$

donde:

$$m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t) = m_e - m_s \quad (1.10)$$

La ecuación (1.10) representa el balance de masa, que indica que el cambio en la masa contenida en el volumen de control durante el intervalo de tiempo Δt , es igual a la masa que entra menos la masa que sale.

La ecuación (1.10) puede expresarse como una relación con respecto al tiempo, por lo que dividiendo entre Δt se obtiene la ecuación (1.11):

$$\frac{m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t)}{\Delta t} = \frac{m_e}{\Delta t} - \frac{m_s}{\Delta t} \quad (1.11)$$

Considerando el límite cuando Δt tiende a cero, la ecuación (1.11) se escribe:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t)}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{m_e - m_s}{\Delta t} \right) \quad (1.12)$$

y se obtiene:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (1.13)$$

Cuando existen varias zonas de la frontera a través de las cuales la masa entra o sale, la ecuación (1.13) se generaliza a:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (1.14)$$

La ecuación (1.14) representa la ecuación general de conservación de la masa.

El balance de energía para un volumen de control, se hace a partir de la Figura 1.3, en la que se muestra un sistema compuesto por la cantidad de materia m que ocupa diferentes regiones en el instante t (Figura 1.3a) y en un instante $t + \Delta t$ (Figura 1.3b).

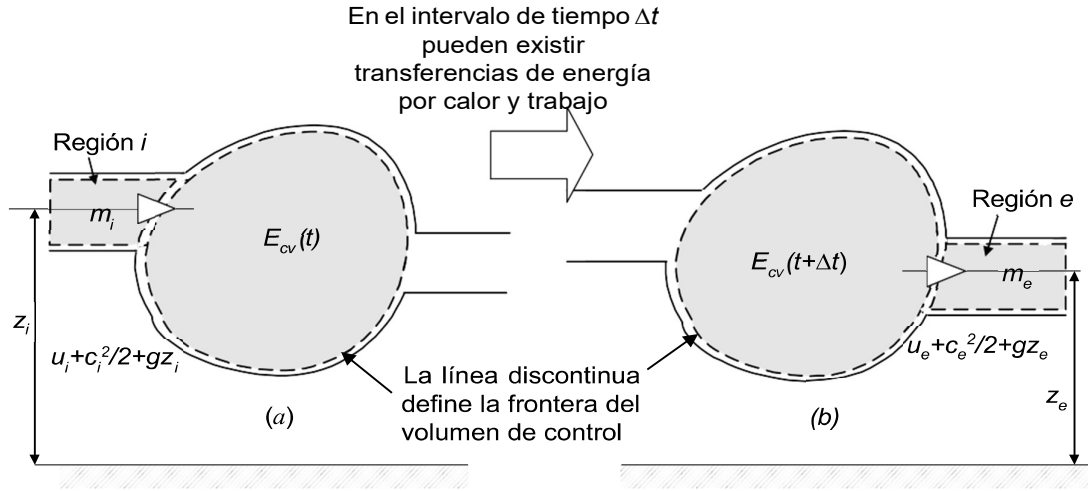


Figura 1.3. Esquema empleado para desarrollar el balance de energía para un volumen de control. (a) Tiempo t . (b) Tiempo $t + \Delta t$.

En el tiempo t , la energía del sistema se expresa por la ecuación (1.15):

$$E(t) = E_{vc}(t) + m_e \left(u_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (1.15)$$

Donde $E_{vc}(t)$ es la suma de las energías interna, cinética y potencial de la masa contenida por el volumen de control en el tiempo t . El segundo término del segundo miembro de la ecuación (1.15) corresponde a la energía asociada con la masa m_e contenida en la región e adyacente al volumen de control. La energía específica de la masa m_e es: $u_e + c_e^2/2 + gz_e$.

Durante el intervalo de tiempo Δt toda la masa de la región i cruza la frontera del volumen de control, mientras que una cierta cantidad de masa m_e inicialmente contenida en el volumen de control, sale y ocupa la región e . Durante este intervalo de tiempo pueden ocurrir transferencias de energía hacia o desde el sistema bajo formas de calor y/o trabajo.

En el instante $t + \Delta t$, la energía del sistema se expresa por la ecuación (1.16):

$$E(t + \Delta t) = E_{vc}(t + \Delta t) + m_s \left(u_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.16)$$

La masa total m ocupa diferentes regiones del espacio en tiempos distintos, pero se trata de la misma cantidad de materia, y en consecuencia, se puede aplicar el mismo procedimiento que para el balance de energía para sistemas cerrados. Así la primera ley de la termodinámica se expresa por la ecuación (1.17).

$$E(t + \Delta t) - E(t) = Q - W \quad (1.17)$$

Sustituyendo en la ecuación (1.17), las ecuaciones (1.15) y (1.16), se obtiene la ecuación (1.18).

$$E_{vc}(t + \Delta t) + m_s \left(u_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right) - \left\{ E_{vc}(t) + m_e \left(u_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) \right\} = Q - W \quad (1.18)$$

Reordenando esta ecuación se tiene:

$$E_{vc}(t + \Delta t) - E_{vc}(t) = Q - W + m_e \left(u_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - m_s \left(u_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.19)$$

Si cada término de la ecuación (1.19) se divide por el intervalo de tiempo Δt , y se toma el límite cuando Δt tiende a cero, se obtiene la expresión del balance de flujos de energía para un volumen de control en la forma siguiente:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{E_{vc}(t + \Delta t) - E_{vc}(t)}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{Q}{\Delta t} - \frac{W}{\Delta t} + \frac{m_e \left(u_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right)}{\Delta t} - \frac{m_s \left(u_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right)}{\Delta t} \right] \quad (1.20)$$

Quedando finalmente como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(u_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(u_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.21)$$

La ecuación (1.21) muestra que en los volúmenes de control, además de la transferencia de calor y la transferencia de trabajo, se tiene la transferencia de energía que acompaña a la masa que entra o sale del volumen de control.

El flujo de trabajo $\dot{W}$ (potencia) se divide en dos partes: uno es el trabajo de flujo de masa por las superficies de control, $\dot{W}_{sc}$, y el otro denominado $\dot{W}_{vc}$, es el que incluye todos los otros flujos de trabajo, como son los asociados con ejes rotativos, desplazamiento de fronteras, efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial:

$$\dot{W} = \dot{W}_{sc} + \dot{W}_{vc} \quad (1.22)$$

El trabajo de flujo se expresa como el producto de una fuerza por la velocidad en el punto de aplicación de la fuerza. De acuerdo con esto, la fuerza normal a la superficie de paso de la masa en la dirección del flujo, es el producto de la presión normal por la superficie de paso: $p_s A_s$, para la región s y $p_e A_e$ para la región e , de la Figura 1.2.

Así, el trabajo de flujo se expresa como:

$$\left[\begin{array}{l} \text{El flujo de trabajo de circulación} \\ \text{de la masa por el volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right] = (pA)C \quad (1.23)$$

En consecuencia, $\dot{W}$ se escribe como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + (p_s A_s)C - (p_e A_e)C \quad (1.24)$$

Considerando que $AC = mv$, la ecuación (1.24) se escribe de la siguiente forma:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s \left(\frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) - \dot{m}_e \left(\frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (1.25)$$

Con estas consideraciones, la Primera Ley de la Termodinámica para un volumen de control queda como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(u_s + p_s v_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.26)$$

El subíndice vc ha sido añadido a $\dot{Q}$ para enfatizar que se trata de la transferencia de calor a través de la superficie de control del volumen de control. Usando la entalpía específica h , la ecuación (1.26) se escribe como sigue:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.27)$$

El flujo de trabajo $\dot{W}$ (potencia) se divide en dos partes: uno es el trabajo de flujo de masa por las superficies de control, $\dot{W}_{sc}$, y el otro denominado $\dot{W}_{vc}$, es el que incluye todos los otros flujos de trabajo, como son los asociados con ejes rotativos, desplazamiento de fronteras, efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial:

$$\dot{W} = \dot{W}_{sc} + \dot{W}_{vc} \quad (1.22)$$

El trabajo de flujo se expresa como el producto de una fuerza por la velocidad en el punto de aplicación de la fuerza. De acuerdo con esto, la fuerza normal a la superficie de paso de la masa en la dirección del flujo, es el producto de la presión normal por la superficie de paso: $p_s A_s$, para la región s y $p_e A_e$ para la región e , de la Figura 1.2.

Así, el trabajo de flujo se expresa como:

$$\left[\begin{array}{l} \text{El flujo de trabajo de circulación} \\ \text{de la masa por el volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right] = (pA)C \quad (1.23)$$

En consecuencia, $\dot{W}$ se escribe como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + (p_s A_s)C_s - (p_e A_e)C_e \quad (1.24)$$

Considerando que $AC = mv$, la ecuación (1.24) se escribe de la siguiente forma:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s(p_s v_s) - \dot{m}_e(p_e v_e) \quad (1.25)$$

Con estas consideraciones, la Primera Ley de la Termodinámica para un volumen de control queda como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(u_s + p_s v_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.26)$$

El subíndice vc ha sido añadido a $\dot{Q}$ para enfatizar que se trata de la transferencia de calor a través de la superficie de control del volumen de control. Usando la entalpía específica h , la ecuación (1.26) se escribe como sigue:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.27)$$

En la práctica pueden existir distintas zonas de la frontera a través de las cuales entra o sale materia, y en ese caso, la ecuación (1.27) se escribe como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.28)$$

La ecuación (1.28) establece que la variación de la energía dentro del volumen de control es igual al balance neto de las energías que entran y salen del mismo a través de sus fronteras, en forma de transferencia de calor, de trabajo, y de la energía asociada de los flujos de materia.

1.1.3 Procesos de flujo permanente

Los procesos de flujo permanente se caracterizan por lo siguiente:

1) Las propiedades (intensivas o extensivas) dentro del volumen de control no cambian con el tiempo. Así, el volumen V_{cv} , la masa m_{cv} , y el contenido total de energía E_{cv} , del volumen de control, permanecen constantes durante el proceso. El trabajo de frontera durante este proceso vale cero, y la suma de la masa, así como la suma de la energía que entra al volumen de control, es igual a la suma de la masa y a la suma de la energía que sale del volumen de control.

2) Ninguna propiedad cambia en las fronteras del volumen de control con el tiempo, aunque pueden ser diferentes en diferentes aberturas (entradas y salidas). Las propiedades, pueden incluso variar sobre la sección de entrada o salida, pero permanecen constantes con respecto al tiempo en una posición fija.

3) Las transferencias de calor y trabajo entre el volumen de control y sus alrededores no cambian con el tiempo durante el proceso.

A partir de las condiciones anteriores, las ecuaciones de conservación de la masa y de la energía, se simplifican como sigue:

a) Conservación de la masa. De la ecuación (1.14), y $dm_{vc}/dt=0$, y entonces:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (1.29)$$

b) Conservación de la energía. De la ecuación (1.28), $dE_{vc}/dt = 0$, por lo que:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1.30)$$

Que también se puede escribir como:

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) = 0 \quad (1.31)$$

Para volúmenes de control en estado permanente en los que hay sólo una entrada y una salida, $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$, y la ecuación 1.31 se reduce a:

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left[(h_1 - h_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] = 0 \quad (1.32)$$

Que en cantidades específicas toma la forma siguiente:

$$q - w + \left[(h_1 - h_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] = 0 \quad (1.33)$$

1.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La Segunda Ley de la Termodinámica se expresa mediante dos enunciados importantes; el de Kelvin - Planck, y el de Clausius, que se exponen a continuación.

a) Kelvin y Planck: “Es imposible para cualquier dispositivo que opere en un ciclo termodinámico recibir calor de un sólo depósito y producir una cantidad neta de trabajo”

Este enunciado aplicado a una central generadora de potencia, mediante vapor, indica que es necesario que el fluido de trabajo reciba energía térmica en el generador de vapor y ceda energía térmica en el condensador.

b) Clausius: “Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo y cuyo único efecto sea producir transferencia de calor de un cuerpo de temperatura más baja a un cuerpo de temperatura más alta”

Según Clausius, la transferencia de calor, ocurre de manera espontánea en el sentido de las temperaturas decrecientes, es decir que si se coloca un objeto caliente a temperatura T_1 , en un recinto a temperatura T_0 , menor que T_1 , entonces tendrá lugar un proceso de transferencia de calor desde el objeto hacia el ambiente; en caso que se desee que la

transferencia de calor ocurra en sentido inverso, será necesario consumir cierta cantidad de trabajo.

La Segunda Ley de la Termodinámica también se expresa por una desigualdad importante conocida con la desigualdad de Clausius, que es:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (1.34)$$

La ecuación (1.34) se cumple en ciclos termodinámicos, siendo cero para los ciclos total o internamente reversibles, y menor que cero para los ciclos irreversibles.

A partir de la segunda ley, se establece la propiedad de la entropía, que se define como:

$$dS = \left. \frac{\delta Q_{rev}}{T} \right]_{rev} \quad (1.35)$$

que es válida para procesos reversibles.

Para sistemas cerrados y sistemas abiertos, la segunda ley de la termodinámica se expresa como se indica a continuación.

1.2.1 Segunda Ley en Sistemas Cerrados.

Para un proceso reversible entre los estados (1) y (2), al integrar la ecuación (1.35), se obtiene la ecuación del cambio de entropía:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q_{rev,12}}{T} \quad (1.36)$$

El proceso reversible (1) $\rightarrow$ (2) puede ser parte de un ciclo (1) $\rightarrow$ (2) $\rightarrow$ (1), donde el proceso de retorno (2) $\rightarrow$ (1) tiene lugar a lo largo de una trayectoria irreversible. Al escribir la ecuación (1.34) para este ciclo, se obtiene la siguiente expresión:

$$\int_1^2 \frac{\delta Q_{rev,12}}{T} + \int_2^1 \frac{\delta Q_{21}}{T} < 0 \quad (1.37)$$

A partir de la ecuación (1.37) se obtiene la expresión matemática generalizada de la Segunda Ley para un proceso termodinámico, en la siguiente forma:

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.38)$$

La ecuación (1.38), establece que la transferencia de entropía es menor o igual al cambio de entropía en el sistema, y que para procesos donde se cumple la desigualdad, se requiere de un término adicional, que es la generación interna de entropía, S_{gen} , que necesariamente es positivo. Así, la generación de entropía es una cantidad positiva para los procesos irreversibles y cero para los procesos reversibles.

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{gen} \quad (1.39)$$

$$S_{gen} = S_2 - S_1 - \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.40)$$

1.2.2 Segunda Ley en Sistemas Abiertos.

Para establecer la expresión matemática de la segunda Ley de la Termodinámica en sistemas abiertos se recurre nuevamente a la Figura 1.3.

Para el instante t:

$$S_{mc,t} = S_{vc,t} + \Delta S_e \quad (1.41)$$

Para el instante $t + \Delta t$

$$S_{mc,(t+\Delta t)} = S_{vc,(t+\Delta t)} + \Delta S_s \quad (1.42)$$

La entropía generada durante este proceso desde el tiempo t hasta el tiempo $t + \Delta t$, se calcula restando a la ecuación (1.41) la ecuación (1.42), obteniéndose la siguiente expresión:

$$\Delta S_{mc} = S_{vc,(t+\Delta t)} - S_{vc,t} + \Delta S_s - \Delta S_e \quad (1.43)$$

$$\Delta S_s = (\dot{m} s)_s \Delta t$$

$$\Delta S_e = (\dot{m} s)_e \Delta t$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (1.43) se obtiene la siguiente expresión:

$$S_{vc}(t + \Delta t) - S_{vc,t} - \Delta S_s + \Delta S_e = \frac{\dot{Q}}{T} \Delta t + \Delta S_{gen} \quad (1.44)$$

$$S_{gen} = S_{vc,(t+\Delta t)} - S_{vc,t} - \frac{\dot{Q}}{T} \Delta t + \dot{m}_s s_s \Delta t - \dot{m}_e s_e \Delta t \geq 0 \quad (1.45)$$

La entropía generada durante un proceso desde el tiempo t hasta el tiempo $t+\Delta t$ se obtiene al dividir la ecuación (1.45) entre Δt , y se obtiene:

$$\frac{\Delta S_{gen}}{\Delta t} = \frac{S_{vc,(t+\Delta t)}}{\Delta t} - \frac{S_{vc,t}}{\Delta t} - \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e \geq 0 \quad (1.46)$$

La expresión matemática del balance de flujos de entropía para un volumen de control queda en la forma siguiente:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{\Delta S_{gen}}{\Delta t} \right] = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{S_{vc,(t+\Delta t)}}{\Delta t} - \frac{S_{vc,t}}{\Delta t} - \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e \right] \quad (1.47)$$

Quedando como:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{vc}}{dt} - \sum_i \frac{Q}{T} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \quad (1.48)$$

1.3 EXERGÍA

En ésta sección se introduce la propiedad termodinámica exergía que también se conoce como disponibilidad y tiene gran importancia en el análisis de los sistemas termodinámicos. El análisis de exergía, el Análisis de los sistemas termodinámicos permite conocer la energía real disponible, la entropía generada en cada parte del sistema, la energía desaprovechada, el trabajo óptimo, y la eficiencia de segunda ley.

La exergía es una propiedad de los sistemas termodinámicos por medio de la cual se mide el potencial de trabajo útil disponible desde un estado termodinámico específico hasta el estado muerto, y su valor no puede ser negativo, puesto que cualquier sistema en un estado diferente al estado muerto puede experimentar cambios espontáneos en sus propiedades, hasta alcanzar el equilibrio con los alrededores. La exergía no se conserva sino que es destruida por las irreversibilidades.

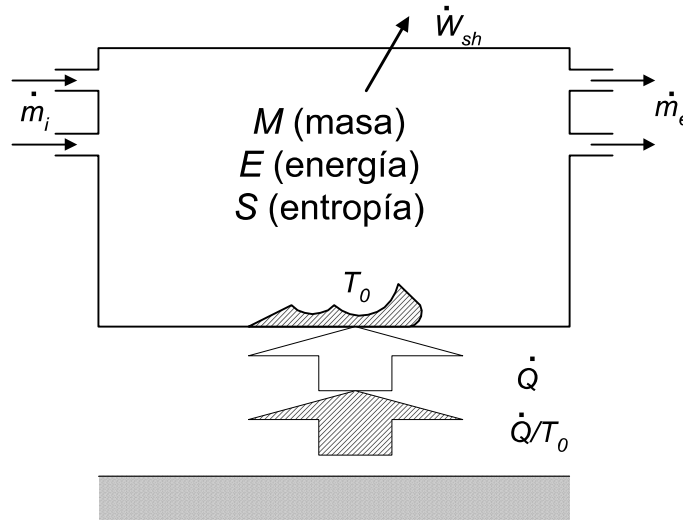


Figura 1. 4. Diagrama de un sistema abierto en contacto con los alrededores.

Para el sistema termodinámico representado en la Figura 1.4, la primera y segunda ley de la termodinámica en estado no permanente ecuaciones (1.28) y (1.48) se expresan por:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{C_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) \\ \frac{dE_{vc}}{dt} &= \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \end{aligned} \quad (1.28)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{vc}}{dt} - \sum_i \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e \quad (1.48)$$

Considerando que el sistema intercambia calor únicamente con los alrededores, que se encuentran a temperatura T_0 , la ecuación (1.48) se simplifica como:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{vc}}{dt} - \frac{\dot{Q}}{T_0} + \sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e \quad (1.50)$$

Despejando $\dot{Q}$ de la ecuación (1.50) y sustituyendo en la ecuación (1.28), se obtiene la expresión para calcular la potencia en el eje, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{eye} = \frac{d(E_{vc} - T_0 S_{vc})}{dt} + \sum_e \dot{m} \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right) - \sum_s \dot{m} \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s \right) - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (1.51)$$

La potencia en el eje alcanza su máximo valor $\dot{W}_{eye,max}$, sólo cuando el proceso es reversible, y en este caso se alcanza cuando $\dot{S}_{gen} = 0$, por lo que la ecuación (1.51) se escribe como:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{eye,max} = & \sum_e \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} C_e^2 + gz_e - T_0 s_e \right) \\ & - \sum_s \dot{m} \left(h_s + \frac{1}{2} C_s^2 + gz_s - T_0 s_s \right) - \frac{d}{dt} (E_{vc} - T_0 S_{vc}) \end{aligned} \quad (1.52)$$

La diferencia entre la potencia máxima en el eje $\dot{W}_{eye,max}$, y la potencia real en el eje, $\dot{W}_{eye}$ corresponde a las pérdidas de potencia disponible $\dot{W}_p$, que se expresa como:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{eye,max} - \dot{W}_{eye} \quad (1.53)$$

La potencia perdida es cero cuando el sistema opera reversiblemente, mientras que en el caso irreversible, $\dot{W}_p$ siempre es una cantidad positiva.

Sustituyendo las ecuaciones (1.52) y (1.51) en la ecuación (1.53), se obtiene:

$$\dot{W}_p = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (1.54)$$

La ecuación (1.54) representa el teorema de Gouy – Stodola. Esta ecuación se denominó así, porque los científicos: Gouy (1889), y Stodola (1910), fueron los

primeros que reconocieron su importancia. Este teorema establece que la pérdida de potencia disponible es directamente proporcional a la generación de entropía y el factor de proporcionalidad es simplemente la temperatura absoluta de los alrededores T_0 . En general, la forma exacta de proporcionalidad entre $\dot{W}_p$ y $\dot{S}_{gen}$ depende de los aspectos específicos de el sistema de interés.

Cuado el sistema abierto de la figura (1.4) opera en estado permanente, el término $\frac{d}{dt}(E - T_0 S_{gen})$, es cero, y se además se considera que las diferencias entre la energía cinética y potencial entre las entradas y salidas son despreciables se obtiene la siguiente expresión para el trabajo máximo del eje:

$$\dot{W}_{eje,max} = \sum \dot{m}_i (h_i - T_0 s_i) - \sum \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) \quad (1.55)$$

En la expresión (1.55) el término $(h - T_0 s)$ corresponde a una nueva propiedad termodinámica que resulta importante en el análisis de segunda ley. Esta cantidad recibe el nombre de “disponibilidad”, o exergía que se expresa de la siguiente forma.

$$\epsilon = h - T_0 s \quad (1.56)$$

1.4 Eficiencia de Segunda Ley en Sistemas de Flujo Estacionario.

La eficiencia de Segunda Ley (eficiencia exergética, eficacia o eficiencia racional) proporciona una medida verdadera, desde el punto de vista termodinámico, del desempeño de un dispositivo energético.

Para definir la Eficiencia de Segunda Ley es necesario identificar un “producto” y un “combustible” para el sistema termodinámico sujeto a estudio. El producto representa el resultado deseado producido por el sistema. La definición de producto debe ser consistente con el propósito de quien adquiera y use el sistema. El combustible representan los recursos utilizados para generar el producto, y no se restringe necesariamente a un combustible real como son el gas natural o el petróleo.

La Eficiencia de Segunda Ley es la relación entre el producto (disponibilidad o exergía recuperada) y el combustible (disponibilidad o exergía suministrada). Esta relación se expresa en forma matemática por la siguiente ecuación:

$$\epsilon_{II} = \frac{E_{rec}}{E_{sum}} \quad (1.60)$$

Un uso importante de la eficiencia exergética es evaluar el comportamiento termodinámico de un componente, una planta, o una industria respecto del desarrollo termodinámico de componentes, plantas, o industrias similares.

La ecuación (1.54) es una expresión general de la Eficiencia de Segunda Ley. En el capítulo dos se expondrá el Análisis de Segunda Ley para los equipos que integran una Planta Termoeléctrica, y se desarrollarán las expresiones particulares de la Eficiencia de Segunda Ley para cada uno de los equipos componentes de la Planta.

CAPITULO II

ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY DE EQUIPOS BÁSICOS DE PLANTAS TERMOELÉCTRICAS

En este capítulo se describen de manera general, las Plantas Termoeléctricas de vapor, sus principios de operación y sus equipos principales y auxiliares; posteriormente se aplica el análisis de segunda ley de la termodinámica a cada uno de los componentes de las centrales para establecer las ecuaciones requeridas, y así calcular la disponibilidad de las corrientes, el trabajo reversible, el trabajo real o útil, la irreversibilidad generada, y la eficiencia de segunda ley.

2.1 PLANTAS TERMOELÉCTRICAS.

Las Plantas Termoeléctricas tienen como objetivos transformar la energía química del combustible, en energía térmica del vapor, posteriormente en energía mecánica, y esta última en energía eléctrica. Un esquema general de una Planta Termoeléctrica se presenta en la Figura 2.1.

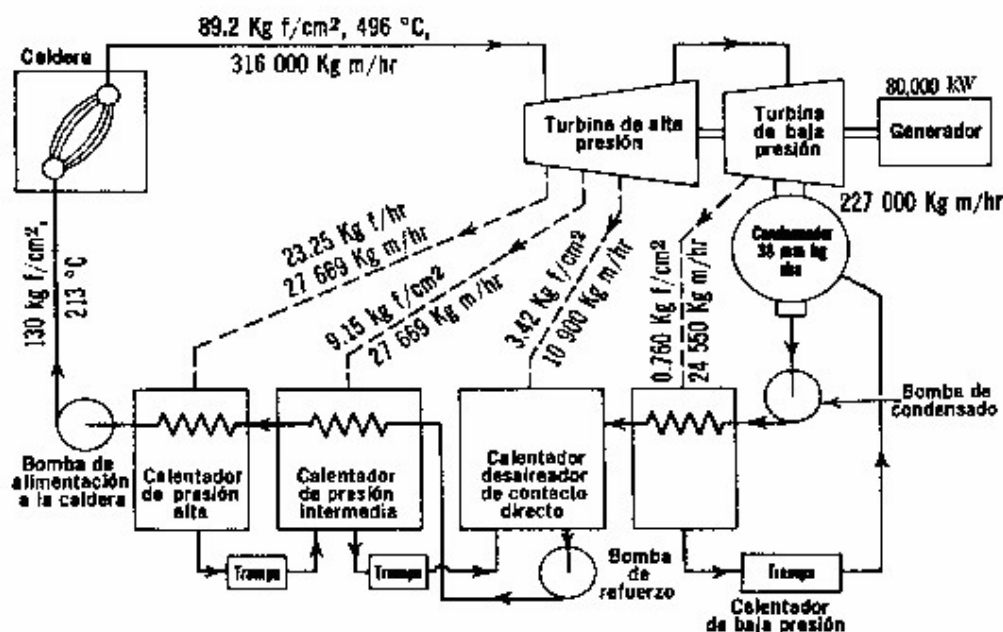


Figura 2.1. Esquema de una Planta Termoeléctrica de tipo regenerativo.

Los equipos que componen una Planta Termoeléctrica de vapor, se dividen en dos grupos: equipos principales y equipos secundarios, que se describen a continuación.

Los equipos principales de las Plantas Termoeléctricas de vapor son: a) el generador de vapor, b) la(s) turbina(s) de vapor, c) el condensador, d) la(s) bomba(s) hidráulica(s), y e) el generador eléctrico.

La descripción de cada uno de ellos se hace a continuación:

2.1.1 GENERADOR DE VAPOR

El generador de vapor es un conjunto de elementos integrados y dispuestos de forma tal, que mediante la realización de una combustión, transmite calor al agua para producir vapor que es utilizado por las turbinas para producir potencia mecánica.

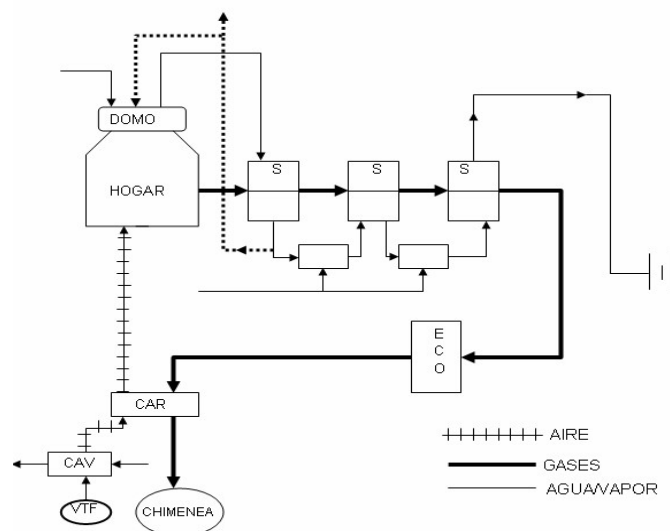


Figura 2. 2. Partes Principales de un Generador de Vapor

Las partes principales de un generador de vapor son aquellos elementos que absorben calor y se muestran en la Figura 2.2.. Estas partes son las siguientes:

a) Caldera.- Aunque se ha acostumbrado llamar caldera a todo el generador de vapor, la caldera es solamente una de las partes principales que lo constituyen. Está formada por los domos y por el banco generador de vapor. Así, la caldera, únicamente produce vapor saturado.

Las calderas de los grandes generadores de vapor modernos y de grandes capacidades como los instalados en las centrales termoeléctricas son del tipo de tubos de agua (acuaturbulares).

b) Sobrecalentador.- Son superficies de transmisión de calor formadas por tubos que se conectan a un cabezal de entrada y otro de salida. En un sobrecalentador, conectado en serie, la salida de una sección, es la entrada de la sección siguiente y en consecuencia la temperatura se va elevando por pasos.

Dependiendo de la localización de los sobrecalentadores dentro del generador de vapor y de la forma como absorben el calor, los sobrecalentadores pueden ser del tipo radiante o convectivos, y sus características son las siguientes:

Sobrecalentadores Radiantes.- Están localizados en la parte superior del hogar y reciben el calor por radiación directamente de la flama.

Sobrecalentadores Convectivos.- Están localizados en los pasajes de los gases calientes y reciben el calor de estos por convección.

c) Recalentador.- Este elemento del generador de vapor suministra calor al vapor que ya se ha expandido parcialmente en la turbina, y que sale a menor presión y temperatura, pero que puede recalentarse para seguirse aprovechando y trabajar en las etapas restantes ó en otra turbina. Los recalentadores también pueden ser de tipo convectivos o radiantes. Las características y el comportamiento del recalentador son semejantes a los del sobrecalentador, pero el recalentador opera a una presión menor que la del sobrecalentador.

d) Economizador.- Este elemento aprovecha el calor de los gases de la combustión antes de que escapen a la atmósfera por la chimenea para suministrar calor al agua de alimentación y así la calienta hasta una temperatura muy cercana a la de ebullición antes de que entre al domo de vapor.

e) Precalentadores de Aire.- Este elemento recibe aire frío del exterior y lo calienta antes de que entre a los quemadores, ya que el aire caliente mejora las condiciones de combustión y aumenta la eficiencia del generador de vapor. El precalentador de aire recibe calor de los gases de la combustión. Los precalentadores se dividen en

precalentadores de aire – vapor, precalentadores de aire – gases y en la combinación de precalentadores de aire – gases y aire – vapor.

2.1.2 TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor es la máquina térmica que convierte la energía del vapor en trabajo mecánico. En las Planta Termoeléctrica, el trabajo producido por la turbina de vapor se emplea para mover un generador eléctrico que transforma el trabajo en energía eléctrica.

La turbina de vapor es la máquina más simple, eficiente y completa de las que se usan para convertir la energía térmica en energía mecánica, ya que ocupa poco espacio, es ligera en la relación peso/potencia, y su funcionamiento es relativamente silencioso y sin vibraciones.

En la turbina de vapor, el vapor entra a una tobera donde se expande, transformando así la energía térmica en energía cinética, obteniéndose en consecuencia un flujo de vapor con gran velocidad. El vapor de alta velocidad es aprovechado para producir trabajo mecánico al hacer girar el rotor de la turbina. Las partes principales de una turbina de vapor son las siguientes y se muestran en la Figura 2.3.

- a) Rotor:** Es la parte móvil de la turbina, que lleva montadas las ruedas con los alabes.
- b) Toberas:** Transforman la presión del vapor en energía de velocidad.
- c) Carcaza:** Es la cubierta o envolvente de la turbina, donde van montadas las toberas fijas.

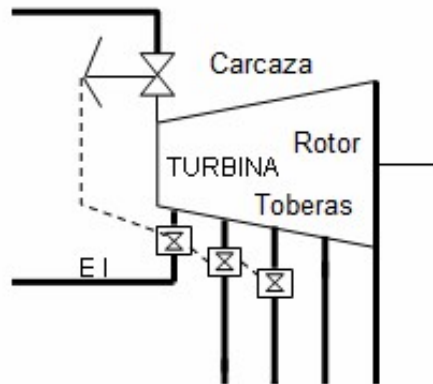


Figura 2.3, Turbina de Vapor.

2.1.3 CONDENSADOR

El condensador de vapor es un equipo en el que se condensa el vapor de escape de la turbina de vapor. Este equipo se muestra en la Figura 2.4. En las Plantas Termoeléctricas se utilizan dos tipos de condensadores, que son: de chorro y de superficie. Cada uno de estos condensadores tiene las características siguientes:

a) Condensador de chorro.- Son condensadores de contacto directo en el que se mezclan el agua de enfriamiento con el vapor, por este motivo no permiten la recuperación del condensado. Este tipo de condensador proporciona una baja presión de escape.

b) Condensador de superficie.- Consiste en un cilindro de hierro colado con tapa (espejos) porta – tubos en cada extremo, las cuales unen un gran número de tubos que forman la superficie de enfriamiento. El vapor de escape de la turbina entra en el condensador por un orificio situado en la parte superior de la envolvente y al ir pasando a través de la superficie exterior de los tubos que conducen el fluido de enfriamiento, se condensa, depositándose el condensado en el pozo caliente ubicado en el piso del condensador. En los condensadores de superficie se puede recuperar el condensado porque no se mezcla con el agua de enfriamiento.

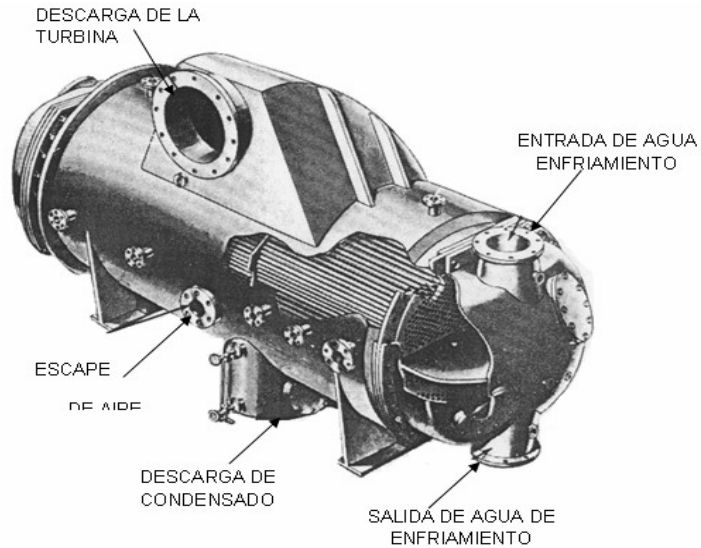


Figura 2. 4. Condensador de Vapor del tipo de superficie

2.1.4 GENERADOR ELÉCTRICO.

El generador eléctrico es un equipo diseñado para convertir la energía mecánica en energía eléctrica. El tipo de generador eléctrico utilizado en Plantas Termoeléctricas, es del tipo de alta velocidad, accionado por turbina y trabaja con velocidades de 720 a 3600 r.p.m. Estos tipos de generadores eléctricos utilizan excitadores conectados directos, excitadores accionados por banda desde el eje del alternador y excitadores con excitación independiente. En las plantas generadoras grandes pueden utilizarse excitadores con impulsión separada. El esquema del generador eléctrico se muestra en la Figura 2.5.

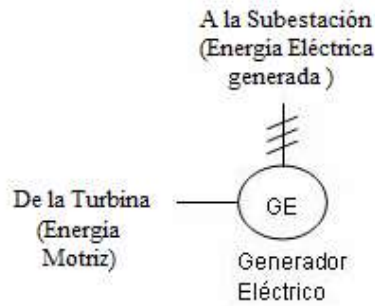


Figura 2. 5. Generador Eléctrico.

Los equipos auxiliares y son: bombas hidráulicas, ventiladores, extractores, calentadores, enfriadores, compresores, eyectores, deareador, tanques, etc. Estos equipos auxiliares son importantes porque conforman diversos sistemas de apoyo a la Planta Termoeléctrica, como es el caso del sistema de enfriamiento que puede ser de circuito cerrado de agua de circulación con torre de enfriamiento o del circuito abierto de agua de circulación. (Normalmente agua de mar).

2.2 ANALISIS DEL GENERADOR DE VAPOR.

El generador de vapor tiene entradas y salidas múltiples de corrientes de agua y vapor, combustible, aire y gases de combustión debido a sus diferentes componentes como se muestra en la Figura 2.6. Para el Generador de Vapor, la segunda ley de la termodinámica expresada por medio de la ecuación (1.49) y adaptada al generador de vapor queda como:

$$\dot{S}_{gen,gv} = \sum_s \dot{m}_{s,gv} s_{s,gv} - \sum_e \dot{m}_{e,gv} s_{e,gv} + \frac{Q_{abr}}{T_0} \quad (2.1)$$

La exergía específica de cada corriente tanto de entrada como de salida, se expresa por:

$$\varepsilon_{egv} = \sum_e (h - h_0)_e - T_0 (s - s_0)_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_{sgv} = \sum_s (h - h_0)_s - T_0 (s - s_0)_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \quad (2.3)$$

La irreversibilidad total generada en el generador de vapor se calcula como:

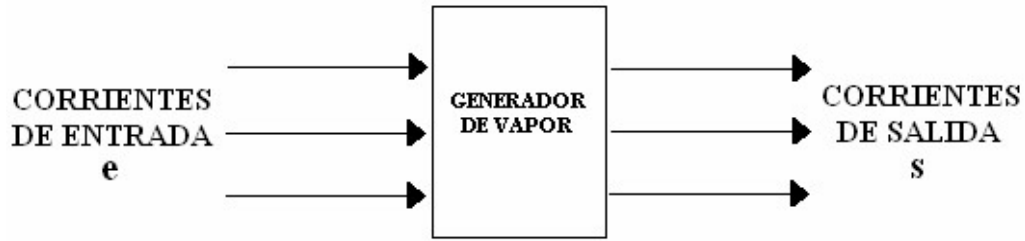


Figura 2.6. Esquema de Generador de Vapor

La irreversibilidad total generada en el generador de vapor se calcula como:

$$\dot{i}_{gv} = T_0 \dot{S}_{gen,gv} \quad (2.4)$$

y en cantidades específicas como:

$$\dot{i}_{gv} = T_0 s_{gen,gv} \quad (2.5)$$

La disponibilidad o exergía recuperada se expresa por la diferencia entre las exergías de salida menos las exergías de entrada del agua (vapor o líquido), y la exergía suministrada corresponde a la de combustión. En esas condiciones la eficiencia de segunda ley para el generador de vapor es:

$$\varepsilon_{II,gv} = \frac{\sum_s \dot{m}_s \varepsilon_{sgv} - \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_{egv}}{\dot{m}_{comb} \varepsilon_{comb}} \quad (2.6)$$

2.3 ANÁLISIS DE LA TURBINA DE VAPOR.

La representación esquemática de la turbina de vapor se muestra en la Figura 2.3, en la que se observan diversas entradas y salidas del vapor, y la flecha por la que obtiene la potencia.

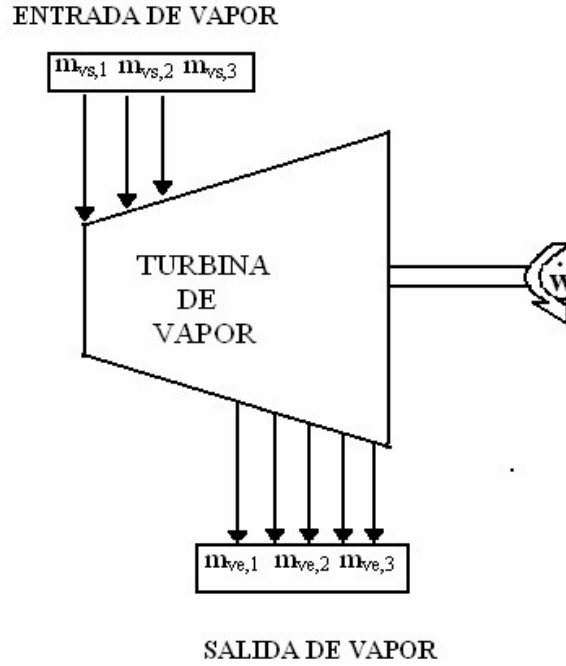


Figura 2.3. Representación Esquemática de una Turbina de Vapor.

La exergía total de entrada a la turbina de vapor es:

$$E_{s,tv} = \sum_s \dot{m}_s e_s = \sum_s \dot{m} \left(h_{s,t} + \frac{C_{s,t}^2}{2} + gz_{s,t} - T_0 s_{s,t} \right) \quad (2.7a)$$

La exergía total de salida de la turbina es:

$$E_{e,tv} = \sum_e \dot{m}_e e_e = \sum_e \dot{m} \left(h_{e,t} + \frac{C_{e,t}^2}{2} + gz_{e,t} - T_0 s_{e,t} \right) \quad (2.7b)$$

Considerando el caso de estado permanente, las ecuaciones aplicables a la generación de potencia máxima, a la generación de entropía, y a la generación de potencia útil son respectivamente las siguientes:

$$\dot{W}_{rev,t} = \sum_e \dot{m}_{e,t} \left(h_{e,t} + \frac{C_{e,t}^2}{2} + gz_{e,t} - T_0 s_{e,t} \right) - \sum_s \dot{m}_{s,t} \left(h_{s,t} + \frac{C_{s,t}^2}{2} + gz_{s,t} - T_0 s_{s,t} \right) \quad (2.8)$$

$$\dot{S}_{gen,t} = \sum_s \dot{m}_{s,t} s_{s,t} - \sum_e \dot{m}_{e,t} s_{e,t} + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_0} \quad (2.9)$$

$$\dot{W}_t = \sum_e \dot{m}_{e,t} \left(h_{e,t} + \frac{C_{e,t}^2}{2} + gz_{e,t} - T_0 s_{e,t} \right) - \sum_s \dot{m}_{s,t} \left(h_{s,t} + \frac{C_{s,t}^2}{2} + gz_{s,t} - T_0 s_{s,t} \right) - T_0 \dot{S}_{gen,t} \quad (2.10)$$

Cuando los cambios de la energía cinética y potencial se pueden considerar despreciables porque el diseño de las turbinas de vapor así lo permite, las ecuaciones (2.8) y (2.10) se expresan por:

$$\dot{W}_{rev,t} = \sum_e \dot{m}_{e,t} (h_{e,t} - T_0 s_{e,t}) - \sum_s \dot{m}_{s,t} (h_{s,t} - T_0 s_{s,t}) \quad (2.11)$$

$$\dot{W}_t = \sum_e \dot{m}_{e,t} (h_{e,t} - T_0 s_{e,t}) - \sum_s \dot{m}_{s,t} (h_{s,t} - T_0 s_{s,t}) - T_0 \dot{S}_{gen,t} \quad (2.12)$$

y en función de las exergías de las corrientes expresadas por las ecuaciones (2.7b) y (2.8), las ecuaciones (2.7) y (2.12) quedan como:

$$\dot{W}_{rev,t} = \sum_e \dot{E}_{e,t} - \sum_s \dot{E}_{s,t} \quad (2.13)$$

$$\dot{W}_t = \sum_e \dot{E}_{e,t} - \sum_s \dot{E}_{s,t} - T_0 \dot{S}_{gen,t} \quad (2.14)$$

La irreversibilidad asociada para el caso de una turbina de vapor en flujo permanente es la diferencia entre la potencia útil y la potencia reversible, y (ecuación (2.13) menos la ecuación (2.14)) queda expresada como:

$$\dot{I}_t = \dot{W}_{rev,t} - \dot{W}_t = T_0 \dot{S}_{gen,t} \quad (2.15)$$

La exergía recuperada es la potencia útil producida por la turbina, y la exergía suministrada es la potencia máxima de la turbina, por lo que la eficiencia de la segunda ley para una turbina de vapor se obtiene en función de estos dos parámetros; y se expresa de la siguiente manera:

$$\mathcal{E}_{II,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{rev,t}} = \frac{\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s - T_0 \dot{S}_{gen}}{\sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s} \quad (2.16)$$

2.4 ANALISIS DEL CONDENSADOR.

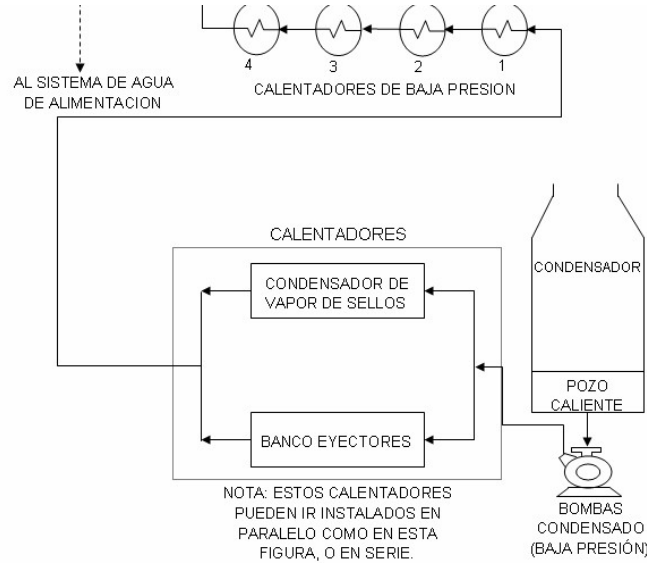


Figura 2.4. Representación Genérica de un Condensador.

Para un condensador con entradas y salidas múltiples y considerando el caso de estado permanente, la expresión de la 2da.ley de la termodinámica aplicable a la generación de entropía es la siguiente:

$$\dot{S}_{gen,cond} = \sum_s \dot{m}_{s,cond} s_{s,cond} - \sum_e \dot{m}_{e,cond} s_{e,cond} + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_0} \quad (2.17)$$

Las exergías de entrada son:

$$E_{e,cond} = \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right) \quad (2.18)$$

y las exergías de salida son:

$$E_{s,cond} = \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s \right) \quad (2.19)$$

La irreversibilidad en el caso del condensador en condiciones de flujo permanente es el producto de la temperatura ambiente por la entropía generada, tal como se expresa en la siguiente ecuación:

$$\dot{I}_{cond} = T_0 \dot{S}_{gen,cond} \quad (2.20)$$

La eficiencia de la segunda ley se obtiene con la relación existente de la exergía recuperada entre la exergía suministrada. La exergía es recuperada por el agua de enfriamiento y el suministro de exergía se hace por el vapor que se condensa, que se expresa como:

$$\mathcal{E}_{II,cond} = \frac{E_{rec,cond}}{E_{sum,cond}} = \frac{\sum_i \dot{m}_{frio,i} (\mathcal{E}_s - \mathcal{E}_e)_i}{\sum_i \dot{m}_{caliente,i} (\mathcal{E}_{e,v} - \mathcal{E}_{s,liq})} \quad (2.21)$$

2.5 ANALISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Los intercambiadores de calor que se usan en las plantas termoeléctricas son de dos tipos: de fluidos separados y de contacto directo, por lo que a continuación se presenta el análisis para cada uno de estos tipos. El esquema representativo de este dispositivo se muestra en la Figura 2.5.

a) Intercambiadores de calor de fluidos separados. El esquema representativo de este tipo de intercambiador de calor se muestra en la Figura 2.5.

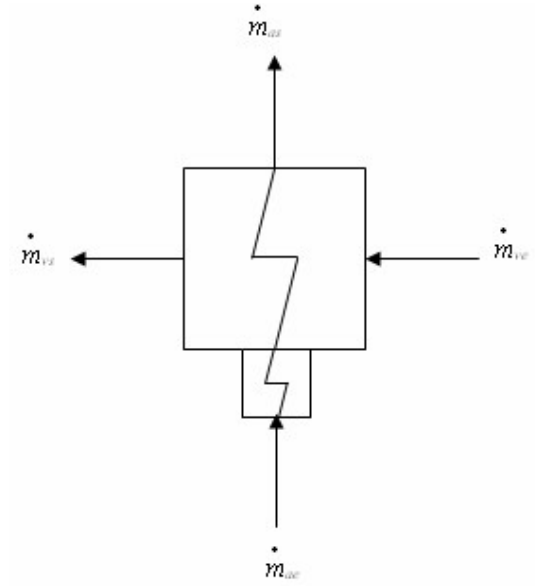


Figura 2.5, Representación Esquemática de un Intercambiador de Calor.

La ecuación de la segunda ley de la termodinámica queda para este intercambiador como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{S}_{gen,ic} = \sum_s \dot{m}_{s,ic} s_{s,ic} - \sum_e \dot{m}_{e,ic} s_{e,ic} + \frac{Q_{air}}{T_0} \quad (2.22)$$

La exergía de entrada es:

$$E_{e,ic} = \dot{m}_{ae} e_{ae} + \dot{m}_{ve} e_{ve} \quad (2.23)$$

La exergía de salida es:

$$E_{s,ic} = \dot{m}_{as} e_{as} + \dot{m}_{vs} e_{vs} \quad (2.24)$$

La irreversibilidad para este equipo en estado permanente esta dada por la ecuación:

$$\dot{i}_c = T_0 \dot{S}_{gen,ic} \quad (2.25)$$

La eficiencia de la segunda ley queda expresada como:

$$\varepsilon_{II,ic} = \frac{E_{rec}}{E_{sum}} = \frac{\dot{m}_{frio} (\varepsilon_{s,f} - \varepsilon_{e,f})}{\dot{m}_{caliente} (\varepsilon_{e,c} - \varepsilon_{s,c})} \quad (2.26)$$

b) Intercambiador de calor de contacto directo (Deareador). Este es un tipo de intercambiador de calor que también se conoce como intercambiador de contacto directo o cámara de mezcla, porque se permite que todas las corrientes de fluido que llegan a él se mezclen y formen una sola corriente de salida. La representación de estos equipos se ilustra mediante la Figura 2.6.

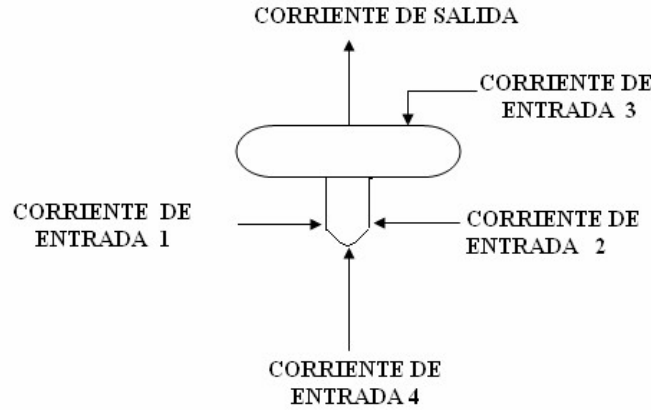


Figura 2.6. Representación Esquemática del Deareador

La entropía generada en el deareador se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{S}_{gen,da} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_0} \quad (2.25)$$

La irreversibilidad que se genera en este intercambiador de calor, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{I}_{da} = T_0 \dot{S}_{gen,da} \quad (2.26)$$

Para la exergía del deareador se necesita conocer los valores de disponibilidad suministrada (2.22) y la disponibilidad recuperada (2.23). Como se muestra en las siguientes ecuaciones.

La exergía de entrada se calcula por:

$$\dot{E}_{e,da} = \sum_e \dot{m}_e e_e \quad (2.27)$$

La exergía de salida se expresa como:

$$\dot{E}_{s,da} = \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (2.28)$$

Una vez obteniendo los valores de disponibilidad suministrada y disponibilidad recuperada, se obtiene la eficiencia de segunda ley.

La exergía recuperada queda como:

$$E_{rec,da} = E_{e,da} - E_{s,da} \quad (2.29)$$

$$E_{II,da} = \frac{E_{rec,da}}{E_{e,da}} \quad (2.30)$$

2.6 ANALISIS DE BOMBAS HIDRÁULICAS.

El esquema representativo de una bomba hidráulica se muestra en la Figura 2.6.

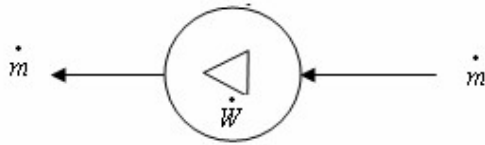


Figura 2.6. Representación Genérica de una Bomba Hidráulica.

La generación de entropía se expresa como:

$$\dot{S}_{gen,bh} = \sum_s \dot{m}_{s,bh} s_{s,bh} - \sum_e \dot{m}_{e,bh} s_{e,bh} + \frac{\dot{Q}_{air}}{T_0} \quad (2.31)$$

Las bombas hidráulicas consumen trabajo, por lo tanto la potencia real o útil consumida considerando despreciables los cambios de energía cinética y potencial queda como:

$$\dot{W}_{bh} = \dot{m}[(h_{s,bh} - T_0 s_{s,bh}) - (h_{e,bh} - T_0 s_{e,bh})] + T_0 \dot{S}_{gen,bh} = \dot{m}[e_{s,bh} - e_{e,bh}] - T_0 \dot{S}_{gen,bh} \quad (2.32)$$

$$\dot{W}_{rev,bh} = \dot{m}[(h_{s,bh} - T_0 s_{s,bh}) - (h_{e,bh} - T_0 s_{e,bh})] = \dot{m}[e_{s,bh} - e_{e,bh}] \quad (2.33)$$

La irreversibilidad, queda expresada por medio de la ecuación:

$$\dot{I}_{bh} = \dot{W}_{rev,bh} - \dot{W}_{bh} = T_0 \dot{S}_{gen,bh} \quad (2.34)$$

La eficiencia de segunda ley es la relación entre la potencia reversible y la potencia real suministrada y queda expresada con la ecuación:

$$\mathcal{E}_{II,bh} = \frac{\dot{W}_{rev,bh}}{\dot{W}_{bh}} = \frac{e_{s,bh} - e_{e,bh}}{e_{s,bh} - e_{e,bh} - T_0 \dot{S}_{gen,bh}} \quad (2.35)$$

CAPITULO III

DESARROLLO DEL MÉTODO DE ANÁLISIS ENERGÉTICO EXERGÉTICO PARA PLANTAS TERMOELÉCTRICAS.

En este capítulo se presenta la Metodología de Análisis Energético y Exergético para Plantas Termoeléctricas de Vapor. Esta metodología se desarrolla por bloques para facilitar la elaboración de un diagrama de flujo que se utilizará para el desarrollo de un programa de cómputo.

Los bloques están constituidos de la siguiente manera: el primer bloque corresponde al Generador de Vapor, el segundo bloque a la Turbina de Vapor, el tercer bloque al Condensador y Sistema de Calentadores; (en este bloque se incluyen el Condensador y los Calentadores de baja y alta presión), y el cuarto bloque corresponde al Sistema de Bombeo que incluye las Bombas de Condensado y de agua de alimentación.

3.1 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS.

Se presenta el desarrollo del análisis energético y exergético para cada equipo componente de las plantas termoeléctricas de vapor como se indica a continuación. Cada equipo corresponde a un bloque, como se indicó anteriormente.

3.1.1 Generador de Vapor

En este bloque se calculan los flujos de la energía y de exergía química del combustible; el flujo de energía y exergía térmica ganada por el agua y se determina la eficiencia energética y la eficiencia exergética para el Generador de Vapor. Este análisis está basado en la Figura 2.6.

Energía Química: $m_{comb}(PCI)$

Exergía Química : $m_{comb}e_{comb}$ (3.1)

$$\text{Eficiencia Energética: } \varepsilon_{I,gv} = \frac{\sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right)}{\dot{m}_{comb}(PCI)} \quad (3.2)$$

$$\text{Eficiencia Exergética: } \varepsilon_{II,gv} = \frac{\sum_s \dot{m}_s e_{sgv} - \sum_e \dot{m}_e e_{egv}}{\dot{m}_{comb} e_{comb}} \quad (3.3)$$

3.1.2 Turbina de Vapor.

En este bloque se calcula la potencia desarrollada por la turbina, primero considerando que el proceso de expansión es isoentrópico y a continuación considerando la expansión real. Posteriormente se calcula la eficiencia de primera ley dividiendo la potencia real de la turbina entre la potencia isoentrópica. Finalmente se calcula la eficiencia de Segunda Ley, dividiendo el flujo de exergía recuperada menos (potencia de la Turbina) entre el flujo de exergía suministrada (flujo de exergía del vapor de entrada menos la potencia de la Turbina).

$$\text{Potencia Isoentrópica: } \dot{W}_{ii} = \sum_e \dot{m}_e (h_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_{is}) \quad (3.4)$$

$$\text{Potencia Real : } \dot{W}_t = \sum_e \dot{E}_{e,t} - \sum_s \dot{E}_{s,t} - T_0 \dot{S}_{gen,t} \quad (3.5)$$

$$\text{Eficiencia Energética: } \varepsilon_{I,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{ii}} = \frac{\sum_e \dot{m}_e (h_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_i)}{\sum_e \dot{m}_e (h_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_{is})} \quad (3.6)$$

$$\text{Eficiencia Exergética: } \varepsilon_{II,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{rev,t}} = \frac{\sum_e E_e - \sum_s E_s - T_0 \dot{S}_{gen}}{\sum_e E_e - \sum_s E_s} \quad (3.7)$$

3.1.3 Condensador y Sistema de Calentadores de Baja y Alta Presión.

Este bloque calcula para cada intercambiador de calor el flujo de energía y el flujo de exergía térmica suministrada al agua. También se calculan las eficiencias energéticas y exergéticas de estos equipos.

Aún cuando por tratarse de que todos los equipos de este bloque son intercambiadores de calor, se debe tener especial cuidado con los deareadores ya que en estos equipos se mezclan todas las corrientes de agua que llegan al mismo y constituyen una sola corriente de salida.

$$\text{Energía Térmica: } \dot{Q}_{frio} = \sum_i \dot{m}_{frio,i} (h_s - h_e) \quad (3.8)$$

Exergía Térmica:

$$E_{e,cond} = \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right), \quad E_{s,cond} = \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s \right) \quad (3.9)$$

$$\text{Eficiencia Energética: } \mathcal{E}_{I,cond} = \frac{\sum_i \dot{m}_{frio,i} (h_s - h_e)_i}{\sum_i \dot{m}_{caliente,i} (h_{e,v} - h_{s,liq})} \quad (3.10)$$

$$\text{Eficiencia Exergética: } \mathcal{E}_{II,cond} = \frac{E_{rec,cond}}{E_{sum,cond}} = \frac{\sum_i \dot{m}_{frio,i} (\mathcal{E}_s - \mathcal{E}_e)_i}{\sum_i \dot{m}_{caliente,i} (\mathcal{E}_{e,v} - \mathcal{E}_{s,liq})} \quad (3.11)$$

3.1.4 Sistema de Bombeo.

En este bloque se calcula la potencia isoentrópica y la potencia real suministrada a las bombas de condensado y de agua de alimentación de las Plantas. En base a estos resultados se calculan la eficiencia energética y la eficiencia exergética para cada bomba analizada.

Potencia Isoentrópica:

$$\dot{W}_{bh,i} = \dot{m} [h_{is,bh} - h_{e,bh}] \quad (3.12)$$

Potencia Real:

$$\dot{W}_{bh} = \dot{m} [(h_{s,bh} - T_0 s_{s,bh}) - (h_{e,bh} - T_0 s_{e,bh})] + T_0 \dot{S}_{gen,bh} = \dot{m} [e_{s,bh} - e_{e,bh}] - T_0 \dot{S}_{gen,bh} \quad (3.13)$$

$$\text{Eficiencia Energética: } \mathcal{E}_{I,bh} = \frac{\dot{W}_{bh}}{\dot{W}_{bh,i}} = \frac{[h_{s,bh} - h_{e,bh}]}{[h_{is,bh} - h_{e,bh}]} \quad (3.14)$$

$$\text{Eficiencia Exergética: } \mathcal{E}_{II,bh} = \frac{\dot{W}_{rev,bh}}{\dot{W}_{bh}} = \frac{e_{s,bh} - e_{e,bh}}{e_{s,bh} - e_{e,bh} - T_0 \dot{S}_{gen,bh}} \quad (3.15)$$

CAPÍTULO IV CASOS DE ESTUDIO

En éste capítulo se presentan los datos relevantes, los diagramas de flujo y los diagramas temperatura–entropía de los casos de estudio seleccionados: la Central Termoeléctrica “Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”. Así mismo se presentan los resultados de los Análisis Energético y Exergético de cada caso.

4.1 CENTRAL TERMOELÉCTRICA “POZA RICA”.

La Central Termoeléctrica “Poza Rica” se instaló para solucionar el problema de suministro de energía que tenía el sistema Puebla- Veracruz y así proporcionar la energía eléctrica para que se pudieran establecer o ampliar industrias de importancia nacional como Aluminio S.A., TAMSА de Veracruz y Petróleos Mexicanos en Poza Rica.

En Mayo de 1960 se encomendó el diseño de la Planta a la Compañía Siemens de Alemania. En Marzo de 1961 dió inicio la construcción de esta Central Termoeléctrica con personal mexicano y el montaje de equipo inició en Octubre de ese mismo año, también con personal mexicano, supervisado por técnicos Alemanes.

La puesta en servicio de la Central Termoeléctrica fue efectuada por personal del departamento de operación de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), bajo supervisión de asesores alemanes en diciembre de 1962, marzo y mayo de 1963, para las unidades 1, 2, y 3, respectivamente. Cada unidad tiene una potencia de 39 MW.

Esta Central termoeléctrica está ubicada en un terreno situado en el margen izquierdo del río Cazones en el kilómetro 194 de la carretera México–Tuxpan.

La cercanía de la central al río Cazones ha permitido el fácil suministro del agua necesaria para el enfriamiento y la alimentación de los equipos térmicos.

El diagrama de flujo de la Central Termoeléctrica “Poza Rica” se muestra en la figura 4.1, en él se muestran los equipos: El Generador de Vapor, la Turbina de Vapor con cuatro extracciones, el Condensador, los Calentadores de baja media y alta presión, el Deareador, el Generador de Vapor y las bombas de condensado y de agua de alimentación. Por el tipo de arreglo de los equipos esta Central corresponde al tipo de ciclo regenerativo.

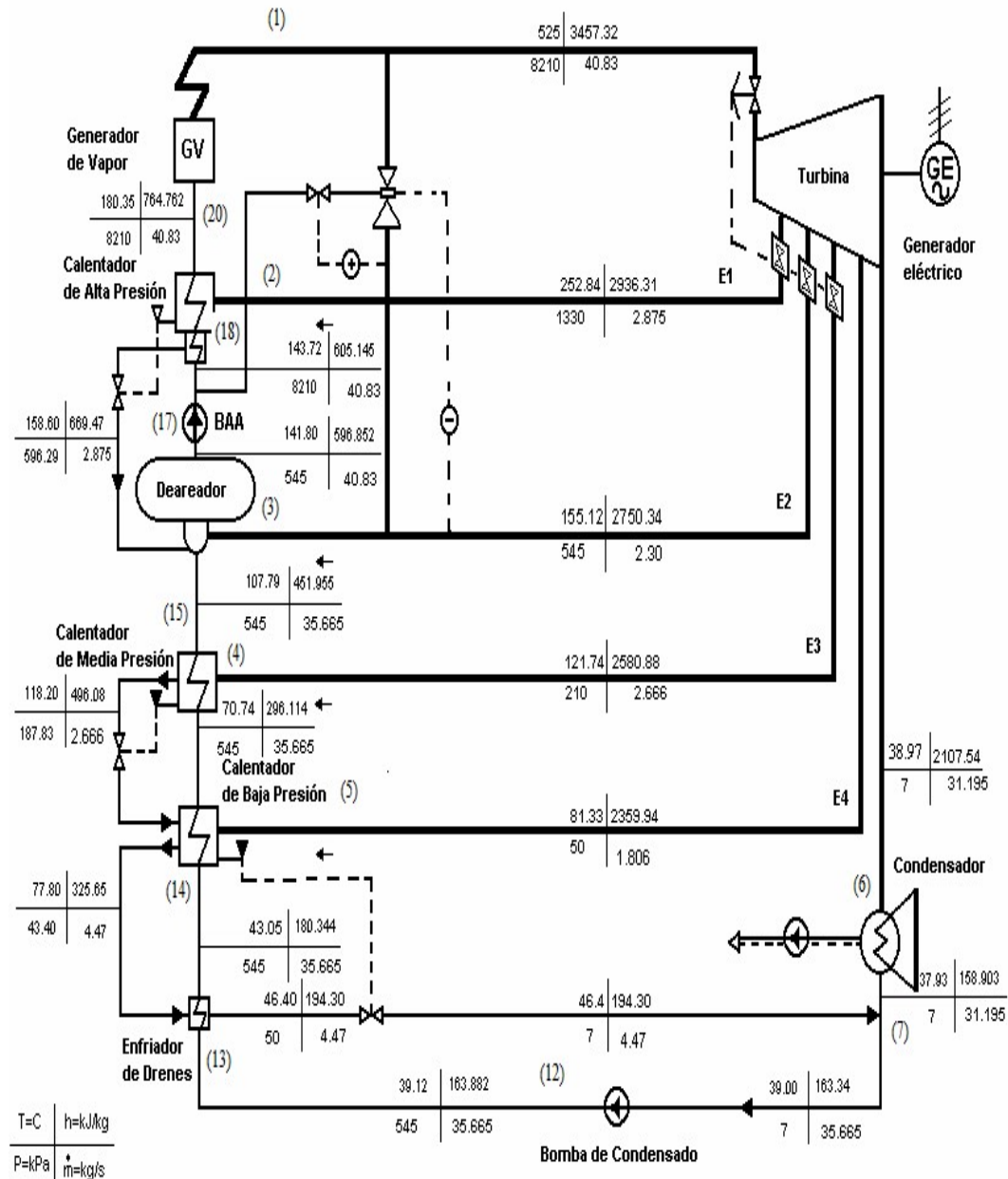


Fig. 4.1. Diagrama de flujo de la Central Termoeléctrica “Poza Rica”.

La Figura 4.2 corresponde al diagrama Temperatura – Entropía del ciclo termodinámico bajo el cual opera la Central Termoeléctrica “Poza Rica”. Este ciclo se desarrolla de la siguiente manera:

El vapor sale del Generador de Vapor (1) y entra a la turbina en donde se expande para transformar la energía térmica del vapor en energía mecánica. Durante ésta transformación tienen lugar cuatro extracciones de vapor: La primera (2) alimenta al calentador de alta presión; la segunda (3), al deareador; la tercera (4), al calentador de media presión y la cuarta (5) al calentador de baja presión. El flujo de vapor (6) remanente que sale de la turbina entra al condensador, de donde sale como líquido saturado de baja presión (7).

El condensado (7) eleva su presión por medio de una bomba hasta la presión del deareador (12), pasando antes por el calentador de baja presión (12-14) y por el calentador de media presión (14-16).

La tercera extracción de vapor (3), pasa por el calentador de media presión, de donde sale como líquido subenfriado a 210 kPa y 118.2 °C (15), antes de pasar por una válvula reductora de presión, en donde entra como líquido saturado al calentador de baja presión, a la misma presión que la extracción cuatro a 50 kPa. Esta mezcla entra al enfriador de drenes (13) para pasar a una válvula reductora de presión para mezclarse con el condensado (7).

La primera extracción de vapor (2), pasa por el calentador de alta presión en donde sale como líquido subenfriado a la presión de 1330 kPa y 158.6 °C, antes de pasar por una válvula reductora de presión para salir a la presión de 596.20 kPa y entrar al deareador.

La segunda extracción (3) entra al deareador. El flujo de líquido subenfriado que sale del deareador (17) es bombeado para entrar al calentador de alta presión (18), en donde sale como líquido saturado de alta presión (20) para entrar al generador de vapor en estas condiciones.

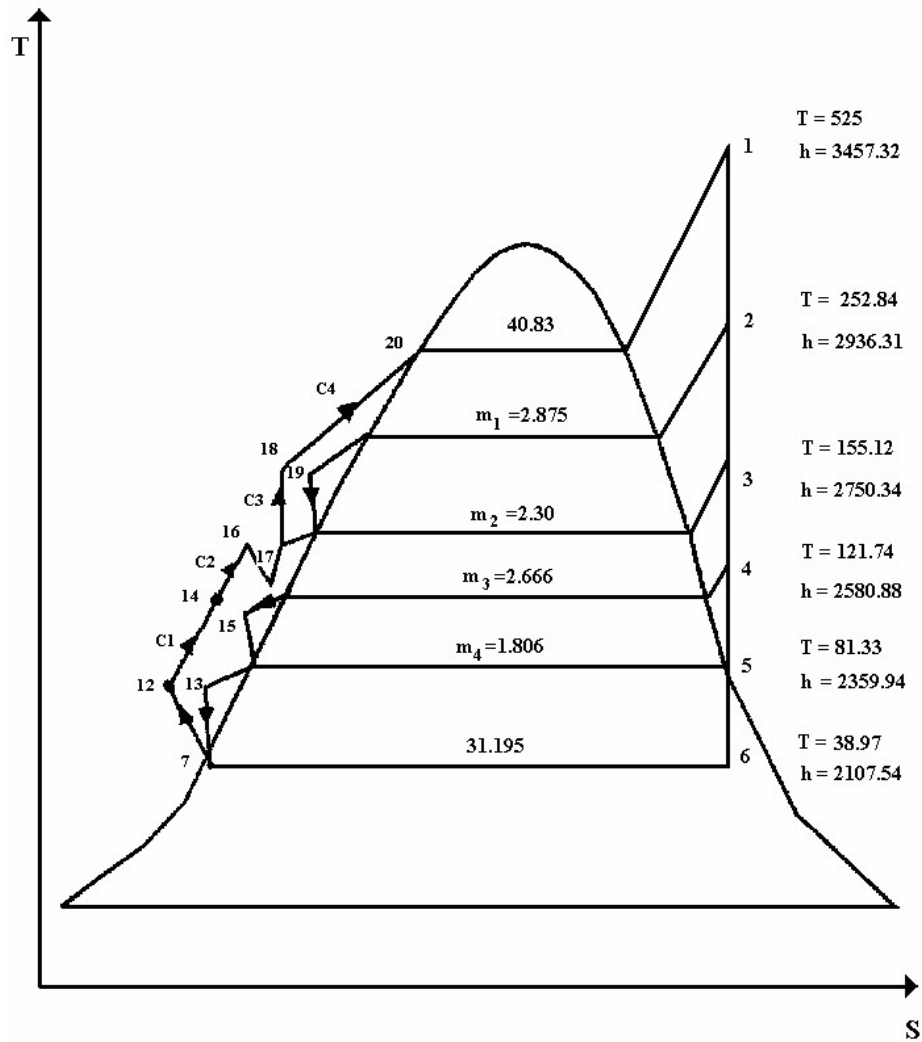


Fig.4.2. Diagrama Temperatura- Entropía de la Central Termoeléctrica “Poza Rica”

4.1.1 Análisis Energético

Se desarrolló el análisis energético de la Central Termoeléctrica “Poza Rica” para dos situaciones de operación. La primera para el caso ideal y la segunda para el caso real.

Los datos para el caso ideal se muestran en la tabla 4.1, y los datos para el caso real se muestran en la tabla 4.2.

Los datos que se presentan son: Flujos másicos ($\dot{m}$, kg/s), Presiones (P,kPa), Temperaturas (T,°C), Volumen específico (V , m³/kg), Entalpías específicas (h ,kJ/kg), entropías específicas (s, kJ/kg-K) y calidad de vapor (x,%).

Los cálculos se realizaron aplicando el programa de cómputo descrito en el capítulo 3, y los resultados se presentan en la tabla 4.3 para el caso ideal y en la tabla 4.4 para el caso real.

4.1.1 Análisis Energético.

CASO IDEAL

PUNTO	DESCRIPCION	$\dot{m}$ kg/s	P kPa	T °C	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	x %
1	Entrada a la turbina	40.83	8210	525	0.04237	3457.32	6.7873	
2	Extracción 1	2.875	1330	252.84	0.14471	2936.31	6.7873	
3	Extracción 2	2.30	545	155.12	0.34555	2750.34	6.7873	99.89
4	Extracción 3	2.666	210	121.74	0.79937	2580.88	6.7873	94.18
5	Extracción 4	1.806	50	81.33	2.83824	2359.94	6.7873	87.60
6	Entrada al condensador	31.195	7	38.97	16.6292	2107.54	6.7873	80.71
7	Salida del condensador	31.195	7	37.91	0.001007	158.823	0.5445	
8	Entrada al condensador desde el enfriador de D.	4.47	7	46.4	0.001010	194.30	0.5670	
9	Entrada bomba del condensado	35.665	7	38.97	0.001008	163.27	0.5587	
10	Salida bomba del condensado	35.665	545	39.10	0.001008	163.812	0.5605	
11	Salida del enfriador de drenes al condensador	4.47	50	46.40	0.001010	194.30	0.6570	
12	Salida enfriador de drenes flujo principal	35.665	545	43.05	0.001009	180.274	0.6129	
13	Salida del retorno del calentador de baja presión	4.47	50	77.80	0.001028	325.65	1.0489	
14	Salida del calentador de baja presión flujo princ.	35.665	545	70.74	0.001023	296.051	0.9638	
15	Salida del retorno del calentador de media presión	2.666	210	118.20	0.001059	496.08	1.5081	
16	Salida del calentador de media presión flujo princ.	35.665	545	107.78	0.001050	450.892	1.3938	
17	Entrada bomba de agua de alimentación	40.83	545	141.78	0.001082	596.79	1.7575	
18	Salida bomba de agua de alimentación	40.83	14709.9	145.34	0.001086	612.11	1.7942	

19	Salida del retorno del calentador de alta presión	2.875	1330	158.60	0.001101	669.47	1.9287	
20	Salida del calentador de alta presión flujo principal	40.83	14709.9	181.92	0.001130	771.727	2.1582	

TABLA 4.1 PROPIEDADES DEL VAPOR EN DIFERENTES PUNTOS DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA POZA RICA.

CASO REAL

PUNTO	DESCRIPCION	$\dot{m}$ kg/s	P kPa	T °C	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	x %
1	Entrada a la turbina	40.83	8210	525	0.04237	3457.32	6.7873	
2	Extracción 1	2.875	1330	322	0.20165	3090.09	7.0608	
3	Extracción 2	2.30	545	236	0.42524	2929.41	7.1710	
4	Extracción 3	2.666	210	153	0.93404	2774.14	7.2730	
5	Extracción 4	1.806	50	81.3	3.1463	2579.2	7.4058	97.11
6	Entrada al condensador	31.195	7	38.97	18.8428	2367.03	7.6186	91.48
7	Salida del condensador	31.195	7	37.91	0.001007	158.823	0.5445	
8	Entrada al condensador desde el enfriador de D.	4.47	7	46.4	0.001010	194.3	0.5670	
9	Entrada bomba del condensado	35.665	7	38.97	0.001008	163.27	0.5587	
10	Salida bomba del condensado	35.665	545	39.10	0.001008	163.812	0.5605	
11	Salida del enfriador de drenes al condensador	4.47	50	46.4	0.001010	194.3	0.6570	
12	Salida enfriador de drenes flujo principal	35.665	545	42.8	0.001009	179.25	0.6097	
13	Salida del retorno del calentador de baja presión	4.47	50	77.8	0.001028	325.65	1.0489	
14	Salida del calentador de baja presión flujo princ.	35.665	545	73.7	0.001025	308.48	0.9997	
15	Salida del retorno del calentador de media presión	2.666	210	118.2	0.001059	496.08	1.5081	
16	Salida del calentador de media presión flujo princ.	35.665	545	114	0.001055	478.26	1.4624	
17	Entrada bomba de agua de alimentación	40.83	490.33	148.8	0.001089	627.01	1.8296	

18	Salida bomba de agua de alimentación	40.83	14709.9	152.37	0.001094	642.433	1.8660	
19	Salida del retorno del calentador de alta presión	2.875	1330	158.6	0.001101	669.47	1.9287	
20	Salida del calentador de alta presión flujo principal	40.83	14709.9	187.4	0.001138	796.03	2.2109	

TABLA 4.2 PROPIEDADES DEL VAPOR EN DIFERENTES PUNTOS DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA POZA RICA.

4.1.2 Análisis Exergético

(CASO IDEAL)

PUNTO	DESCRIPCION	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/kg-K	a_c kJ/kg	A_c kW
1	Entrada a la turbina	40.83	3457.32	6.7873	1438.336	58727.258
2	Extracción 1	2.875	2936.31	6.7873	917.326	2637.312
3	Extracción 2	2.30	2750.34	6.7873	731.356	1682.118
4	Extracción 3	2.666	2580.88	6.7873	561.896	1498.014
5	Extracción 4	1.806	2359.94	6.7873	340.956	615.766
6	Entrada al condensador	31.195	2107.54	6.7873	88.556	2762.504
7	Salida del condensador	31.195	158.823	0.5445	1.130	35.250
8	Entrada al condensador desde el enfriador de D.	4.47	194.30	0.5670	29.899	133.648
9	Entrada bomba del condensado	35.665	163.27	0.5587	1.343	47.898
10	Salida bomba del condensado	35.665	163.812	0.5605	1.349	48.112
11	Salida del enfriador de drenes al condensador	4.47	194.30	0.6570	3.065	13.700
12	Salida enfriador de drenes flujo principal	35.665	180.274	0.6129	2.188	78.035
13	Salida del retorno del calentador de baja presión	4.47	325.65	1.0489	17.570	78.537
14	Salida del calentador de baja presión flujo princ.	35.665	296.051	0.9638	13.344	475.913
15	Salida del retorno del calentador de media presión	2.666	496.08	1.5081	51.090	136.205
16	Salida del calentador de media presión flujo princ.	35.665	450.892	1.3938	39.980	1425.886
17	Entrada bomba de agua de alimentación	40.83	596.79	1.7575	77.441	3161.916
18	Salida bomba de agua de alimentación	40.83	612.11	1.7942	81.819	3340.669

19	Salida del retorno del calentador de alta presión	2.875	669.47	1.9287	99.078	284.849
20	Salida del calentador de alta presión flujo principal	40.83	771.727	2.1582	132.909	5426.674

TABLA 4.5 PROPIEDADES DEL VAPOR EN DIFERENTES PUNTOS DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA POZA RICA, CASO IDEAL.

(CASO REAL)

PUNTO	DESCRIPCION	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/kg-K	a_c kJ/kg	A_c kW
1	Entrada a la turbina	40.83	3457.32	6.7873	1438.336	58727.258
2	Extracción 1	2.875	3090.09	7.0608	989.562	2844.990
3	Extracción 2	2.30	2929.41	7.1710	796.026	1830.861
4	Extracción 3	2.666	2774.14	7.2730	610.345	1627.179
5	Extracción 4	1.806	2579.2	7.4058	375.811	678.714
6	Entrada al condensador	31.195	2367.03	7.6186	100.194	3125.551
7	Salida del condensador	31.195	158.823	0.5445	1.130	35.250
8	Entrada al condensador desde el enfriador de D.	4.47	194.3	0.5670	29.899	133.648
9	Entrada bomba del condensado	35.665	163.27	0.5587	1.343	47.898
10	Salida bomba del condensado	35.665	163.812	0.5605	1.349	48.112
11	Salida del enfriador de drenes al condensador	4.47	194.3	0.6570	3.065	13.700
12	Salida enfriador de drenes flujo principal	35.665	179.25	0.6097	2.118	75.538
13	Salida del retorno del calentador de baja presión	4.47	325.65	1.0489	17.570	78.537
14	Salida del calentador de baja presión flujo princ.	35.665	308.48	0.9997	15.069	537.435
15	Salida del retorno del calentador de media presión	2.666	496.08	1.5081	51.090	136.205
16	Salida del calentador de media presión flujo princ.	35.665	478.26	1.4624	46.895	1672.510

17	Entrada bomba de agua de alimentación	40.83	627.01	1.8296	86.165	3518.116
18	Salida bomba de agua de alimentación	40.83	642.433	1.8660	90.735	3704.710
19	Salida del retorno del calentador de alta presión	2.875	669.47	1.9287	99.078	284.849
20	Salida del calentador de alta presión flujo principal	40.83	796.03	2.2109	141.500	5777.445

TABLA 4.6 PROPIEDADES DEL VAPOR EN DIFERENTES PUNTOS DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA POZA RICA, CASO IDEAL.

4.2 COMPLEJO TERMOELÉCTRICO “PRESIDENTE ADOLFO LÓPEZ MATEOS”.

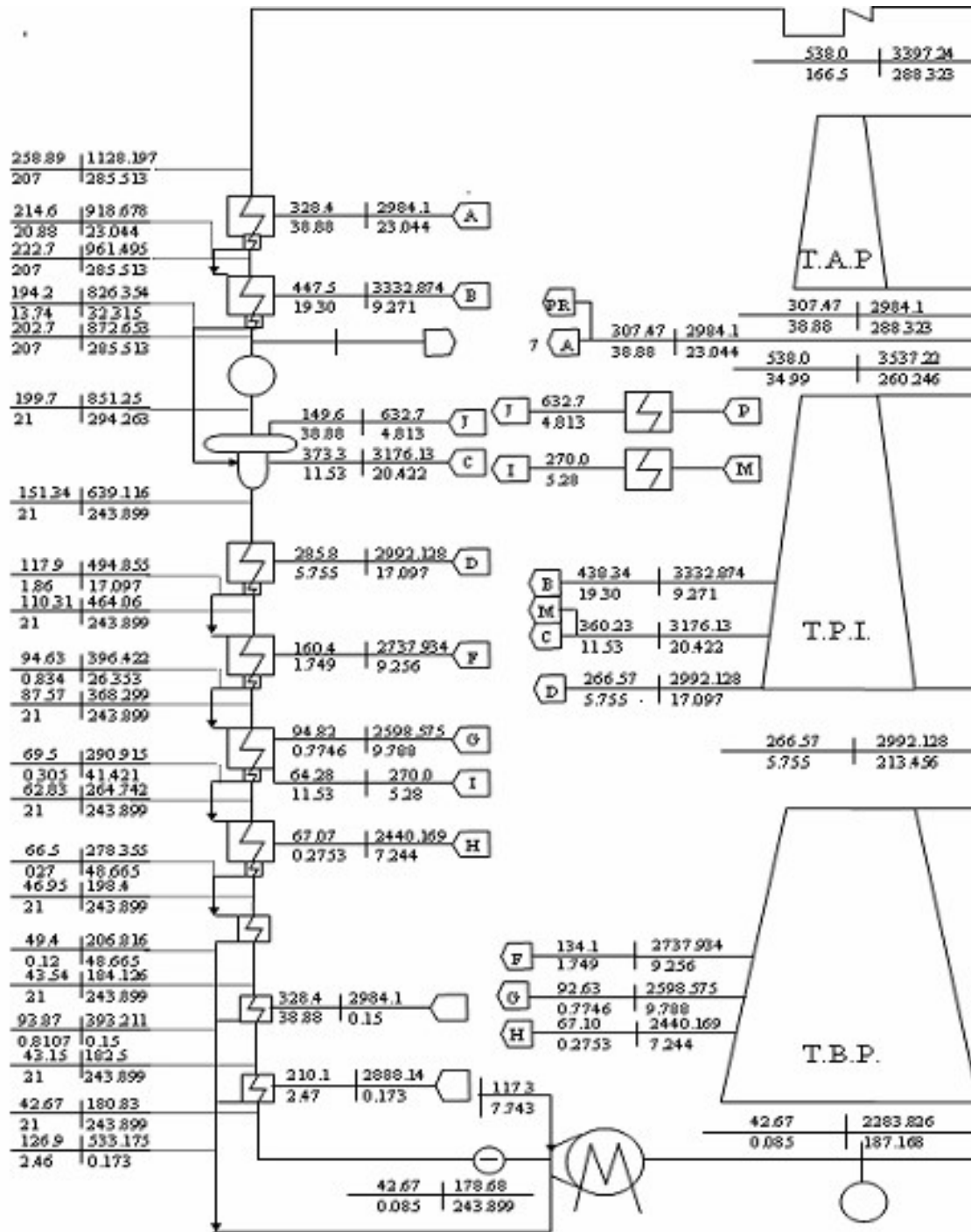


Fig. 4.3, Diagrama de Flujo del Complejo Termoeléctrico
"Presidente Adolfo López Mateos"

La figura 4.4 corresponde al diagrama Temperatura – Entropía del ciclo termodinámico bajo el cual opera el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”. Este ciclo se desarrolla de la siguiente manera:

El vapor sale del Generador de Vapor (1) y entra a la turbina de Alta Presión (2) en donde se expande para transformar la energía térmica del vapor en energía mecánica; realizado lo anterior el vapor sale de este equipo, dividiéndose el flujo en dos partes: una pequeña parte es la primera extracción que alimenta al calentador número siete, y la mayor parte entra al generador de vapor para someterse a un proceso conocido con el nombre de recalentamiento, durante el cual la temperatura del vapor aumenta hasta el valor requerido en las condiciones de entrada de la turbina de presión intermedia (3). En este equipo el vapor se expande nuevamente de tal modo que se genera una cantidad adicional de potencia mecánica.

Durante ésta transformación tienen lugar tres extracciones de vapor: La segunda (4) alimenta al calentador número seis; la tercera (5) al deareador; la cuarta (6), al calentador número cuatro. Posteriormente el vapor se dirige a la turbina de baja presión (7) donde una vez más la energía térmica del vapor se transforma en potencia mecánica.

A través de este proceso, nuevamente se realizan tres extracciones de vapor: La quinta extracción (8) alimenta al calentador número tres, la sexta (9) al calentador número dos y la séptima (10) al calentador número uno. El flujo de vapor remanente (11) que sale de la turbina de baja presión entra al condensador, de donde sale como líquido saturado de baja presión (12).

El condensado (12) eleva su presión por medio de una bomba hasta la presión del deareador (16), pasando antes por los enfriadores de drenes y los calentadores de baja presión.

La primera extracción de vapor pasa por el calentador número siete, de donde sale como líquido subenfriado a 1330 kPa y 158.6°C antes de pasar por una válvula reductora de presión, en donde entra como líquido saturado al calentador número 6 a la misma presión que la segunda extracción a 596 kPa. Esta mezcla entra al deareador para incorporarse al flujo de agua de alimentación junto con el vapor de la tercera extracción.

La cuarta extracción de vapor , pasa por el calentador cuatro en donde sale como líquido subenfriado a la presión de 50 kPa y 77.80 °C , antes de pasar por una válvula reductora de presión para salir a la misma presión de la extracción de vapor número cinco, esta mezcla sale del calentador número tres como líquido subenfriado, antes de pasar por una válvula reductora de presión para entrar como líquido saturado al calentador número dos a la misma presión de la extracción número seis.

La séptima extracción entra al calentador número uno junto con la corriente del dren del calentador número dos donde calientan el agua de alimentación. La mezcla de estas corrientes sale del calentador número uno para pasar por una serie de enfriadores de drenes y finalmente unirse con el condensado a la entrada de la bomba de condensado.

CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 Comparación Energética entre la Central Termoeléctrica “Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”

Se muestran las tablas 1 y 2 de resultados del análisis energético de la Planta Termoeléctrica Poza Rica y del complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos y se observa que la eficiencias energéticas son las siguientes:

A. Condiciones Ideales:

A1. Planta Termoeléctrica Poza Rica: 36.4 %

A2. Complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos: 41.4%

B. Condiciones Reales:

B1 Planta Termoeléctrica Poza Rica: 32.1 %

B2. Complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos: 36.9%

5.2 Comparación Exergética entre la Central Termoeléctrica “Poza Rica” y el Complejo Termoeléctrico “Presidente Adolfo López Mateos”

Se muestran las tablas 3 y 4 de resultados del análisis exergético de la Planta Termoeléctrica Poza Rica y del complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos y se observa que la eficiencias energéticas son las siguientes:

A. Condiciones Ideales:

A1. Planta Termoeléctrica Poza Rica: 40.3 %

A2. Complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos: 42.4 %

B. Condiciones Reales:

B1 Planta Termoeléctrica Poza Rica: 32.95 %

B2. Complejo Termoeléctrico Presidente Adolfo López Mateos: 39.46 %

EQUIPO	POTENCIA GENERADA kW	POTENCIA CONSUMIDA kW	CALOR CEDIDO kW	CALOR GANADO kW	EFICIENCIA ENERGÈTIC A %
GENERADOR DE VAPOR	----- -	-----	123,845	108571.79	87.67
TURBINA	39723.34	-----	----- -----	----- -----	
CALENTADOR DE ALTA PRESIÒN	----- -----	----- -----	6958.19	6692.41	96.17
BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÒN	----- -----	340.949	----- -----	----- -----	100
DEAREADOR	----- -----	----- -----	25637.40	25615.89	99.91
CALENTADOR DE PRESIÒN INTERMEDIA	----- -----	----- -----	6076.21	6076.19	99.99
CALENTADOR DE BAJA PRESIÒN	----- -----	----- -----	4520.61	4490.26	99.32
ENFRIADOR DE DRENES	----- -----	----- -----	587.76	562.29	95.66
BOMBA DE CONDENSADO	----- -----	20.65	----- -----	----- -----	100
CONDENSADO R	----- -----	----- -----	68866.83	65421.77	94.99

**TABLA 1. RESULTADOS DEL ANALISIS ENERGÉTICO DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
POZA RICA CASO IDEAL.**

EQUIPO	POTENCIA GENERADA kW	POTENCIA CONSUMIDA kW	CALOR CEDIDO kW	CALOR GANADO kW	EFICIENCIA ENERGÈTIC A %
GENERADOR DE VAPOR	----- -----	----- -----	123,845	108571.79	87.67
TURBINA	39723.34	----- -----	----- -----	----- -----	
CALENTADOR DE ALTA PRESIÒN	----- -----	----- -----	6958.19	6692.41	96.17
BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÒN	----- -----	524.53	----- -----	----- -----	65
DEAREADOR	----- -----	----- -----	25637.40	25615.89	99.91
CALENTADOR DE PRESIÒN INTERMEDIA	----- -----	----- -----	6076.21	6076.19	99.99
CALENTADOR DE BAJA PRESIÒN	----- -----	----- -----	4520.61	4490.26	99.32
ENFRIADOR DE DRENES	----- -----	----- -----	587.76	562.29	95.66
BOMBA DE CONDENSADO	----- -----	31.77	----- -----	----- -----	65
CONDENSADO R	----- -----	----- -----	68866.83	65421.77	94.99

**TABLA 2. RESULTADOS DEL ANALISIS ENERGÉTICO DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
POZA RICA CASO REAL.**

EQUIPO	EXERGÍA CEDIDA kW	EXERGÍA RECUPERADA kW	IRREVERSIBILIDAD kW	EFICIENCIA EXERGÉTICA %
GENERADOR DE VAPOR	115,801.32	53012.82	62,799.06	45.77
TURBINA	-----	-----	8928.32	81.64
CALENTADOR DE ALTA PRESIÒN	2558.98	1870.3	688.67	73.08
BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÒN	-----	-----		
DEAREADOR	3798.62	3521.81	182.87	92.7
CALENTADOR DE PRESIÒN INTERMEDIA	1496.10	1146.58	443.46	76.63
CALENTADOR DE BAJA PRESIÒN	733.33	442.91	290.41	60.39
ENFRIADOR DE DRENES	64.83	28.45	36.37	43.89
BOMBA DE CONDENSADO	-----	-----		
CONDENSADO R	1241.66	-----	3078.62	

**TABLA 3. RESULTADOS DEL ANALISIS EXERGÉTICO DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
POZA RICA CASO IDEAL.**

EQUIPOS	EXERGÍA CEDIDA kW	EXERGÍA RECUPERADA kW	IRREVERSIBILIDAD kW	EFICIENCIA EXERGÉTICA %
GENERADOR DE VAPOR	115,801.32	53012.82	62,799.06	45.77
TURBINA	-----	-----	8928.32	81.64
CALENTADOR DE ALTA PRESIÓN	2558.98	1870.3	688.67	73.08
BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN	-----	-----		
DEAREADOR	3798.62	3521.81	182.87	92.7
CALENTADOR DE PRESIÓN INTERMEDIA	1496.10	1146.58	443.46	76.63
CALENTADOR DE BAJA PRESIÓN	733.33	442.91	290.41	60.39
ENFRIADOR DE DRENES	64.83	28.45	36.37	43.89
BOMBA DE CONDENSADO	-----	-----		
CONDENSADO R	1241.66	-----	3078.62	

**TABLA 4. RESULTADOS DEL ANALISIS EXERGÉTICO DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
POZA RICA CASO REAL .**

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se desarrolló la metodología para realizar el análisis Energético y Exergético de las Plantas Termoeléctricas y posteriormente se aplicó al estudio de dos casos: el primero fue el de la Central Termoeléctrica Poza Rica, y el segundo el del Complejo Termoeléctrico “Adolfo López Mateos”, de la ciudad de Tuxpan Veracruz.

Este análisis permitió establecer los parámetros de eficiencias energéticas y exergéticas para las dos Plantas. En la Central Termoeléctrica de Poza Rica, la eficiencia energética ideal resultó de 36.4% y la eficiencia energética real fue de 32.1 %. Para el complejo Complejo Termoeléctrico “Adolfo López Mateos”, la eficiencia energética ideal fue de 41.4 % y la eficiencia energética real fue de 36.9 %. Las eficiencias exergéticas fueron las siguientes: para la Planta Termoeléctrica Poza Rica, la eficiencia ideal fue de 40.3 % y la eficiencia real fue de 32.9 % y para el Complejo Termoeléctrico Adolfo López Mateos, la eficiencia ideal fue de 42.4 % y la eficiencia real fue de 39.4 % .

Los resultados numéricos de estos parámetros indican que las eficiencias (energéticas y exergéticas) ideales son mayores que las reales para ambos casos. También se observa que para la misma situación considerada, los resultados son mejores para el Complejo Termoeléctrico Adolfo López Mateos, que para la Planta Termoeléctrica Poza Rica. Esto se puede explicar en base a la tecnología empleada para la construcción de cada una de estas Plantas, considerando que la Planta Termoeléctrica Poza Rica se construyó en 1963 y que el Complejo Termoeléctrico Adolfo López Mateos se construyó en el año de 1980.

Definitivamente se puede asegurar que esta metodología proporciona información valiosa para la toma de decisiones sobre la operación de Plantas Termoeléctricas y que debe ser usada para cualquier estudio y decisión que se tome sobre las mismas.

REFERENCIAS

- [1] Kotas, Tadeusz J. 1985. "The exergy method of thermal plant analysis". Ed. Butterworth. Londres.
- [2] M.J. Moran y E. Sciubba, April 1994 "Exergy Analysis: Principles and Practice". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. vol. 116: 285-290.
- [3] Weston A., Hermann, April 2005. "Quantifying Global Exergy Resources". Energy Elsevier. vol. 23: 1-18.
- [4] A. Khaliq, S.C. Kaushik, 2004. "Second-Law Based Thermodynamic Analysis of Brayton/Rankine Combined Power Cycle with Reheat". Applied Energy 78, 179-197.
- [5] J. F. Mitre y A. I. Lacerda, June 2005. "Modeling and Simulation of Thermoelectric Plant of Combined Cycles and its Environmental Impact". Engenharia Térmica (Thermal Engineering), vol. 4. No. 1,p. 83-88.
- [6] G.Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa. 1999. "Exergy costing in exergoeconomics". Journal of Energy Resources Technology. Transactions of ASME. V 121, N 1.
- [7] Ibrahim Dincer y Husain Al-Muslim. 2001. "Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plant". International Journal of Energy Research. vol 25: 727-739.
- [8] T.W. Song, J.L. Sohn et al. 2002."Exergy based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions". Exergy, An International Journal. vol. 2:105-112.
- [9] Prontuario de la Central Termoeléctrica de Ciudad Lerdo. Comisión Federal de Electricidad. México.
- [10] Sala Lizárraga, José M., 1980. Termodinámica de fluidos y el método de análisis exergético. Servicio Editorial Universidad del País Vasco.