

96
2cl.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIAGNOSTICO ENERGETICO DE LA UNIDAD 4
(300 MW) DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA
"VALLE DE MEXICO"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA,
(AREA MECANICA)
P R E S E N T A N :
LAGUNA MONROY ISRAEL
RODRIGUEZ BELAUNZARAN ARTURO

DIRECTOR DE TESIS:
ING. JOSE ADRIAN VALERA NEGRETE



CD. UNIVERSITARIA MEXICO, D. F.

1997

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DEDICATORIAS

De Israel :

A mis padres Dora Luz y José Luis por todo el apoyo, cariño y comprensión que he recibido de ellos.

A mis hermanos José Luis, Ishtar, Irais y Cristian por ser parte fundamental en mi vida.

A Enrique por todo el afecto y apoyo que siempre me ha brindado.

A Magdalena por el cariño que nos ha brindado a mi y a mis hermanos.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por brindarme la oportunidad de formarme en sus aulas.

A los amigos que he tenido y que han compartido conmigo momentos inolvidables en mi vida.

Al Ingeniero José Adrián Valera Negrete por la dirección de este trabajo.

Al Dr. Alfredo Osornio por permitirme conocerme y crecer como ser humano.

De Arturo :

A mis padres por apoyarme en todo momento

A mis hermanas, por depositar su confianza y cariño en mi

A mis compañeros y amigos que han estado a mi lado en las buenas y en las malas, con su apoyo incondicional y comprensión

ÍNDICE

<i>INTRODUCCIÓN</i>	1
<i>CAPITULO 1: MARCO GENERAL DE REFERENCIA</i>	5
1.1 Reseña Histórica del sector eléctrico en México	6
1.2 Central Termoeléctrica Valle de México (CTVM)	6
1.2.1 Localización	8
1.2.2 Sistema Eléctrico Nacional	9
1.2.3 Generalidades de la Central Termoeléctrica Valle de México	9
<i>CAPITULO 2: PRINCIPIOS Y CICLOS TERMODINÁMICOS</i>	11
2.1 Primera ley de la Termodinámica	12
2.2 Segunda ley de la Termodinámica	13
2.3 Exergía	14
2.4 Máquina Térmica	15
2.5 Ciclo de Carnot	16
2.6 Ciclo Rankine	18
2.7 Ciclo Rankine con Sobrecalentamiento	19
2.8 Ciclo Rankine con Recalentamiento	19
2.9 Desviaciones que muestra el ciclo de Rankine en relación con el ciclo ideal	20
2.10 Ciclo de Rankine con Recuperación	21
2.10.1 Calentador de Agua de Alimentación de Tipo Abierto	22
2.10.2 Calentador de Agua de Alimentación de Tipo Cerrado	22
<i>CAPITULO 3: PRINCIPALES SISTEMAS DE UN CICLO DE POTENCIA DE VAPOR</i>	25
3.1 Descripción de los principales equipos y sistemas que componen un ciclo de potencia de vapor	26
3.1.1 Generador de vapor	26
3.1.2 Turbina de Vapor	28
3.1.3 Sistema de Agua de Alimentación	30
3.1.4 Sistema de Condensado	31
3.1.5 Sistema de Almacenamiento a Quemadores Principales	32
3.1.6 Sistema de Combustible a Quemadores	32

3.2 Especificaciones de los principales equipos de la Unidad 4 de la Central Termoeléctrica Valle de México **33**

3.2.1	Generador de Vapor	33
3.2.2	Turbina	34
3.2.3	Generador de Corriente Directa	34
3.2.4	Bombas de Agua de Alimentación	35
3.2.5	Bombas de Extracción de Condensado	35
3.2.6	Bombas de Agua de circulación	35
3.2.7	Condensador Principal	35
3.2.8	Intercambiadores de Calor	36
3.2.9	Torre de enfriamiento	37

CAPITULO 4: DIAGNOSTICO ENERGETICO **41**

4.1	Diagnósticos energéticos	42
4.2	Metodología de un diagnóstico energético	43
4.3	Consumo Térmico Unitario	44
4.4	Regimen Térmico	47
4.5	Pruebas de Comportamiento del Ciclo (pruebas de rendimiento)	47
4.5.1	Condiciones óptimas de los equipos para la realización de pruebas de rendimiento	49
4.5.2	Condiciones de operación de la unidad para la realización de pruebas de rendimiento	49
4.5.3	Requisitos Generales	50
4.5.4	Instrumentación	50
4.5.4	Condiciones operativas durante la prueba de rendimiento	50
4.6	Valores de operación de la unidad 4 de la CTVM	51
4.7	Balance de energía para el cálculo del CTU de la unidad 4 de la CTVM	54

CAPITULO 5: ANÁLISIS DE RESULTADOS **61**

5.1	Tablas Comparativas de los valores de Diseño y Operación a 100, 75 y 50 % de carga de operación	62
5.2	Análisis del Consumo Térmico Unitario de la unidad 4 de la CTVM	71
5.3	Análisis exergetico de la unidad 4 de la CTVM	78
5.4	Análisis de pérdida de exergia	84
5.5	Análisis de los principales equipos del ciclo	90
5.6	Propuesta para mejorar el rendimiento energético de la unidad 4 de la CTVM	98

CAPITULO 6: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES **102**

6.1	Conclusiones	103
6.2	Recomendaciones	110

ANEXOS

1.-	Programa para el Cálculo del Consumo Térmico Unitario de la Unidad 4 de la CTVM	111
2.-	Gráficas del Consumo Térmico Unitario de la Unidad 4 de la CTVM	124
3.-	Evaluación de entalpías y exergias de los parámetros de operación y diseño a 100, 75 y 50 % de carga de operación	132

BIBLIOGRAFÍA

139

INTRODUCCIÓN





El desarrollo de la humanidad ha estado estrechamente ligado al aprovechamiento de la energía. La producción, distribución y consumo de energía ha sido, a través de la historia, un instrumento indispensable en la satisfacción de las necesidades humanas, y por lo tanto, en la calidad de vida del hombre. De esta manera, la energía es considerada como un bien intermedio valuado por los servicios o beneficios que pueden obtenerse con su uso.

Dentro de este contexto, la energía eléctrica es fundamental en la calidad de vida moderna. Es una forma de energía versátil y controlable que puede ser aprovechada para satisfacer diversas necesidades humanas: iluminación, refrigeración, accionamiento de motores eléctricos, fuente de energía de diversos dispositivos eléctricos y electrónicos, electrodomésticos, computadoras, sistemas de comunicación masivos, etc. Sin embargo, los problemas relacionados con la generación de energía eléctrica han tenido gran relevancia desde hace algunos años, debido a la fuerte dependencia que se tiene hacia los energéticos convencionales (petróleo, gas natural, carbón), y a la creciente contaminación ambiental a causa de su conversión en las centrales termoeléctricas.

Lo anterior ha hecho imprescindible realizar diagnósticos de energía de los dispositivos de conversión de este tipo de centrales a fin de analizar e identificar los medios para elevar la eficiencia de las instalaciones existentes, y para desarrollar nuevas tecnologías con un mayor aprovechamiento energético, con objeto de obtener la energía eléctrica demandada a las unidades de generación con un menor consumo de combustible, y decrementar de esta manera, los niveles de contaminantes emitidos a la atmósfera.

El presente trabajo expone uno de los conceptos más importantes para el diagnóstico de centrales termoeléctricas, más concretamente al aprovechamiento de la energía térmica en el turbogenerador. Dicho concepto se conoce como Consumo Térmico Unitario (CTU), el cual relaciona la cantidad de energía térmica suministrada en la producción de 1 KW de energía eléctrica.

El CTU es un indicador de gran importancia para determinar las condiciones de operación de una unidad de potencia, ya que permite identificar los puntos de desviación de energía durante el proceso de conversión, y proporciona información necesaria en la toma de decisiones relativas a la operación, mantenimiento y rehabilitación de la unidad.

Un punto importante en el desarrollo de este tipo de análisis, es el establecimiento de una metodología para llevar a cabo dicho estudio. La determinación del CTU se fundamenta en la norma ANSI / ASME PTC 6 (*Performance Test Codes*) de la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, y en procedimientos de la Comisión Federal de Electricidad para el análisis de Centrales Termoeléctricas. Dichos procedimientos se basan en los balances de masa y energía de los principales equipos, para determinar las eficiencias energéticas de los dispositivos de conversión.

Un concepto importante en un diagnóstico energético es el de "exergia", el cual se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica. Mediante su uso es posible determinar la máxima capacidad de producir trabajo de una sustancia en base a sus propiedades termodinámicas, teniendo al medio ambiente como estado de

referencia. El concepto de la exergia permite asignar cierta "calidad" a la energía de acuerdo con su capacidad de producir trabajo y no en su contenido energético. La exergia también es conocida como "capacidad de trabajo" o "disponibilidad de energía".

Algunas de las ventajas del uso de la exergia en el análisis de una central termoeléctrica, es la determinación del máximo aprovechamiento de la energía térmica del vapor, así como la identificación de los puntos en los cuales existen pérdidas de exergia producidas por los equipos y / o procesos de conversión, que representan el potencial real de ahorro de energía de este tipo de centrales de generación de electricidad.

El presente trabajo está estructurado en cinco capítulos. A continuación se da una breve descripción del contenido de cada uno de ellos.

- *Capítulo 1: Marco general de referencia*

En este capítulo se da una breve descripción de la evolución del sector eléctrico a nivel nacional, desde sus orígenes hasta las reformas de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica. También se dan las generalidades de la Central Termoeléctrica "Valle de México" de la Comisión Federal de Electricidad.

- *Capítulo 2: Principios y ciclos termodinámicos*

En este capítulo se establecen los principios termodinámicos que sirven de fundamento en el análisis de energía de los dispositivos de conversión, así como los ciclos de potencia fundamentales en el análisis de una central térmica.

- *Capítulo 3: Principales sistemas de un ciclo de potencia de vapor*

En este capítulo se describen los principales elementos que forman los sistemas de una central termoeléctrica, y se dan las especificaciones de la unidad número 4 (300 MW) de la Central Termoeléctrica Valle de México (CTVM).

- *Capítulo 4: Diagnóstico energético*

En este capítulo se define el concepto de diagnóstico de energía y se plantea la metodología básica para su realización. Se introduce el Concepto de Consumo Térmico Unitario de una Central Termoeléctrica (análisis energético de 1ª Ley), y se describen las condiciones de los equipos antes y durante la toma de lecturas de los parámetros de operación de la unidad (prueba de rendimiento). Por último se presentan los datos de presión, temperatura y flujos de agua y vapor más importantes, obtenidos durante la realización de una prueba de rendimiento de la unidad 4 de la CTVM.

- *Capítulo 5: Análisis de Resultados*

En este capítulo se evalúa el comportamiento de operación de la unidad número 4 de la CTVM a través del concepto de Consumo Térmico Unitario a 100, 75 y 50 % de carga de operación de la unidad, con respecto a las condiciones de diseño de los equipos. Dicho análisis se efectúa a partir de las curvas de corrección de los

principales parámetros de operación de la unidad proporcionados por el fabricante del grupo turbogenerador. Además en este capítulo se realiza el análisis de los principales equipos de la unidad 4 de la CTVM a partir de su balance exergético, y se determinan los principales puntos de destrucción de exergía. Por último se muestran los eficiencias y rendimientos de los equipos y del ciclo termodinámico, obtenidos con los parámetros de operación y de diseño de la unidad

- *Capítulo 6: Conclusiones y recomendaciones*

En este capítulo se dan las conclusiones a las cuales llegamos con el diagnóstico energético de la unidad número 4 de la CTVM, y se dan algunas recomendaciones que consideramos importantes para llevar a cabo este tipo de análisis en ocasiones subsecuentes

- *Anexos:*

Los anexos que se incluyen en esta tesis son: un programa de computación para el cálculo del CTU de la unidad 4 de la CTVM, las curvas de corrección del CTU de operación de los parámetros más representativos: vapor principal, vapor recalentado frío, vapor recalentado caliente, atemperación al sobrecalentador y recalentador, vacío del condensador y agua de repuesto al ciclo, y por último, los datos de entalpía y exergía correspondientes a las características de operación de la unidad 4, para las cargas de 100, 75 y 50 % de carga de operación y diseño

El objetivo principal de la tesis es el de determinar el comportamiento energético de la unidad 4 (300 MW) de la Central Termoeléctrica Valle de México a 100, 75 y 50 % de carga de operación, identificando aquellos puntos del proceso en los cuales existe un inadecuado grado de aprovechamiento, tomando como referencia las condiciones de diseño de los equipos.

CAPITULO 1
MARCO GENERAL DE REFERENCIA



1.1.- RESEÑA HISTÓRICA DEL SECTOR ELÉCTRICO EN MÉXICO

En México la evolución de la industria eléctrica se inicia en 1879 con la instalación de la primera planta termoeléctrica en la fábrica textil de Hayser y Portillo en León Gto., dos años después se experimentaba en la Ciudad de México la instalación de lámparas incandescentes para el alumbrado público, y en 1889 se inauguraba en Batopilas, Chih., la primera planta hidroeléctrica con una capacidad de 22 KW destinada a la satisfacción de actividades mineras.

La aplicación de la electricidad en la industria textil y minera fueron imitadas por toda la industria nacional en sus procesos de producción, vendiéndose la energía excedente a consumidores comerciales y particulares, debido a la creciente demanda de energía se propició la formación de empresas específicas de producción de electricidad. Así de 1887 a 1911 se organizaron en México más de 100 empresas de Luz y Fuerza motriz, estableciéndose en el territorio nacional un sinnúmero de empresas de capital extranjero como: la Mexican Light and Power Company, la Puebla Light and Power Company, la Chapala Hydroelectric and Irrigation, entre otras.

La legislación y control en materia eléctrica estuvo a cargo de la secretaría de Comunicaciones y Obras Públicas, la secretaría de Agricultura y Fomento, el departamento de Industria y Comercio, y el departamento de Colonización y Agricultura.

En 1925 se crea La Comisión para el Fomento y Control de la Industria de Generación de Fuerza, después llamada Comisión Nacional de Fuerza Motriz, por el Presidente Alvaro Obregón, que fue un primer intento del estado mexicano para ejercer un control satisfactorio de la industria eléctrica, reconociendo la importancia y trascendencia de esta en el desarrollo económico y social de la comunidad, es así como se crea el Código Nacional Eléctrico que fue el primer ordenamiento específico sobre la industria eléctrica en nuestro país.

El 14 de agosto de 1937 el Presidente Lázaro Cárdenas crea la Comisión Federal de Electricidad (CFE), con el propósito de organizar y dirigir un sistema nacional de generación, transmisión y distribución de energía eléctrica. Dos años más tarde se expide la Ley de Impuesto sobre el Consumo de Energía Eléctrica.

La creación de la CFE fue una medida realizada por el Estado para contrarrestar las prácticas monopolísticas de las empresas más poderosas: Compañía Mexicana de Luz y Fuerza, de capital anglocanadiense y el grupo de Impulsora de Empresas Eléctricas, que estaba ligado a través de la American and Foreign Power Company, con la Electric Bond and Share de Estados Unidos de América.

Después de creada la CFE y hasta 1942, el incremento de la producción se obtuvo fundamentalmente elevando los factores de utilización del escaso equipo existente, y gracias a la operación de las plantas del servicio privado.

A partir de 1944 se inició un periodo de intensa actividad ya que la CFE y la nueva Compañía Eléctrica de Chapala, S.A. que años antes había adquirido el Estado, aportaron 66 % del aumento de energía para el servicio público hasta 1959.

El proceso de integración en favor de la CFE si bien se inició desde la creación de este organismo, fue desarrollado en toda su amplitud con las bases establecidas durante el régimen del Gobierno del Presidente Adolfo López Mateos.

En el año de 1960 el Presidente López Mateos dio a conocer al país la adquisición de la mayoría de las acciones de la compañía Mexicana de Luz Motriz que se encontraba en poder de inversionistas de varias nacionalidades (belga, norteamericana, británica y canadiense). La compra de las acciones se realizó a través del Banco de México y Nacional Financiera, con el auxilio de varias instituciones Bancarias y financieras extranjeras. El gobierno mexicano se convirtió de esta manera en accionista mayoritario de dicha empresa, al adquirir el 95 % de las acciones comunes y el 74% de las preferentes.

La mayoría de las acciones de la Mexican Light and Power Company quedaron en propiedad del gobierno federal, por otra parte el 21 de abril del mismo año de 1960, en la secretaría de Hacienda y Crédito Público, se suscribió el convenio de compraventa de los activos de las empresas eléctricas que hasta ese momento estaban bajo la administración de la Compañía Impulsora de Empresas Eléctricas, S.A., propiedad de la American and Foreign Power Company, Inc. subsidiaria a su vez del consorcio norteamericano Electric Bond and Share.

Con la compra de las acciones de las empresas integrantes de los dos consorcios mas importantes de energía eléctrica, el proceso de integración tuvo un avance definitivo. El control del servicio público lo asumió el gobierno federal, a través de la Compañía Mexicana de Luz y Fuerza Motriz, S.A., del Grupo Nacional Financiera - Empresas Eléctricas y de la propia Comisión Federal de Electricidad con 19 afiliadas.

El proceso de nacionalización se consumó el 29 de Diciembre de 1960 al hacerse la adición del párrafo sexto al artículo 27 de la constitución, en el cual se reservaba en exclusividad a la nación mexicana lo referente a la generación, conducción, transformación, distribución y abastecimiento de energía eléctrica.

"Corresponde exclusivamente a la nación generar, conducir, transformar, distribuir y abastecer energía que tenga por objeto la producción de servicio público. En esta materia no se otorgaran concesiones a los particulares y la nación aprovechará los bienes y recursos naturales que se requieran para dichos fines."

Las acciones para lograr la consolidación continuaron y el 14 de agosto de 1967 se publicó en el Diario Oficial de la Federación, bajo el rubro de la secretaría del Patrimonio Nacional, el acuerdo que autorizaba a la CFE a disolver y liquidar a sus filiales.

A partir de la nacionalización y hasta 1972, la CFE además de intensificar sus actividades como empresa pública responsable de la prestación del servicio público en gran parte del territorio nacional, prosiguió con la adquisición de instalaciones, bienes y derechos de diversas empresas eléctricas incorporando al patrimonio de la comisión su activo, obligaciones y adeudos.

En México el financiamiento de la expansión del sector eléctrico se realizó hasta 1988 con recursos del gobierno federal, créditos bilaterales, préstamos de la banca

internacional (Banco Mundial y Banco Interamericano de Desarrollo) y créditos de los proveedores. A partir de 1989 las restricciones presupuestales debidas a las políticas para el control de la inflación y las nuevas condiciones planteadas por los organismos financieros internacionales, que implican la participación del capital privado, han obligado a la Comisión Federal de Electricidad a recurrir al mercado internacional de capitales y al financiamiento privado, este último destinado a financiar proyectos de generación.

La modalidad que adoptó esta participación privada en el financiamiento de los proyectos de generación fue la denominada de "construcción, arrendamiento y transferencia", por lo cual los ganadores del concurso para la realización de una planta generadora tienen a su cargo la responsabilidad total del proyecto, incluyendo el financiamiento, ingeniería, abastecimiento y construcción, así como la operación de la planta durante un tiempo generalmente de 15 años, después de los cuales, la propiedad de las instalaciones son transferidas a la Comisión Federal de Electricidad.

El Tratado de Libre Comercio de América del Norte, convenido entre México, Estados Unidos y Canadá, que entró en vigor el 1o de enero de 1994, y la consecuente modificación de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica para hacerla compatible con los acuerdos del TLC, introduce nuevas modalidades para la participación del capital privado en la industria eléctrica mexicana. Las principales son las siguientes:

- Generación de energía eléctrica para autoabastecimiento (cogeneración y pequeña producción (hasta un megavatio de capacidad en áreas aisladas)
- Generación de energía eléctrica por productores independientes para venta a la Comisión Federal de Electricidad
- Generación de energía eléctrica para su exportación, incluyendo la conducción, transformación y entrega
- Importación de energía para el abastecimiento de usos propios
- Suministro de energía eléctrica por una sociedad cuyo objeto sea la generación de energía eléctrica para satisfacer el conjunto de necesidades de autoabastecimiento de sus socios

1.2.- CENTRAL TERMOELÉCTRICA VALLE DE MÉXICO

La Central Termoeléctrica Valle de México (CTVM) de la Comisión Federal de Electricidad forma parte de la Subgerencia Regional de Generación Termoeléctrica Central, la cual está integrada a su vez por las Centrales Termoeléctricas de Celaya, Salamanca y las Centrales de Ciclo Combinado de Tula y el Saúz.

1.2.1.- LOCALIZACIÓN

La Central Termoeléctrica Valle de México se encuentra ubicada al norte de la Ciudad de México, en el kilómetro 38.0 de la carretera metropolitana tramo San Bernardino - Guadalupe Victoria, en el municipio de Acolman, Estado de México, sobre

una superficie de 24.6 hectáreas y una altura sobre el nivel del mar de 2283 metros. Sus coordenadas geográficas son 19° 37' latitud norte y 98° 58' latitud oeste.

La central colinda con la estación reductora de gas "Venta de Carpio" de Petróleos Mexicanos, la cual suministra el gas natural necesario en los generadores de vapor de la CTVM

1.2.2.- SISTEMA ELÉCTRICO NACIONAL

La Central Termoeléctrica Valle de México es una de las principales fuentes de generación de energía eléctrica del país y forma parte del Sistema Interconectado Nacional, integrándose a este con las líneas de transmisión de 230 KV a través de las líneas: Capital 1 y 2, Ecatepec 1 y 2, Centro 1 y 2, Mexico 1 y 2, Oriente 1 y 2, y las de Mazatepec e Ixtapari, estas últimas operadas por la Compañía de Luz y Fuerza además de las líneas de transmisión Texcoco y la Manga

1.2.3.- GENERALIDADES DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA VALLE DE MÉXICO

La Central cuenta con una capacidad instalada de 766 MW integrada por cuatro unidades generadoras

Unidad 1 con una capacidad de 150 MW, fue puesta en operación comercial el 15 de abril de 1963, siendo la primera unidad que se instaló en el país con un ciclo Rankine regenerativo y un recalentamiento intermedio de vapor

Unidad 2, con una capacidad de 158 MW, entró en operación comercial el 12 de febrero de 1971.

Unidad 3 con una capacidad de 158 MW, entró en operación comercial el 1 de diciembre de 1970

Unidad 4 con una capacidad de 300 MW, entró en operación comercial el 3 de febrero de 1974, siendo la primera unidad instalada en el país con esa capacidad.

Generadores de vapor

Los generadores de vapor de las unidades de la CTVM son del tipo circulación natural, hogar presurizado y pueden utilizar indistintamente combustóleo o gas natural como combustible. El sistema de tiro está formado por dos ventiladores de tiro forzado en cada unidad. El sistema de combustión es por medio de quemadores tangenciales en las Unidades 1, 2, y 3, y de quemadores frontales en la Unidad 4

El control de la temperatura del vapor es mediante la atemperación de vapor sobrecalentado y recalentado, siendo además, por la inclinación de los quemadores en las Unidades 1, 2 y 3. A plena carga el consumo diario es de 4 534 000 lts. de combustóleo o 5 millones de metros cúbicos de gas natural. Este último proporcionado directamente por la estación compresora Venta de Carpio

Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor de las Unidades de la CTVM son del tipo: Tandem Compound, con recalentamiento y condensación, siendo la última etapa de expansión de doble flujo. El número de extracciones de vapor de las turbinas de las Unidades 1, 2 y 3 es de 6, siendo 7 en la turbina de la Unidad 4. El número de pasos de las turbinas de las Unidades 1, 2, 3 y 4 es de 24, 18, 18 y 38 respectivamente.

Generadores eléctricos

Los generadores eléctricos de la CTVM son trifásicos de corriente alterna a 60 Hz. (3600 RPM), del tipo sincrónico. El sistema de excitación es estático (Thyristores). El sistema de enfriamiento es a través de hidrógeno, siendo además en la Unidad 4, por medio de un sistema de agua desmineralizada.

Condensadores principales de vapor

Los condensadores principales de vapor de las unidades de la CTVM son del tipo: Condensador de superficie, horizontal, coraza simple, dos pasos y dos cajas de agua separadas.

Torre de enfriamiento

Las torres de enfriamiento de las unidades de la CTVM son del tipo: Torre húmeda, tiro inducido, flujo cruzado. El número de celdas de las torres de enfriamiento de las Unidades 1, 2 y 3 es de 6, siendo 10 en la torre de enfriamiento de la Unidad 4.

El agua para el circuito de enfriamiento de la central es agua negra tratada del gran canal de desagüe de la Ciudad de México, que se obtiene de la planta de tratamiento de aguas negras de la CTVM, la cual se localiza a 6 Km. al suroeste de la misma.

CAPITULO 2

PRINCIPIOS Y CICLOS TERMODINÁMICOS





La energía se manifiesta en diferentes formas: calor, movimiento, electricidad, etc., comúnmente para obtenerla en la forma deseada, es necesario recurrir a la transformación de otras formas de energía que se encuentran disponibles, por medio de dispositivos y/o mecanismos destinados para este fin. Para poder utilizar la energía es necesario saber como y de que forma se transmite con el medio con el que esta en interacción.

Las formas de intercambio de energía que se efectúan en un proceso termodinámico son el calor (Q) y el trabajo (W). Como en todo fenómeno físico y químico, las manifestaciones de energía estan sujetas a leyes o principios bien establecidos. Estos principios se conocen con el nombre de la primera ley y segunda ley de la termodinámica.

2.1- PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La primera ley de la termodinámica es una expresión del principio de conservación de la energía, que en su forma más sencilla expresa que "La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma". En otros términos, la cantidad de energía de un sistema cualquiera aislado, es decir, de aquel sistema termodinámico que no intercambia calor, trabajo o sustancia con el medio ambiente, se conserva invariable.

Este enunciado no niega la posibilidad de que ocurran cambios en el interior del sistema ya que la energía puede redistribuirse libremente entre las distintas formas, pero sin que varíe la energía total de dicho sistema.

En forma matemática la primera ley de la termodinámica se expresa como:

$$\delta Q + \delta W = dE$$

donde: dE : Incremento total en la energía del sistema durante el tiempo que tienen lugar los intercambios de calor y/o trabajo.
 δQ : Calor suministrado o extraído del sistema
 δW : Trabajo hecho por o sobre el sistema.

La expresión anterior referida a un sistema cerrado es la siguiente

$Q - W = \Delta U$
donde: ΔU : Incremento de energía interna del sistema

La expresión para un sistema abierto es la siguiente

$$\sum Q - W = (dE / dt) + \sum (m_e)_{\text{entrada}} - \sum (m_e)_{\text{salida}}$$

donde: dE / dt : Variación de energía del sistema con respecto al tiempo.

Un aspecto importante en el uso de la energía es la eficiencia de los procesos de conversión, entendiéndose como eficiencia, a la relación entre la energía que se obtiene para uso final, entre la energía que se suministra al proceso de conversión:

$$\eta = \text{energía salida} / \text{energía entrada}$$

2.2.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica como expresión de la conversión de la energía permite la libre transformación de una forma a otra; no impone restricciones siempre y cuando la energía total del sistema sea invariable. Por medio de ella se puede saber en un proceso cuanta energía se gasta para llevar un fluido o agente de transformación desde un punto inicial a otro. Por medio de la segunda ley es posible saber por cual camino o proceso es factible llevar a cabo esta transformación.

La segunda ley generalmente está enfocada a procesos repetitivos que forman un ciclo, en dichos procesos, la transformación de la energía en forma de calor a trabajo no es total, siempre existiran pérdidas o degradaciones no cuantificables en el análisis por la primera ley. Estas degradaciones son indeseables y deben reducirse al máximo cuando se pretenda optimizar el uso de la energía. La segunda ley provee los medios necesarios para cuantificarla, es decir, es posible conocer la calidad de la energía a través de la propiedad termodinámica conocida como "entropía"; la cual determina el grado de irreversibilidad de un proceso.

Para un proceso reversible la entropía se define como sigue:

$$dS = (dQ / T)$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int (dQ / T) \text{ (proceso reversible)}$$

donde: ΔS : Incremento de entropía del sistema
 dQ / T : Transferencia de entropía del sistema

Como se sabe, en los procesos reales siempre existiran irreversibilidades debido a diversos factores como son: la transferencia de calor, fricción, expansión, mezclado, etc., que ocasiona generación de entropía en el sistema. La generación de entropía es una medida del trabajo disponible destruido; entendiéndose como este, la cantidad de trabajo reversible "exergia" del sistema.

El balance de entropía para un sistema cerrado es el siguiente:

$$S_{gen} = S_2 - S_1 - \sum (Q / T)$$

donde: S_{gen} : entropía generado por el sistema

El balance de entropía con respecto al tiempo

$$S_{gen} = (dS / dt) - \sum (Q / T)$$

El balance de entropía para un sistema abierto:

$$S_{gen} = (dS / dt) - \sum (Q / T) + \sum (mS)_{salida} - \sum (mS)_{entrada}$$

donde: (dS / dt) : Acumulación de entropía en el tiempo
 $\sum (Q / T)$: Razón de transferencia de entropía
 $\sum (mS)_{salida} - \sum (mS)_{entrada}$: Razón del flujo neto de entropía.

La segunda ley establece el criterio para el comportamiento ideal de las máquinas térmicas con base en el ciclo de Carnot, y determina el sentido o dirección de los cambios de los procesos estableciendo el estado final de equilibrio para los procesos espontáneos

2.3.- ENERGÍA

La exergía es un concepto termodinámico poco usado hasta el momento en el análisis de procesos industriales. Se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica; mediante su uso es posible obtener la capacidad de trabajo de cualquier sustancia en base a sus propiedades termodinámicas, teniendo al medio ambiente como estado de referencia (P_o, T_o) . El concepto de la exergía permite asignar cierta "calidad" a la energía de acuerdo con su capacidad de producir trabajo y no en su contenido energético. La exergía también es conocida como "capacidad de trabajo" o "disponibilidad de energía".

Utilizando las fórmulas de balance de energía de primera y segunda ley para un sistema abierto, el trabajo efectuado por un sistema es el siguiente:

$$W = -d(E - ToS) / dt + \sum Q (1 - (To / T)) + \sum m(h - To)_{ent} - \sum m(h - To)_{sal} - To S_{gen}$$

$$W = W_{reversible} - To S_{gen}$$

donde: W = Trabajo realizado por el sistema
 $W_{reversible}$ = Trabajo máximo que se puede obtener del sistema
 $To S_{gen}$ = Cantidad de trabajo destruido

La exergía total de un sistema se define:

$$E_w = W - P_o dV / dt$$

donde: $P_o dV / dt$ = Trabajo del medio contra el sistema

La exergía asociada al trabajo reversible:

$$E_w = -d(E + P_o dV - ToS) / dt + \sum Q (1 - (To / T)) + \sum m(h - To)_{ent} - \sum m(h - To)_{sal}$$

donde: E_w = Exergía total del sistema
 $d(E + P_o dV - ToS) / dt$ = Acumulación de exergía sin flujo
 $\sum Q(1 - (To / T))$ = Transferencia de exergía por transferencia de calor

$\Sigma m(h - T_0 S)_{ent} - \Sigma m(h - T_0 S)_{sal} =$ Transferencia de exergía asociada a la entrada y salida de flujos másicos respectivamente

Al igual que en el balance de energía por la primera ley, se puede definir para la exergía el concepto de "rendimiento exergético" el cual está dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{exergético}} = \text{exergía salida} / \text{exergía entrada}$$

2.4.- MAQUINA TÉRMICA

Una máquina térmica es un dispositivo que al operar ciclicamente produce trabajo e intercambia calor con fuentes y sumideros de calor. En la práctica, la máquina térmica constituye el dispositivo básico de conversión de energía. La operación de estas máquinas está regida por la primera y segunda ley de la termodinámica.

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica, si una máquina utiliza energía térmica y produce trabajo mecánico o eléctrico, el trabajo neto producido durante el ciclo de operación es igual a la toma neta de energía en forma térmica. La primera ley no pone restricción alguna a la cantidad de energía que se puede convertir en trabajo y en cualquier proceso cíclico o de otro tipo. Sin embargo, la segunda ley de la termodinámica especifica un límite superior para la cantidad de energía térmica que se puede convertir en trabajo en cualquier proceso cíclico.

Como consecuencia de la segunda ley, se tiene que la cantidad de trabajo que puede obtenerse de una máquina térmica determinada, que opere entre una alta temperatura a la que se rechaza energía térmica también como calor, está limitada por las temperaturas de la fuente y del sumidero. El máximo trabajo producido para una entrada térmica dada, se obtiene con el uso de la máquina de Carnot, que es un dispositivo teóricamente reversible.

Para medir la calidad del funcionamiento de las máquinas térmicas, se utiliza el concepto de eficiencia térmica, el cual se define como el cociente del trabajo neto producido por una máquina, entre el calor suministrado. (Fig. 1)

Si escribimos:

$ Q_S $	=	Cantidad de calor suministrado a la máquina
$ Q_R $	=	Cantidad de calor rechazado por la máquina
$ W_{\text{neto}} $	=	Cantidad neta de trabajo producido

La eficiencia térmica de la máquina de calor está dada por:

$$\eta = W_{\text{neto}} / Q_S$$

teniendo en cuenta la primera ley

$$W_{\text{neto}} = |Q_S| - |Q_R|$$

resulta entonces :

$$\eta = (|Q_S| - |Q_R|) / |Q_S|$$

$$\eta = 1 - (Q_R / Q_S)$$

La ecuación anterior es válida para cualquier máquina, ya sea reversible o irreversible.

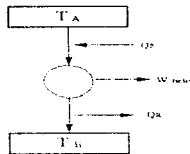


Fig.1 Diagrama de Máquina Térmica

2.5.- CICLO DE CARNOT

Un ciclo termodinámico se produce cuando un sistema experimenta dos o más procesos y vuelve a su estado inicial. Muchas máquinas se analizan por medio de la investigación de un ciclo. El ciclo de Carnot es un ciclo reversible formado por dos procesos isotérmicos reversibles y dos procesos adiabáticos reversibles.

El ciclo de Carnot tiene una importancia histórica enorme. Fue introducida por primera vez en 1824 por Sadi Carnot y constituyó la base para el desarrollo de la segunda ley de la termodinámica. Carnot observó que cuanto más elevada es la temperatura del vapor que entra en una máquina motriz, y cuanto más baja la temperatura del vapor que sale de la misma, el trabajo de salida generado por dicha máquina será mayor. Carnot imaginó una "máquina de vapor" que podría funcionar en base a un ciclo cerrado; recibiría calor a una cierta temperatura constante y cedería a sí mismo calor a otra temperatura igualmente constante. La evaporación del agua y la condensación del vapor se llevarían a cabo a una temperatura constante. La máquina tendría que encontrarse perfectamente aislada, y el trabajo se efectuaría de manera reversible. Por lo tanto habría una expansión adiabática reversible en la máquina para producir trabajo, seguida de una compresión adiabática reversible para completar el ciclo.

La máquina de Carnot es importante, puesto que permite convertir (teóricamente) la energía suministrada (calor), en la máxima cantidad de energía mecánica posible (trabajo). Ningún otro motor o dispositivo termomecánico funciona con más eficiencia entre dos depósitos térmicos de temperatura constante, aun cuando es posible diseñar máquinas con la misma eficiencia que el motor Carnot.

2.5.1.- CICLO DE CARNOT EN UN SISTEMA DE COORDENADAS T-S

Una de las grandes ventajas de un diagrama T-S es que en él puede representarse una transmisión reversible de calor. De la segunda ley de la termodinámica conocemos que $\delta Q_{reversible} = T dS$, donde las variables T y S son las coordenadas naturales para representar un flujo reversible de calor. La siguiente figura, ilustra el ciclo de Carnot en un diagrama T-S.

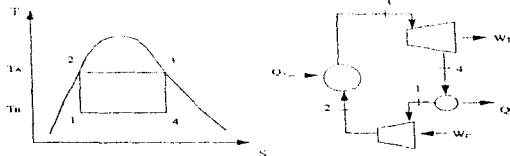


Fig.2 Diagrama del Ciclo de Carnot.

De la ecuación correspondiente a la transferencia reversible de calor,

$$\delta Q_{reversible} = T dS$$

para $T = \text{constante}$

$$Q_{reversible} = T \int dS$$

Por consiguiente, el calor puede representarse como un incremento de entropías

$$Q_{2-3} = T_A (S_3 - S_2)$$

$$Q_{4-1} = T_B (S_4 - S_1)$$

del diagrama T-S se observa que,

$$(S_3 - S_2) = (S_4 - S_1)$$

la eficiencia térmica se puede escribir como:

$$\eta = (T_A - T_B) / T_A$$

En este ciclo aparecen ciertas dificultades. Una de ellas es que la máquina motriz o turbina, tendrá que manejar vapor húmedo de calidad baja. El vapor con calidad menor de 85-90% presenta demasiada humedad y el impacto del líquido causa erosión intensa de los alabes de la turbina. Otra es la inconveniencia de tener que usar un dispositivo especial para comprimir una mezcla de líquido y vapor, esto sin mencionar lo difícil que resultaría el control de un proceso de condensación parcial.

2.6.- CICLO RANKINE

El ciclo de Rankine elimina muchas de las dificultades de funcionamiento que surgen en el ciclo de Carnot cuando el fluido de trabajo es un vapor. En este ciclo los procesos de calentamiento y de enfriamiento se efectúan a presión constante. La siguiente figura ilustra un diagrama de Rankine en un diagrama T - S .

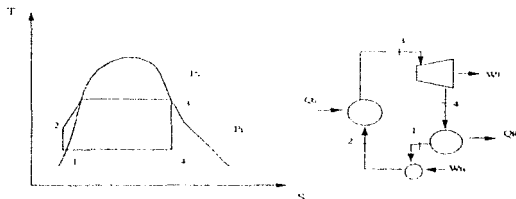


Fig.3 Diagrama T-S correspondiente al ciclo de Rankine para un vapor

Al seguir el ciclo desde el estado 2, el agua entra al generador como un líquido subenfriado (comprimido) a la presión 2, $P_2 = P_3$. La energía aplicada en el generador de vapor eleva el estado del agua, desde el de un líquido subenfriado hasta el de un vapor saturado en el estado 3. En este punto, el vapor sale del generador de vapor y entra a una turbina donde se expande isentrópicamente hasta el estado 4. En este punto el vapor a baja presión entra al condensador y se convierte en líquido saturado a presión constante, proceso de 4 a 1. En el estado 1, el líquido no puede entrar al generador de vapor que se encuentra a una presión mayor, sino hasta que su presión se iguala a la del generador. Una bomba aumenta la presión del líquido hasta P_2 , la que existe en la caldera.

Haciendo referencia a la figura, se ve que la transferencia de energía en la fuente (caldera) no ocurre a una temperatura constante, sino a temperaturas que varía entre 2 y 3. Esto debe de compararse con el ciclo Carnot, donde una fuente a temperatura constante transfiere reversiblemente energía al fluido de trabajo. Por tanto es de esperarse que la eficiencia del ciclo Rankine sea menor que la de un ciclo Carnot que opere entre los mismos límites altos y bajos de temperatura.

Como el ciclo Rankine se caracteriza por un calentamiento a presión constante, no hay razón para dejar de calentar el vapor cuando alcanza el estado de vapor saturado. La práctica común consiste en sobrecalentar el vapor, o sea, calentarlo hasta que alcance una temperatura mucho más elevada a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor.

2.7.- CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO

Con objeto de evitar la erosión en el extremo de baja presión de la turbina debido al exceso de humedad en el vapor al final del proceso de expansión, se utiliza el ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.

Al calentar adicionalmente al vapor en el sobrecalentador, se logra también una temperatura media de calentamiento mayor sin incrementar la presión máxima del ciclo.

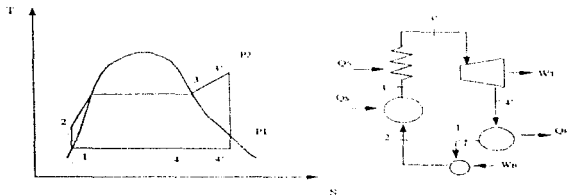


Fig.4 Diagrama T-S Ciclo Rankine con Sobrecalentamiento

2.8.- CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

El ciclo con recalentamiento se ha desarrollado con objeto de poder operar un ciclo de Rankine a presión y temperatura altas y evitar al mismo tiempo la excesiva humedad en el vapor de escape de la turbina de baja presión.

En el ciclo con recalentamiento, primero se expande el vapor en la turbina hasta una presión intermedia y se calienta a presión constante en el recalentador; posteriormente se expande hasta la presión final de descarga. Se puede considerar a la turbina como si fuera de dos pasos: uno de alta presión y otro de baja presión. El calentamiento del vapor se efectúa en tres lugares: en la caldera (Proceso 2 - 3), en el sobrecalentador (proceso 3 - 3') y en el recalentador (proceso 4 - 5). El trabajo se desarrolla en dos etapas: en la turbina de alta presión (proceso 3' - 4) y en la turbina de baja presión (proceso 5 - 6).

La eficiencia térmica de un ciclo con recalentamiento puede o no ser mayor que la eficiencia de un ciclo sin recalentamiento, esto depende de la presión a la cual se efectúe el recalentamiento. Sin embargo, el gasto específico de vapor se reduce debido a que se obtiene más trabajo por cada kilogramo de vapor circulante.

De esta manera, las ventajas que se obtienen con el recalentamiento van aparejadas de la necesidad de emplear equipo adecuado para tal efecto, resultado

que es económicamente justificable en el caso de plantas generadoras de gran tamaño

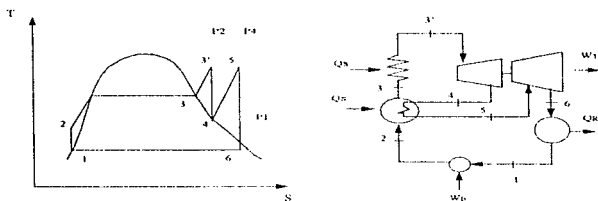


Fig.5 Diagrama T-S correspondiente a un ciclo Rankine con Recalentamiento

2.9.- DESVIACIONES QUE MUESTRA EL CICLO RANKINE, EN RELACIÓN CON EL CICLO IDEAL.

El ciclo Rankine ideal con modificaciones que se ha descrito hasta ahora, es un ciclo donde (i) no hay caída de presión durante el flujo de vapor a través de las tuberías y los serpentines del sobrecalentador y el recalentador; (ii) la expansión y compresión en turbinas y bombas es isentrópica y esta libre de pérdidas y (iii) toda transferencia térmica al vapor y del vapor es reversible. Este ciclo nunca se realiza en la práctica. El efecto de las pérdidas disminuye el trabajo neto producido, incrementando además la entrada de energía como calor

En la figura 6, se muestran los procesos de trabajo en un ciclo real de recalentamiento, comparados al mismo tiempo con el ciclo ideal. Considerando líquido saturado en el estado 1, la bomba lo comprime hasta el estado 2r, siendo el proceso 1-2r adiabático pero no isentrópico. La entropía del punto 2r es mayor que la 2s, definiéndose la eficiencia adiabática de la bomba por la expresión:

$$\eta_b = (h_{2s} - h_1) / (h_{2r} - h_1) = \text{trabajo isentrópico} / \text{trabajo real}$$

Por lo general, la eficiencia de la bomba varía entre 69 y 80 %. En la ecuación h_{2s} es la entalpía del agua en un proceso isentrópico de bombeo entre las mismas presiones P_1 y P_2 que las del proceso real. El líquido a alta presión, estado 2r, se introduce al generador de vapor, en donde la resistencia friccional al flujo reduce la presión, siendo menor a la salida, $3r$ que en un ciclo teórico, $3r$.

El vapor producido en el estado $3r$ se sobrecalienta en los serpentines del sobrecalentador, donde ocurre una caída adicional de presión debido a la fricción. Por tanto, para el vapor en el estado 4r, donde está listo para entrar a la turbina, la presión es 5 a 6 % menor que la del agua a la salida de la bomba.

El proceso de expansión 4r - 5 en la turbina no es isentrópico debido a las pérdidas friccionales, turbulencia y fricción del vapor, definiéndose la eficiencia adiabática de la turbina como:

$$\eta_T = (h_4 - h_{5r}) / (h_4 - h_{5s}) = \text{trabajo real} / \text{trabajo isentrópico}$$

en donde 5s es el estado del vapor en una expansión ideal desde el estado 4 (teórico) hasta la presión de salida de la turbina.

Los valores comunes de la eficiencia de la turbina varían de 80 a 90%. Además de esto, ocurren pequeñas pérdidas debido al intercambio de energía térmica entre las turbinas y los alrededores. Estas pérdidas son por lo general menores de 0.25 % del trabajo neto de la turbina y pueden despreciarse.

Debido a una caída de presión en el proceso de condensación, la presión en el estado 1 (vapor condensado) es menor que en el estado 5 (salida de la turbina).

A causa de las pérdidas, el trabajo neto producido y la eficiencia resultan menores que los valores del ciclo ideal, variando la eficiencia de un ciclo real entre 20 a 36 % aproximadamente.

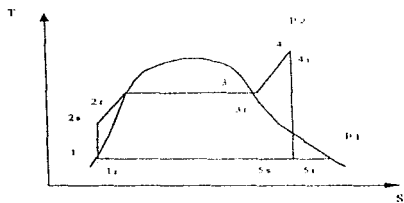


Fig.6 Diagrama de desviaciones del ciclo real con respecto al ciclo ideal.

2.10.- CICLO RANKINE CON RECUPERACIÓN

El empleo de sobrecalentamiento y el uso de recalentamiento constituyen dos métodos mediante los cuales se puede incrementar la temperatura media efectiva de calentamiento al aumentar la cantidad de calor que se añade a altas temperaturas.

Para llevar a cabo un ciclo con recuperación ideal, necesitaríamos en esencia un número infinito de cambiadores de calor conocidos como Calentadores de Alimentación para precalentar el condensado con vapor extraído de la turbina. Esto no es posible físicamente, además, un análisis termodinámico nos indicaría que la

ganancia en eficiencia térmica que resulta al agregar un calentador disminuye al aumentar el número de calentadores. En consecuencia se alcanza el punto en que cualquier aumento adicional en el número de calentadores no resulta económicamente justificable, dado que el costo del capital aumenta con el número de calentadores empleados. En la práctica, seis o siete calentadores es el número máximo utilizado en plantas generadoras de gran capacidad.

2.10.1- CALENTADOR DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE TIPO ABIERTO

El calentador de alimentación abierto llamado también calentador de alimentación de contacto, es aquel en donde el vapor proveniente de una de las extracciones de la turbina, se mezcla directamente con el agua subenfriada de suministro procedente de la bomba de agua de condensado. Las porciones de vapor y agua están ordenadas de tal modo que el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión del interior del calentador.

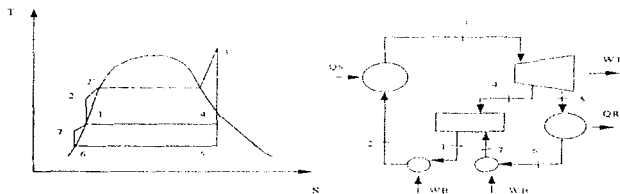


Fig. 7 Diagrama y esquema de un ciclo de vapor regenerativo ideal con un calentador abierto de agua de alimentación

El balance térmico de un calentador abierto despreciando la transferencia de calor hacia los alrededores, y la energía cinética del vapor es:

$$\Sigma (m h)_{entra} = \Sigma (m h)_{sale}$$

donde: m = Flujo másico en Kg / s
 h = Entalpia en KJ / Kg

2.10.2- CALENTADOR DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE TIPO CERRADO

En un calentador cerrado de agua de alimentación las dos corrientes que entran no se mezclan. El agua de alimentación circula dentro de tubos que pasan a través del calentador. El vapor extraído de la turbina entra en el calentador y se condensa en las paredes externas de los tubos que transportan el agua de

alimentación (a estos se les denomina un intercambiador de calor de tubos y coraza). En la siguiente figura se muestra un diagrama de un calentador cerrado del agua de alimentación.

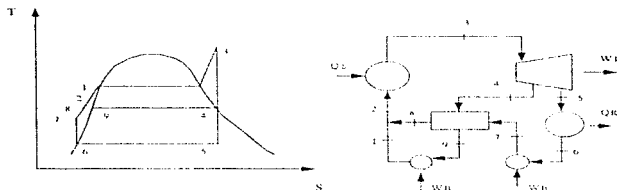


Fig.8 Diagrama T-S de un ciclo regenerativo con un calentador cerrado del agua de alimentación.

El balance de energía de un calentador de agua de alimentación cerrado despreciando la transferencia de calor hacia los alrededores, la energía cinética y potencial es:

$$Q_{\text{RECHAZADO POR EL VAPOR}} = Q_{\text{ASORBIDO POR EL AGUA}}$$

$$(m \cdot \Delta h)_{\text{vapor}} = (m \cdot \Delta h)_{\text{agua}}$$

donde:

m = Flujo másico en Kg / s

Δh = Incremento de entalpía en KJ / Kg

En el caso ideal del calentador cerrado del agua de alimentación, el vapor extraído se condensa y sale del calentador como un líquido saturado o comprimido a la presión de extracción de la turbina.

Una de las ventajas de un calentador cerrado es que la presión del vapor extraído y del agua de alimentación pueden ser significativamente distintas. Debido al tipo de construcción, los calentadores cerrados usualmente operan a presiones mayores que las del tipo abierto. Sin embargo, como estos últimos operan a presiones bastante bajas, son más económicos. Otra de las ventajas del calentador abierto es que lleva el agua de alimentación hasta su temperatura de saturación a la presión del calentador.

En las plantas de potencia de vapor se emplean usualmente calentadores de alimentación abiertos y cerrados en un mismo ciclo, siendo la cantidad máxima entre seis y ocho. Aunque la eficiencia térmica se incrementa al aumentar el número de calentadores, también se incrementa el costo de la inversión inicial, por lo tanto, es necesario justificar económicamente el empleo de calentadores adicionales.

Dos parámetros importantes en el estudio de calentadores de agua de alimentación son los siguientes:

a) *Diferencia Térmica de Temperatura (DTT).*

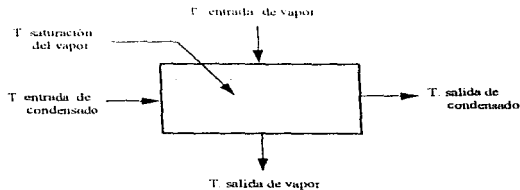
$$DTT = (\text{Temperatura de saturación del vapor}) - (\text{Temperatura de salida del condensado})$$

$$DTT = T_{\text{sat. vapor}} - T_{\text{sal. condensado}}$$

b) *Aproximación de Drenaje (AD).*

$$AD = (\text{Temperatura de salida del vapor condensado}) - (\text{Temperatura de entrada del condensado})$$

$$AD = T_{\text{sal. vapor condensado}} - T_{\text{ent. Condensado}}$$



CAPITULO 3

PRINCIPALES SISTEMAS DE UN CICLO DE
POTENCIA DE VAPOR



*U*na Central Termoeléctrica (CTE) es una instalación principalmente electromecánica en la cual se genera el fluido eléctrico. El ciclo con el que opera una CTE convencional es el Rankine con recalentamiento y regeneración, en donde el fluido de trabajo es agua, el cual cambia de fase a su paso por los diferentes equipos de la planta

La primera transformación de energía se obtiene en el generador de vapor, en el cual, la energía química del combustible es liberada por medio de la combustión en energía calorífica, que es aprovechada para transformar el agua en vapor sobrecalentado a una presión y temperatura determinadas.

La siguiente transformación de energía se lleva a cabo en la Turbina, en la cual la energía térmica del vapor es transformada en trabajo mecánico (de flecha), a su paso por las diversas etapas de este equipo (alta, intermedia y baja presión). El trabajo obtenido en la turbina se emplea para hacer girar un generador eléctrico y así obtener una diferencia de potencial en sus terminales, obteniéndose la última transformación de energía: energía mecánica a energía eléctrica.

Los equipos con que cuenta una Central Termoeléctrica son muchos pero se consideran como equipos principales a tres, que son: el Generador de vapor, Turbina de vapor y el Generador eléctrico. Además una CTE cuenta con otros equipos como: intercambiadores de calor, bombas, tanques de almacenamiento, etc.

Una Central Termoeléctrica se compone de los siguientes sistemas:

- Sistema aire - vapor (vapor principal, recalentado frío y recalentado caliente)
- Sistema de agua de alimentación
- Sistema de condensado
- Sistema de almacenamiento y bombeo de combustible
- Sistema de agua de repuesto al ciclo
- Sistema de agua de circulación
- Sistema de vapor auxiliar
- Sistema de aire comprimido
- Sistema de agua, etc.

3.1.- DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS Y SISTEMAS QUE COMPONEN UN CICLO DE POTENCIA DE VAPOR.

3.1.1.- GENERADOR DE VAPOR

Un Generador de vapor es un conjunto de elementos en los que se realiza y aprovecha una combustión para generar vapor a valores predeterminados de presión y temperatura. Los elementos que constituyen el generador de vapor son los siguientes:

- 1.- Hogar
- 2.- Caldera

- 3.- Separadores de vapor
- 4.- Sobrecalentador
- 5.- Recalentador
- 6.- Economizador
- 7.- Precalentadores de aire regenerativo, entre otros.

HOGAR

Es el lugar donde se origina el proceso de generación de vapor, pues en él se lleva a cabo el proceso de combustión. Hoy en día, en la mayoría de las unidades predomina la transferencia de calor por radiación. Los combustibles utilizados en el proceso de combustión pueden ser sólidos, líquidos o gaseosos, entre ellos: carbón, combustóleo y gas natural.

Los hogares se clasifican de acuerdo a la ubicación de los ventiladores que hacen circular los gases de la combustión dentro del generador de vapor en: hogar de tiro forzado o inducido.

CALDERA

La caldera es la parte del generador de vapor constituida por tubos, cabezales y recipientes que forman el circuito de circulación de agua o la mezcla agua-vapor.

Las calderas se clasifican por la posición relativa del agua y los gases en la caldera en: calderas de tubos de humo y tubos de agua; por la posición de los tubos en: horizontales y verticales; y por el servicio que prestan en: estacionarias o portátiles.

Las calderas de tubos de agua se pueden disponer conformando las paredes del hogar, maximizando el aprovechamiento de la energía, ya que permite un mayor gasto de vapor y mayores presiones que en las calderas de tubos de humo; además en las calderas con tubos de agua la circulación de esta ocurre de manera natural por diferencia de densidades.

La circulación del agua - vapor en la caldera es uno de los aspectos básicos. La circulación se debe garantizar para evitar la formación de una capa de vapor en el punto de contacto agua-tubo, pues esto implicaría una reducción en la transferencia de calor.

La transferencia natural es relativamente funcional hasta presiones de 29 MPa, después de este valor es necesario hacer uso de la circulación controlada por medio de bombas hidráulicas.

El siguiente punto de interés es la separación agua-vapor, ya que normalmente se tiene un 0.25% de agua en el vapor sobrecalentado. Para evitar la humedad en el vapor se hace uso de los separadores de vapor, estos pueden ser primarios y secundarios.

Los separadores primarios inducen un movimiento rotatorio ciclónico al vapor en una esfera, en donde las gotas son aventadas por la fuerza centrífuga a la periferia, resbalando por las paredes y acumulándose en el fondo para recircular con la bajante. El vapor sale por diferencia de densidad por un conducto superior para pasar después a los separadores secundarios.

Los separadores secundarios consisten en trayectorias más o menos complejas formadas con lámina corrugada, de manera que el vapor circule libremente por ellas, pero las gotas se estrellen con las paredes, regresando a los separadores primarios por resbalamiento.

SOBRECALENTADOR

El sobrecalentador es un intercambiador de calor que recibe vapor saturado del domo superior y lo sobrecalienta hasta la temperatura requerida por la turbina. El intercambio de calor se lleva a cabo con los gases producto de la combustión.

El sobrecalentador está formado por un cabezal y una serie de tubos por donde circula el vapor, pudiendo ser de varias etapas que se conocen como sobrecalentador de alta, media y baja temperatura.

RECALENTADOR

El recalentador es igualmente un intercambiador de calor que recibe vapor proveniente de alguno de los pasos de la turbina, elevando su temperatura para que pueda seguir expandiéndose en los siguientes etapas. El recalentamiento del vapor evita la condensación del vapor en la turbina de baja presión y aumenta la eficiencia global del ciclo.

ECONOMIZADOR

El economizador es un intercambiador de calor que aprovecha la energía de los gases de escape producto de la combustión para calentar el agua de alimentación que entra al generador de vapor.

Los economizadores están formados por tubos por donde circula el agua de alimentación, haciendo circular los gases de escape por el exterior de los tubos.

PRECALENTADORES DE AIRE

El precalentador de aire es el último equipo de intercambio de calor con los gases producto de la combustión. Su función es la de precalentar el aire que entra al hogar, a fin de mejorar las condiciones de la combustión y aumentar la eficiencia del generador de vapor.

3.1.2.- TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor es una máquina de fluido que transforma la energía térmica del vapor en trabajo mecánico en una flecha gratoria. Debido a que pueden

construirse unidades de gran capacidad en forma relativamente fácil, a las eficiencias logradas y a la extremada confiabilidad que presentan, la turbina de vapor es ideal como primotor en el accionamiento de un generador de centrales de energía eléctrica.

En los últimos años no solo se han incrementado en forma importante las capacidades, sino también las presiones y temperaturas de operación como un esfuerzo para mejorar la eficiencia y la economía. Actualmente muchas turbinas operan con vapor a valores comunes de temperaturas de 566 °C (1050°F) ó 538 °C (1000°F) y a presiones de 127 a 170 Kg / cm² (1800 a 2400 lb / pulg²). También existen algunas unidades que operan a condiciones supercríticas de 246, 316 y 352 Kg / cm² y con temperaturas tan altas como 650 °C.

Las unidades de gran capacidad operan a velocidades de 3600 RPM para generación de energía eléctrica a 60 Hz y 3000 r p m para 50 Hz.

La partes de una turbina de vapor pueden agruparse en los siguientes conjuntos o grupos.

- 1.- Partes estacionarias
- 2.- Partes rotativas
- 3.- Sistema de gobierno y protección
- 4.- Sistema de lubricación
- 5.- Sistema auxiliar y accesorios.

PARTES ESTACIONARIAS

Las partes estacionarias principales son: la carcaza o cilindro, las válvulas de admisión y control de vapor, las toberas o alabes estacionarios, los diafragmas, los sellos de la flecha y las chumaceras.

Otras partes estacionarias son los sellos que van en los extremos de cada carcaza que tiene como propósito: minimizar las fugas al exterior del vapor bajo presión y minimizar la entrada de aire cuando existe vacío.

PARTES ROTATIVAS

Las partes rotativas se integran para formar un rotor, que dependiendo del tipo de turbina, puede consistir de ruedas o discos dentados montados en una flecha, o pueden ser una pieza sólida forjada, o una pieza forjada construida en secciones soldadas. En cualquier caso este rotor lleva los alabes radiales o paletas debidamente instalados.

SISTEMA DE GOBIERNO Y PROTECCIÓN

Los sistemas de gobierno y protección son extremadamente diversos. Para unidades pequeñas pueden ser dispositivos mecánicos relativamente simples, que permiten operar directamente las válvulas de admisión y control de vapor. Para las máquinas de mayor capacidad, pueden ser sistemas muy complejos, del tipo

hidráulico, eléctrico, electrónico o la combinación de estos tipos, que no solamente controlan la velocidad regulando la admisión de vapor, sino que también controlan la presión del vapor de las extracciones, y la operación de las válvulas o dispositivos de seguridad que automáticamente protegen a la turbina en caso de condiciones anormales.

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

El sistema de lubricación puede consistir desde simples depósitos de aceite en los pedestales de las chumaceras lubricadas por anillos, hasta sistemas elaborados de lubricación incluyendo bombas, enfriadores, filtros, acondicionadores de aceite, centrifugas, etc.

EQUIPO AUXILIAR

El equipo auxiliar y los accesorios incluyen elementos que no pertenecen propiamente a la turbina, y que pueden ser no necesarios para bajas capacidades, pero con el aumento de la capacidad van adquiriendo importancia y algunos de ellos se hacen imprescindibles. Entre estos podemos citar al vareador o tornaflecha que mantiene girando a baja velocidad al rotor cuando la unidad esta fuera de servicio, evitando su deformación, y los elementos del sistema supervisor que permiten conocer continuamente los parámetros y estado de operación de la unidad.

3.1.3- SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de agua de alimentación tiene por objeto alimentar con agua a la caldera a una presión, temperatura y gasto adecuado para la producción de vapor, de acuerdo a la demanda de carga eléctrica.

El equipo principal que constituye este sistema es el siguiente:

- 1.- Tanque de oscilación del deareador
- 2.- Bombas de agua de alimentación
- 3.- Calentadores de agua de alimentación de alta presión.

TANQUE DE OSCILACIÓN DEL DEAREADOR

El tanque de oscilación del deareador tiene como función almacenar el agua proveniente del deareador, al cual se encuentra unido mediante líneas de descarga y dos igualadoras de presión. El volumen de agua almacenado sirve como suministro a la succión de las bombas de agua de alimentación, las cuales recirculan el agua a su vez a este tanque cuando se encuentran en operación de baja carga.

Las principales funciones del tanque de oscilación son:

- 1.- Almacenar el agua de alimentación y mantenerla fuera de la contaminación del aire.
- 2.- Controlar el nivel del agua de alimentación dentro del mismo tanque.
- 3.- Controlar el flujo de agua de alimentación hacia el generador de vapor.

BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

La función principal de la bomba de agua de alimentación es la de suministrar la cantidad de agua necesaria para la producción de vapor demandado por la turbina, incrementando su presión a las condiciones de entrada de la etapa de alta presión, considerando la caída de presión a través de la tubería del generador de vapor.

El flujo de agua es regulado por un varedador de velocidad (Voit) acoplado entre el motor eléctrico y la bomba de agua de alimentación.

CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Los calentadores de agua de alimentación son intercambiadores de calor de tipo cerrado, en los cuales, el agua de alimentación circula por el interior de los tubos y por la parte externa fluye vapor proveniente de extracciones de la turbina. La función de estos equipos es incrementar la temperatura del agua de alimentación a la entrada del generador de vapor, reduciendo el combustible necesario en el cambio de fase del agua, incrementando de esta manera la eficiencia total del ciclo.

A estos intercambiadores de calor se les conoce también como calentadores de alta presión, debido a que se encuentran después de la bomba de agua de alimentación.

3.1.4- SISTEMA DE CONDENSADO

El sistema de condensado tiene la función de suministrar agua al deareador, tomándola del pozo de agua caliente del condensador mediante la bomba de condensado, la cual la impulsa a través de los calentadores de agua de alimentación de baja presión, donde incrementa gradualmente su temperatura hasta llegar al deareador.

El equipo principal que constituye este sistema es:

- 1.- Condensador de vapor
- 2.- Bomba de condensado
- 3.- Calentadores de agua de alimentación de baja presión

CONDENSADOR DE VAPOR

Un condensador de vapor es un intercambiador de calor, en el cual el vapor de escape de la turbina se condensa con la ayuda del agua de circulación proveniente de la torre de enfriamiento, la cual disipa el calor del vapor al medio ambiente.

El objetivo principal del condensador es el de obtener una presión de vacío a la salida de la turbina, incrementando con esto el trabajo de la turbina de baja presión, además del aprovechamiento del condensado para la alimentación del ciclo.

BOMBA DE CONDENSADO

Esta bomba extrae el condensado del pozo caliente del condensador y lo impulsa a través de los calentadores de baja presión hasta el deareador, llegando a este con una mayor temperatura y a la presión en el interior de este intercambiador de calor.

CALENTADORES DE BAJA PRESION

Los calentadores de baja presión son intercambiadores de calor de tipo cerrado, cuya finalidad es incrementar la temperatura del condensado hasta la del deareador. Este incremento de temperatura se obtiene por el intercambio de calor del agua de condensado con las extracciones de vapor de la turbina de baja presión

3.1.5 - SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y BOMBEO DE COMBUSTIBLE

Para la operación de una Central Termoeléctrica se requiere de combustible tal como el gas natural, combustóleo, carbón mineral, diesel, etc., con excepción del gas natural, el cual no es almacenado en la planta, la utilización de cualquier otro combustible requiere de depósitos y sistemas de manejo.

A continuación se menciona el sistema principal, enfocado al almacenamiento y manejo de combustóleo

- 1.- Tanques de almacenamiento.
- 2.- Fosas colectoras
- 3.- Calentadores en fosas colectoras
- 4.- Bombas de transferencia
- 5.- Tuberías de combustible
- 6.- Venas de calentamiento
- 7.- Bombas de achique.

3.1.6 - SISTEMA DE COMBUSTIBLE A QUEMADORES

El sistema de combustible a quemadores está constituido por el siguiente equipo:

- 1.- Tanque de día
- 2.- Calentadores de succión del tanque de día
- 3.- Filtros fríos o filtros de succión de bombas de combustible
- 4.- Válvula de control de presión de descarga de las bombas
- 5.- Calentadores principales de combustible
- 6.- Filtros calientes o filtros de descarga de combustible
- 7.- Medidor de flujo de combustible a quemadores
- 8.- Válvulas de control
- 9.- Válvulas de corte de combustible
- 10.- Quemadores de aceite combustible

Otros sistemas necesarios en la operación de una Central Termoeléctrica son:

- 1.- Sistema de agua de repuesto.
- 2.- Sistema de aire de instrumentos.
- 3.- Sistema de aire de servicios.

3.2.- ESPECIFICACIONES DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS DE LA UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA VALLE DE MÉXICO

3.2.1.- GENERADOR DE VAPOR

Parámetros de diseño a plena carga.
(100% del Generador de Vapor).

Tipo.	Circulación natural Hogar presurizado	
Vapor Sobrecalentado:		
Presión	174.01 Kg / cm ²	
Temperatura	540.60 °C	
Vapor Recalentado Caliente.		
Presión	42.39 Kg / cm ²	
Temperatura	540.60 °C	
Vapor Recalentado Frio:		
Presión	45.05 Kg / cm ²	
Temperatura	345.90 °C	
Temperatura de Agua de Alimentación (entrada al economizador)	253 °C	
Temperatura Aire (°C)		
Entrada a Calentador aire / vapor	Combustóleo	Gas natural
Entrada a Preca. Regenerativo	26.70	26.70
Salida de Preca. Regenerativo	71.11	26.70
	322.78	322.22
Temperatura Gases (°C)		
Entrada a Preca. Regenerativo	Combustóleo	Gas natural
Salida de Preca. Regenerativo	372.22	375.00
	148.88	121.11
Flujo de Aire		
Utilizando Gas natural	1 055 346	Kg / hr
Utilizando Combustóleo.	1 027 404	Kg / hr
Flujo de combustible:		
Utilizando Gas natural	58 515	Kg / hr
Utilizando Combustóleo	68 630	Kg / hr

Eficiencia del generador de Vapor:

Utilizando Gas natural	84.89 %
Utilizando Combustoleo	88.64 %

3.2.2.- TURBINA

Tipo **COMPOUND con Recalentamiento
Etapas Múltiples y Condensación.**

Capacidad:	300 MW
Velocidad Nominal:	3 600 R.P.M
Vapor Principal Entrada:	167.92 Kg / cm ² .
	537.80 °C
Vapor escape Turbina Baja Presión	2.25 in Hg Abs.

No. De Extracciones. 7

Turbina Alta Presión Paso No. 21 a Calentador No. 7
(Recalentador Frio)

Turbina Presión Intermedia Paso No. 25 a Calentador No. 6
Paso No. 29 a Calentador No. 5
Paso No. 33 a Deareador

Turbina Baja Presión Paso No. 35 a Calentador No. 3
Paso No. 36 a Calentador No. 2
Paso No. 37 a Calentador No. 1

Número de Pasos: 38

Turbina Alta Presión 1 Rueda de Impulso, 21 Ruedas de
reaccion

Turbina Presión Intermedia 12 Ruedas de Reaccion

Turbina Baja Presión Doble Flujo, con 4 Ruedas de
Reacción por lado

3.2.3.- GENERADOR DE CORRIENTE ALTRNA

Velocidad Nominal:	3 600 R.P.M.
Potencia Continua Máxima:	340 160 KVA
No. De Fases:	3
Frecuencia	60 Hz
Voltaje Nominal:	20 000 VCA
Corriente Nominal:	9 650 A

3.2.4.- BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Tipo:	Centrífuga, Doble Voluta, 6 pasos.
Capacidad:	594 000 Kg / hr
Presión de la succión:	9.2 kg / cm ²
Presión en la descarga:	200 Kg / cm ²
Velocidad Máxima:	5430 R.P.M.
Temperatura:	167.08 °C
Eficiencia	85 %

3.2.5.- BOMBAS DE EXTRACCIÓN DE CONDENSADO

Tipo	Centrífuga Vertical 5 Pasos
Presión de Succión:	64.516 mm Hg ABS
Presión de Descarga:	18.28 Kg / cm ²
Flujo:	862.98 m ³ /h
Velocidad:	1750 R.P.M.
Eficiencia:	84.50 %

3.2.6.- BOMBAS DE AGUA DE AGUA DE CIRCULACIÓN

Capacidad	13 400 m ³ / hr
Presión de descarga	2.34 Kg / cm ²
Velocidad	440 R.P.M.
Eficiencia	84 %

3.2.7.- CONDENSADOR PRINCIPAL

Tipo:	Condensador de Superficie. Coraza simple Dos pasos. Dos cajas de agua separadas
Superficie de Transferencia:	12 626 m ²
Calor cedido:	340 489 000 Kcal / hr
Calor latente	35,233 Kcal / hr
Factor de Limpieza	85 %
Temperatura de entrada de Vapor	42.88 °C
LMTD	15.63 °F
Presión operación coraza:	2.54 in Hg
Flujo de Vapor	635 494 Kg / hr
Flujo máximo de gases no condensables	30.618 Kg / hr
Flujo de Agua de Enfriamiento	25 893 m ³ / hr
Temperatura entrada agua enfriamiento	26.11 °C
Temperatura salida agua de enfriamiento	39.27 °C

Presión de entrada agua de enfriamiento	2 Kg / cm ²
Velocidad de entrada agua de enfriamiento	2.286 m / s

3.2.8.- INTERCAMBIADORES DE CALOR

Calentador 1

Tipo:	Calentador de Superficie de Baja Presión. Horizontal. Tubos en U.
Presión de diseño Tubos / cubierta	25.31 / 3.51 Kg / cm ²
Temperatura de diseño Tubos / cubierta	140 °C
Presión prueba Hidrostatica Tubos / cubierta	38 / 5.7 Kg / cm ²
Temperatura de operación de agua entrada / salida	42.10 / 72.0 °C
Temperatura de operación de vapor entrada	75.30 °C

Calentador 2

Tipo:	Calentador de contacto directo horizontal. Tubos en U. Baja Presión
Presión diseño Tubos / cubierta	25.31 / 3.51 Kg / cm ²
Temperatura agua entrada / salida	72.6 / 100 °C
Temperatura vapor de Entrada	121.8 °C
Presión prueba hidrostática Tubos / cubierta	12.16 / 5.8 Kg / cm ²

Calentador 3

Tipo:	Cubierta horizontal. Tubos en U
Presión de diseño Tubos / cubierta	24.5 / 3.40 Kg / cm ²
Presión Prueba Tubos / cubierta	36.7 / 5.1 Kg / cm ²
Temperatura de diseño Tubos / cubierta	148 / 215.5 °C

Calentador 4 (Densificador)

Tipo:	Calentador de Contacto directo. Depósito Horizontal
Capacidad	952.836 m ³ / hr
Presión de diseño	8.087 Kg / cm ²
Temperatura de diseño	343 °C
Presión prueba hidrostática	7.38 Kg / cm ²
Temperatura agua entrada / salida	121.36 / 72.61 °C
Temperatura vapor de entrada	298.72 °C

Calentador 5

Tipo:	Calentador de Superficie Horizontal. Tubos en U. Alta Presión.
Presión de diseño Tubos / cubierta	232 / 17.53 Kg / cm ²
Presión Prueba hidrostática Tubos / cubierta	348.10 / 31 Kg / cm ²
Temperatura agua entrada / salida	165.5 / 191.3 °C
Temperatura vapor de entrada	383.27 °C

Calentador 6

Tipo:	Calentador de Superficie Horizontal, Tubos en U. Alta Presión.
Presión de diseño Tubos / cubierta	32.06 / 31.64 Kg / cm ²
Temperatura de diseño Tubos / cubierta	257.22 / 237.7 °C
Presión Prueba hidrostática Tubos / cubierta	348 / 47.5 Kg / cm ²
Temperatura de agua entrada / salida	191.38 / 220.6 °C
Temperatura de vapor de entrada	467.38 °C

Calentador 7

Tipo:	Calentador de Superficie Horizontal Tubos en U. Alta presión.
Presión de diseño Tubos / cubierta	232 / 52.74 Kg / cm ²
Temperatura de diseño Tubos / cubierta	257 / 237 °C
Presión Prueba hidrostática Tubos / cubierta	348 / 47.5 Kg / cm ²
Temperatura de agua entrada / salida	220 / 252.8 °C
Temperatura de vapor de entrada	343.8 °C

3.2.9.- TORRE DE ENFRIAMIENTO

Tipo	Torre húmeda. Tiro inducido. Flujo cruzado.
Capacidad	26 000 m ³ / hr
Temperatura de bulbo húmedo	14.89 °C
Temperatura agua fría	25.50 °C
Temperatura agua caliente	39.44 °C
Numero de celdas	10

3.3.- VALORES DE DISEÑO DE LA UNIDAD J (300 MW) DE LA CTVM

100 %

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 300 MW			
Vapor Principal	168.74	537.8	890990
Vapor Recalentado Caliente	39.84	537.8	869941
Vapor Recalentado Frio	43.45	343.17	834211
Agua de Repuesto		25	9000
Vapor extracción número 7	43.45	343.17	56754
Vapor extracción número 6	25.21	468.56	37214
Vapor extracción número 5	14.27	387.92	32753
Vapor extracción número 4	7.24	301.95	54699
Vapor extracción número 3	2.49	189.11	29766
Vapor extracción número 2	1.20	119.27	34765
Vapor extracción número 1	0.43	104.56	37739
Vapor entrada Cal 7	41.28	343.17	56754
Vapor entrada Cal 6	23.45	468.56	37214
Vapor entrada Cal 5	13.56	387.92	32753
Vapor entrada Deareador	6.88	201.95	54699
Vapor entrada Cal 3	2.36	189.11	29766
Vapor entrada Cal 2	1.14	119.29	34765
Vapor entrada Cal 1	0.41	104.07	37739
Vapor escape de la turbina	0.07759 absoluta	40.56	643026
Atemperación al Sobrecalentador		166.50	98710
Atemperación Recalentado Cal.		166.50	35730
Condensado entrada Cal 1		41.06	754978
Condensado entrada Cal 2		73.06	754978
Condensado entrada Cal 3		99.94	754978
Condensado entrada Deareador		122.17	754978
Succion de la bomba de A. Alm.		163.44	936400
Descarga de la bomba de A. Alm.		164.50	936400
Agua de Alm. salida Cal 5		192.67	801960
Agua de Alm. salida Cal 6		220.67	801960
Agua de Alm. salida Cal 7		252.17	801960
Agua de Alm. Entrada Econom.		252.17	801960
Dren Cal. num 7		226.22	56754
Dren Cal. num 6		198.22	93968
Dren Cal. num 5		172.07	126721
Dren Cal. num 3		105.5	29766
Dren Cal. num 2		78.61	64531
Dren Cal. num 1		47.61	102270
Eficiencia del Generador de Vapor		84.89	

75 %

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 225 MW			
Vapor Principal	168.74	537.8	634090
Vapor Recalentado Caliente	27.95	537.8	598909
Vapor Recalentado Frio	30.48	298.22	598909
Agua de Repuesto		25	6430
Vapor extracción numero 7	30.48	298.22	35163
Vapor extracción numero 6	17.75	469.28	22730
Vapor extracción numero 5	10.09	389.27	20248
Vapor extracción numero 4	5.13	297.72	35023
Vapor extracción numero 3	1.77	190.17	19245
Vapor extracción numero 2	0.85	113.32	22550
Vapor extracción numero 1	0.31	101.53	19151
Vapor entrada Cal 7	28.95	298.22	35163
Vapor entrada Cal 6	16.87	469.28	22730
Vapor entrada Cal 5	9.58	389.27	20248
Vapor entrada Deareador	4.88	297.72	35023
Vapor entrada Cal 3	1.60	190.17	19245
Vapor entrada Cal 2	0.81	112.52	22550
Vapor entrada Cal 1	0.29	100.99	19151
Vapor escape de la turbina	0.07759 absoluta	40.56	460079
Atemperación al Sobrecalentador		153.17	87750
Atemperación Recalentado Cal		153.17	0
Condensado entrada Cal 1		41.06	528035
Condensado entrada Cal 2		65.50	528035
Condensado entrada Cal 3		90.50	528035
Condensado entrada Deareador		111.50	528035
Succión de la bomba de A. Alim		150.22	641400
Descarga de la bomba de A. Alim		153.17	641400
Agua de Alim. salida Cal 5		177.17	553650
Agua de Alim. salida Cal 6		202.94	553650
Agua de Alim. salida Cal 7		251.94	553650
Agua de Alim. Entrada Econom		251.94	553650
Dren Cal. num 7		208.5	35163
Dren Cal. num 6		182.72	57893
Dren Cal. num 5		158.72	78141
Dren Cal. num 3		96.06	35023
Dren Cal. num 2		71.08	54268
Dren Cal. num 1		48	76818
Eficiencia del Generador de Vapor		85.20	

50 %

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 150 MW			
Vapor Principal	168.74	537.8	412060
Vapor Recalentado Caliente	18.47	537.8	394040
Vapor Recalentado Frio	20.14	265.17	394040
Agua de Repuesto		25	4180
Vapor extracción número 7	20.14	265.17	18008
Vapor extracción número 6	11.81	471.06	11704
Vapor extracción número 5	6.75	392.83	10265
Vapor extracción número 4	3.46	297.30	21263
Vapor extracción número 3	1.20	195.83	11973
Vapor extracción número 2	0.57	107.58	13755
Vapor extracción número 1	0.21	98.78	9335
Vapor entrada Cal 7	19.14	265.17	18008
Vapor entrada Cal 6	11.21	471.06	11704
Vapor entrada Cal 5	6.42	392.83	10265
Vapor entrada Deareador	3.29	297.30	21263
Vapor entrada Cal 3	1.15	195.83	11973
Vapor entrada Cal 2	0.54	106.90	13755
Vapor entrada Cal 1	0.20	98.49	9335
Vapor escape de la turbina	0.07759 absoluta	40.56	315755
Atemperacion al Sobrecalentador		139.56	90750
Atemperacion Recalentado Cal.		139.56	0
Condensado entrada Cal 1		41.06	355679
Condensado entrada Cal 2		57.22	355679
Condensado entrada Cal 3		80.22	355679
Condensado entrada Deareador		100.11	355679
Succion de la bomba de A. Alm		135	339660
Descarga de la bomba de A. Alm		139.56	335660
Agua de Alm. salida Cal 5		160.67	326170
Agua de Alm. salida Cal 6		184.06	326170
Agua de Alm. salida Cal 7		210.28	326170
Agua de Alm. Entrada Econom		210.28	326170
Dren Cal. num 7		189.61	18008
Dren Cal. num 6		166.22	29712
Dren Cal. num 5		145.11	39977
Dren Cal. num 3		85.78	11973
Dren Cal. num 2		62.78	25728
Dren Cal. num 1		48.67	35063
Eficiencia del Generador de Vapor		85.52	

CAPITULO 4
DIAGNOSTICO ENERGÉTICO



Los ciclos descritos en el capítulo 2 son ciclos ideales que no incluyen a ningún tipo de pérdida. En una planta generadora de electricidad existen pérdidas asociadas tanto a los procesos de conversión de energía como a los equipos. Una descripción de este tipo de pérdidas y sus consecuencias sobre el ciclo de potencia se puede observar de una manera adecuada en un diagrama de Sankey. El siguiente diagrama de Sankey muestra las eficiencias características de los procesos de conversión de energía en una Central Termoelectrónica:

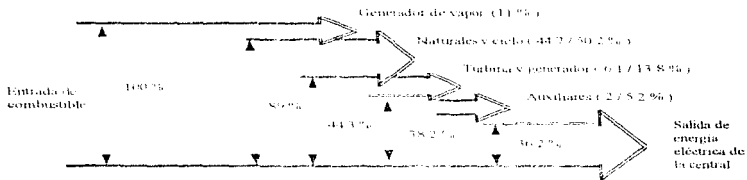


Diagrama de Sankey para una Planta Generadora de Electricidad

De acuerdo con el diagrama anterior, se observa que un balance térmico real involucra diversas pérdidas de energía que son importantes determinar; debido a esto se utiliza los diagnósticos de energía, los cuales permiten evaluar el comportamiento energético de la unidad, determinando aquellos puntos en los cuales se consume energía en forma inadecuada.

4.1.- DIAGNOSTICO ENERGÉTICO

Los diagnósticos energéticos son estudios que permiten determinar dónde y como se utiliza la energía. A través de dichos estudios se identifican los puntos del proceso donde se desperdicia energía, y aquellos en los cuales es posible generar algún ahorro.

Existen tantos tipos de diagnósticos como procesos industriales, variando en tamaño, enfoque, precisión y costos, dependiendo de las fuentes y necesidades del proceso, sin embargo, pueden clasificarse en tres niveles: "nivel A", "nivel B" y "nivel C".

El nivel A, comúnmente referido como "nivel de inspección", se lleva a cabo mediante un examen visual del proceso industrial de que se trate, reconociéndolo y revisando el diseño original, para dar una idea cualitativa de los ahorros potenciales que pueden lograrse por medio de procedimientos de operación y mantenimiento. Este nivel es el menos costoso de los tres y da una idea de los costos de energía, y de los posibles fugas debidas a una inadecuada operación de los equipos, mal funcionamiento de los mismos, etc.

El nivel B, conocido como "*Macrodiagnóstico*", proporciona una idea cuantitativa del consumo de energía y de los ahorros potenciales por áreas funcionales o procesos específicos de operación. En la aplicación del diagnóstico a este nivel es necesario contar con la instrumentación suficiente para obtener la información requerida para el análisis energético.

El nivel C, denominado "*Microdiagnóstico*", proporciona información precisa y comprensible de todos y cada uno de los puntos relevantes del diagrama del proceso industrial (entradas y salidas de energía y exergía), así como las pérdidas de energía en cada uno de los equipos. Este nivel está caracterizado por instrumentación extensiva para la adquisición de datos, y por los estudios de ingeniería involucrados, siendo el más costoso de los tres niveles y el más importante, ya que permite analizar y detallar todas las pérdidas de energía. Además provee información suficiente para justificar los proyectos de inversión de capital que intenten obtener un uso eficiente, o bien, recuperar energía desperdiciada.

4.2.- METODOLOGÍA PARA UN DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO

Si bien la metodología que debe seguirse en la aplicación de un diagnóstico de energía varía de acuerdo al proceso industrial de que se trate, los puntos generales que deberá de cubrir son los siguientes:

1.- *Definición del proyecto.*

En esta etapa se fijan las necesidades y los objetivos a alcanzar con el diagnóstico de energía, delimitando las fronteras del proyecto.

2.- *Obtención de datos.*

El objetivo de esta etapa es recopilar y registrar los datos necesarios de manera adecuada para su procesamiento y presentación. Dicha información es obtenida a través de medición directa, o por cálculo en base a ecuaciones paramétricas o de estado.

3.- *Análisis de datos.*

En esta etapa se efectúan los balances de masa, energía y exergía, basados en las leyes de la termodinámica, se calculan las eficiencias energéticas y los rendimientos exergéticos, tabulando dichos resultados para posteriormente realizar su análisis y detectar condiciones que permitan mejorar los rendimientos de energía.

La metodología empleada en el análisis de la unidad 4 de la CTVM es la siguiente:

- Conocimientos teóricos: fundamentales para el diagnóstico.
- Solicitud y recopilación de información técnica de diseño de los equipos involucrados en el estudio.
- Recorrido por las instalaciones.
- Instrumentación y medición de los parámetros de operación de la unidad.

- Análisis de resultados.
- Identificación de oportunidades de ahorro de energía.
- Evaluación económica de la propuesta de mejoramiento de la unidad 4 de la CTVM.

Los tres puntos iniciales de la metodología propuesta, son cubiertos por los capítulos precedentes, los siguientes puntos del diagnóstico se analizan en el presente y siguientes capítulos.

Un indicador de gran importancia en el diagnóstico de energía de centrales térmicas, que nos permite determinar la cantidad de energía consumida por cada unidad producida de energía eléctrica, es conocido como Consumo Térmico Unitario, el cual se estudia en las siguientes secciones:

4.3.- CONSUMO TÉRMICO UNITARIO (CTU)

El Consumo Térmico Unitario (CTU) es la cantidad de energía térmica suministrada a un conjunto turbina-generador de una central termoeléctrica, necesarios para la producción de 1 KW-h de energía eléctrica a una carga específica de operación. Para determinar el CTU se considera al generador de vapor como una "caja negra" que entrega energía a través del vapor a la turbina, y recibe energía a través del agua de alimentación.

Objetivos del análisis del consumo térmico unitario

- 1.- Asegurar el óptimo aprovechamiento de los energéticos usados en las unidades termoeléctricas
- 2.- Proveer de información para toma de decisiones relativas a la operación, mantenimiento, diagnóstico y rehabilitación de las mismas unidades.

La forma general de la expresión que define al CTU es

$$CTU = \text{Calor suministrado al ciclo de la turbina} / \text{salida eléctrica}$$

El CTU es un indicador de gran importancia en el análisis del comportamiento de una unidad de generación termoeléctrica, ya que nos permite establecer un valor de referencia del consumo térmico del conjunto turbina-generador en la producción de 1 KW-h eléctrico. Entre los más importantes se encuentran:

1.- *Consumo Térmico Unitario de Garantía:*

Es el valor de CTU al cual el fabricante está obligado por contrato a alcanzar a una carga específica y a condiciones de operación predeterminadas

2.- *Consumo Térmico Unitario de Aceptación:*

Es el valor de CTU obtenido de pruebas en la planta, llevadas a cabo bajo la dirección del fabricante y bajo supervisión de representantes del comprador, en la aceptación de una unidad nueva. Normalmente los resultados obtenidos son mayores que los de garantía

3.- Consumo Térmico Unitario de Prueba:

Es el resultado del CTU obtenido de una máquina a condiciones que normalmente se tienen en su operación. Por ejemplo, no es muy común que las pruebas se realicen a la presión de diseño de vacío del condensador, o a condiciones de recalentamiento de diseño. De esta manera los resultados obtenidos en este tipo de prueba mostrarán desviaciones que pueden ser comparados con los valores de aceptación o de diseño, en el diagnóstico del comportamiento de la unidad.

A continuación se expresan dos expresiones para calcular el Consumo Térmico Unitario de una central termoelectrica. Dichas relaciones son analisis energeticos (primera ley), los cuales involucran flujos de agua y vapor (W en Kg / h), y entalpias (H para vapor, h para liquidos en Kcal / kg), para determinar el consumo de energia térmica en la producción de 1 KW-h

a).- Consumo Térmico Unitario para unidades de 160 - 350 MW según la especificación de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) N° 1700 -01

Esta expresión del Consumo Térmico Unitario (CTU), es la que fija la norma de CFE para turbinas de 160 a 350 MW, que debe aparecer en los balances térmicos de garantía de las unidades, en ella debe de estar basada la prueba de aceptación que haga LAPEM (Laboratorio de Pruebas de Materiales y Equipos) en la puesta en operación de unidades nuevas.

CTU = Energía suministrada al ciclo de la turbina / Energía eléctrica neta

$$CTU = \text{Balance de entradas} / (KW_{gen} - KW_{aux})$$

donde:

$$\begin{aligned} \text{Balance de entradas} = & W_{vp} (H_{vp} - h_{aa}) + W_{rc} (H_{rc} - h_{rf}) + W_{ea} (H_{ea} - h_{aa}) \\ & + W_{ba} (h_{aa} - h_{de}) + W_{bc} (h_{bc} - h_{pc}) + W_{ar} (h_{ar} - h_{aa}) \\ & + W_{ds} (h_{aa} - h_{ds}) - W_{ax} (H_{ax} - h_{ax}) \end{aligned}$$

donde:

KW_{gen} = Potencia eléctrica en terminales del generador

KW_{aux} = Potencia eléctrica a auxiliares

W_{vp} = Flujo de vapor principal

H_{vp} = Entalpia de vapor principal

h_{aa} = Entalpia de agua de alimentación

W_{rc} =	Flujo de vapor recalentado
H_{rc} =	Entalpia de vapor recalentado caliente
H_{rf} =	Entalpia de vapor recalentado frio
W_{ea} =	Flujo de vapor a eyector de aire
H_{ea} =	Entalpia de vapor a eyector de aire.
W_{ba} =	Flujo entregado por bomba de agua de alimentación
h_{de} =	Entalpia de agua saliendo del deareador
W_{bc} =	Flujo entregado por bomba de condensado
h_{bc} =	Entalpia de agua entregada por bomba de condensado
h_{pc} =	Entalpia de agua a la succión de bomba de condensado
W_{ar} =	Flujo de agua de repuesto
h_{ar} =	Entalpia de agua de repuesto
W_{ds} =	Flujo de agua de atemperación
h_{ds} =	Entalpia de agua de atemperación
W_{ax} =	Flujo de vapor auxiliar
H_{ax} =	Entalpia de vapor auxiliar
h_{ax} =	Entalpia de condensado de retorno de auxiliares

El Consumo Térmico Unitario para la unidad 4 de la CTVM, aplicando el procedimiento anterior es el siguiente:

$$CTU = (W_1 (H_1 - h_{120}) + W_2 (H_2 - H_3) + W_9 (H_1 - h_{120}) + W_{122} (h_{120} - h_{60}) + W_{123} (H_3 - h_{60}) + W_{120} (h_{60} - h_{61}) + W_{122} (h_{60} - h_{61}) + W_{123} (h_{60} - h_{61}) - W_{40} (h_{120} - h_{40})) / (KW \text{ neto})$$

donde :

W_1 =	Flujo de vapor principal
H_1 =	Entalpia de vapor principal
h_{120} =	Entalpia de agua de alimentación
W_2 =	Flujo de vapor recalentado caliente
H_2 =	Entalpia de vapor recalentado caliente
H_3 =	Entalpia de vapor recalentado frio
W_9 =	Flujo de vapor a eyectores
W_{122} =	Flujo de agua de atemperación a sobrecalentador
h_{60} =	Entalpia de agua a la descarga de la bomba de agua de alimentación
W_{123} =	Flujo de agua de atemperación a recalentador
h_{61} =	Entalpia de agua a la succión de la bomba de agua de alimentación
W_{40} =	Flujo de agua de repuesto
h_{40} =	Entalpia de agua de repuesto.
$KW \text{ neto}$ =	Potencia eléctrica neta proporcionada por la unidad

Esta última expresión es la utilizada en nuestra tesis para determinar el CTU de la unidad No.4 de la CTVM. En ésta expresión se han eliminado los términos del flujo de vapor auxiliar debido a la falta de instrumentación necesario para su medición en pruebas de campo. Los subíndices corresponden a los utilizados en la nomenclatura del diagrama del ciclo de la unidad 4 en nuestra tesis.

b).- Consumo Térmico Unitario según PTU 6.1 1984 ANSI/ASME

Este procedimiento tiene por objeto reducir el costo de la prueba de aceptación. Está basado en una medición precisa del flujo de agua de alimentación, sin embargo, el valor obtenido por este método no proporciona suficiente información para determinar los puntos en los cuales se consume la energía y cuales son las desviaciones que existen con respecto a las condiciones de diseño, por lo que se utiliza para dar una idea cuantitativa del consumo de energía, mas no así, en las pruebas de rendimiento para determinar el consumo térmico unitario de las unidades por parte del personal encargado del departamento de Análisis y Resultados de la CTVM.

$$\text{CTU} = (W_{11} (H_1 - h_{11}) + w_4 (H_3 - H_2)) / \text{KWneto}$$

donde:

- W_{11} = Flujo de agua de alimentación
- H_1 = Entalpia de vapor principal
- h_{11} = Entalpia de agua de alimentación
- W_5 = Flujo vapor recalentado caliente
- H_3 = Entalpia de vapor recalentado caliente
- H_2 = Entalpia de vapor recalentado frio
- KW neto = Potencia eléctrica neta de la unidad

4.4- RÉGIMEN TÉRMICO

El régimen térmico se define como la relación entre el CTU y la eficiencia del generador de vapor, o sea, es el mismo concepto del CTU al cual se le adicionan las pérdidas del Generador de Vapor:

$$\text{RT} = \text{CTU} / \text{Ef GV}$$

- donde: CTU = Consumo Térmico Unitario
 Ef GV = Eficiencia del generador de Vapor

4.5. PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DEL CICLO (PRUEBAS DE RENDIMIENTO)

La importancia de la optimización del Consumo Térmico Unitario radica tanto en el costo de los combustibles, como el hecho de que su correcta vigilancia ayuda a diagnosticar el funcionamiento de las unidades, de manera tal que se puedan tomar decisiones de operación y mantenimiento en base a los resultados obtenidos.

El criterio de Vigilancia del Consumo Térmico Unitario (CTU) está basado en que cada unidad de generación termoelectrica tiene un Consumo Térmico Unitario de diseño, el cual se obtiene bajo condiciones de operación de diseño de los equipos o bajo aquellas condiciones en las que la unidad da su mayor rendimiento.

El Consumo Térmico Unitario de diseño debe de ser fijado para cada carga de operación; el cual servira de base de comparacion en el diagnostico de comportamiento del ciclo, a una carga y condición de operación especifica

Los parametros que influyen principalmente en variaciones al Consumo Térmico Unitario y al Régimen Térmico de las condiciones de operación con respecto a las de diseño de una unidad termoelectrica, son los siguientes:

- Temperatura del aire ambiente
- Calidad del combustible
- Exceso de oxígeno de la combustión
- Temperatura de gases de combustión a la salida de precalentadores.
- Temperatura de agua de circulación a la entrada al condensador
- Vacío en el condensador
- Calentadores de agua de alimentación fuera de servicio.
- Variaciones en la presión de vapor principal.
- Variaciones en la temperatura de vapor principal
- Caída de presión del vapor recalentado a través del recalentador.
- Temperatura de vapor recalentado
- Flujo de agua de atemperación al vapor sobrecalentado
- Consumo eléctrico de auxiliares.
- Consumo de calor en vapor suministrado a precalentadores.

Los parámetros de la lista pueden ser de origen externo o interno, la diferencia consiste en que los primeros no son controlables con acciones de operación o mantenimiento, ya que escapan al ámbito de poder y responsabilidad del personal de la central (calidad del combustible, temperatura del medio ambiente), mientras que los de origen interno son controlables por acciones de operación y mantenimiento (funcionamiento de los equipos)

La identificación de los parámetros anteriores a fin de explicar las desviaciones del CTU son datos de información fundamentales, que permiten la definición de áreas prioritarias a donde orientar trabajos de diagnostico especificos en equipos, o sistemas de la unidad, a fin de determinar su consumo energetico, e identificar los posibles ahorros de energía a través de operaciones de mantenimiento o rehabilitación

Las pruebas de comportamiento del ciclo estan debidamente respaldadas por la norma Internacional PTC - 6 - 1984 - ASME - STEAM TURBINES. Cada prueba debe de contar con la siguiente información

- 1.- Procedimientos de Prueba
- 2.- Balances Térmicos
- 3.- Curvas de Corrección.

4.5.1.- CONDICIONES OPTIMAS DE LOS EQUIPOS PARA LA REALIZACIÓN DE PRUEBAS DE RENDIMIENTO

1.- Turbina de vapor:

- a) Los alabes sin depósitos ni erosión, tanto de partículas sólidas, típico de los primeros pasos, como por humedad, típico de los últimos pasos de la turbina de baja presión.
- b) Hermeticidad Correcta: sellos con huelgos dentro de tolerancia.
*Parámetro de control : Rendimiento Interno.

2.- Condensador:

- a) Tubos limpios
- b) Sin entradas de aire
* Parámetro de control: Vacío.

3.- Calentadores de Agua de Alimentación:

- a) En servicio normal. 100 % del equipo, con derivaciones cerradas
* Parámetro de control: Temperatura de agua del ciclo

4.- Generador de Vapor:

- a) Buena combustión. 100 % de quemadores en servicio
- b) Precalentadores de aire regenerativos limpios, con sellos en buen estado;
- c) Precalentadores de aire a vapor limpios y sin fugas
- d) Superficies de transferencia de calor limpias
- e) Hermeticidad de gases de combustión
- f) Aislamiento térmico en buen estado
- f) Consumo de vapor por fugas mínimo, no más de 0.5 % de la producción sin contar vapor de atomización
*Parámetro de control: Temperatura de gases a la salida de los precalentadores.

4.5.2.- CONDICIONES DE OPERACION DE LA UNIDAD PARA LA REALIZACIÓN DE PRUEBAS DE RENDIMIENTO

- 1.- Presión de vapor principal: La nominal de la unidad.
- 2.- Temperatura de vapor principal: La nominal de la unidad.
- 3.- Temperatura de vapor recalentado: La nominal de la unidad.
- 4.- Flujo de agua de atemperación al vapor sobrecalentado: El mínimo obtenido de las pruebas de aceptación o el que aparezca en los balances térmicos de garantía.
- 5.- Vacío del condensador: El más alto posible.
- 6.- Temperatura de agua de circulación al Condensador: La menor posible.
- 7.- Todos los calentadores de agua de alimentación en servicio.
- 8.- Antes que los parámetros de operativos de la Unidad se establezcan se deberá de verificar que se encuentren bloqueadas las válvulas de
 - Línea de condensado a rocío de la carcasa: en la turbina de baja presión.

- Los drenes y venteos de las válvulas de paro, interceptoras, y de control en la turbina, carcazas de alta presión y de presión intermedia, líneas de vapor principal, recalentado caliente y frío, extracciones, calentadores de baja y alta presión, así como los cabezales del generador de vapor
- Purga continua en el generador de vapor.
- Suministro de vapor a sopladores de hollín.
- Las líneas de llenado inicial del generador de vapor
- Las líneas de drenaje en el generador de vapor.
- Las líneas de drenaje de emergencia en el desgasificador

9.- Verificar el nivel que guarda el tanque de r puesto de condensado.

Los valores nominales de diseño de la unidad numero 4 se indican en las tablas comparativas de los valores de diseño mostrados en el capitulo 3. Los valores de operación a 100, 75 y 50 % de carga, se obtienen tomando en cuenta las siguientes consideraciones.

4.5.3.- REQUISITOS GENERALES

- 1.- Localización de puntos de medición para la toma de lecturas
- 2.- Selección y calibración de instrumentos de medición
- 3.- Verificar que existen las facilidades para instalar el equipo de medición
- 4.- Verificar que sea correcta la instalación del equipo de medición.
- 5.- Elaborar el diagrama operativo del proceso
- 6.- Elaborar las hojas de registro de los parámetros a medir

4.5.4.- INSTUMENTACI N

La instrumentación necesaria para determinar los parámetros más importantes son los siguientes.

Presión	Manómetros de carátula y manómetros tipo " U "
Temperatura	Termómetros, termopares y RTD's (resistant difference temperature)
Flujo.	Medidores de flujo

4.5.5.- CONDICIONES OPERATIVAS DURANTE LA PRUEBA DE RENDIMIENTO

Con la finalidad de reducir las correcciones a los resultados obtenidos, deberán de hacerse todos los esfuerzos posibles para mantener estables las condiciones de operación durante la toma de lecturas. Los intervalos de variación permitidos son los siguientes. (Norma ANSI / ASME PTC 6 F)

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| • Presión Vapor Principal | ± 0.25 % de la presión absoluta |
| • Temperatura Vapor Principal | ± 5.5  C |
| • Flujo Vapor Principal. | ± 0.10 % |
| • Presión Vapor escape Turbina. | ± 1.0 % de la presión absoluta. |
| • Potencia Eléctrica | ± 0.25 % |
| • Factor de Potencia Eléctrica | ± 1.0 % |
| • Velocidad del Rotor. | ± 0.25 % |

4.6.- VALORES DE OPERACIÓN DE LA UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CTVM

100 %

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 300 MW			
Vapor Principal	170.1	538	
Vapor Recalentado Caliente	39	537.8	
Vapor Recalentado Frio	42.08	350	
Agua de Repuesto		25	9300
Vapor extracción número 7	42.08	350	
Vapor extracción número 6	25	466.1	
Vapor extracción número 5	14.5	393	
Vapor extracción número 4	7.1	298.7	
Vapor extracción número 3	2.81	201	
Vapor extracción número 2	1.04	116.76	
Vapor extracción número 1	0.42	104.32	
Vapor entrada Cal 7	39.91	350	
Vapor entrada Cal 6	23.75	466.1	
Vapor entrada Cal 5	13.79	393	
Vapor entrada Deareador	6.8	298.7	
Vapor entrada Cal 3	2.64	201	
Vapor entrada Cal 2	1.0	116.06	
Vapor entrada Cal 1	0.40	103.83	
Vapor escape de la turbina	0.11524 absoluta	48.25	
Atemperacion al Sobrecalentador		164.1	115000
Atemperacion Recalentado Cal		164.1	50000
Condensado entrada Cal 1		50.5	
Condensado entrada Cal 2		70.85	
Condensado entrada Cal 3		98.25	
Condensado entrada Deareador		121	
Succión de la bomba de A. Alim		162	
Descarga de la bomba de A. Alim		164.1	
Agua de Alim. salida Cal 5		194.25	
Agua de Alim. salida Cal 6		222.25	
Agua de Alim. salida Cal 7		250	
Agua de Alim. Entrada Econom		250	803640
Dren Cal. num 7		230	
Dren Cal. num 6		199.25	
Dren Cal. num 5		172.4	
Dren Cal. num 3		104.2	
Dren Cal. num 2		78.3	
Dren Cal. num 1		60.21	
Eficiencia del Generador de Vapor		83.72	

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 225 MW			
Vapor Principal	170.1	538	
Vapor Recalentado Caliente	27.2	537.8	
Vapor Recalentado Frio	29.75	302	
Agua de Repuesto		25	7000
Vapor extracción número 7	29.75	302	
Vapor extracción número 6	17.5	468	
Vapor extracción número 5	10.62	394	
Vapor extracción número 4	5.05	294.8	
Vapor extracción número 3	1.9	201.4	
Vapor extracción número 2	0.8	112.36	
Vapor extracción número 1	0.3	101.26	
Vapor entrada Cal 7	27.5	302	
Vapor entrada Cal 6	16.68	468	
Vapor entrada Cal 5	10	394	
Vapor entrada Deaerador	4.8	294.8	
Vapor entrada Cal 3	1.75	201.4	
Vapor entrada Cal 2	0.78	111.97	
Vapor entrada Cal 1	0.27	100.45	
Vapor escape de la turbina	0.10757 absoluta	46.85	
Atemperación al Sobrecalentador		151.25	100000
Atemperación Recalentado Cal		151.25	10000
Condensado entrada Cal 1		48.74	
Condensado entrada Cal 2		64	
Condensado entrada Cal 3		89.2	
Condensado entrada Deaerador		110.4	
Succion de la bomba de A. Alim		149.15	
Descarga de la bomba de A. Alim		151.25	
Agua de Alim. salida Cal 5		179.25	
Agua de Alim. salida Cal 6		205	
Agua de Alim. salida Cal 7		231	
Agua de Alim. Entrada Econom.		231	561000
Dren Cal. num 7		213	
Dren Cal. num 6		184	
Dren Cal. num 5		160.1	
Dren Cal. num 3		96.2	
Dren Cal. num 2		71	
Dren Cal. num 1		57.4	
Eficiencia del Generador de Vapor		84.12	

50 %

VARIABLE	PRESIÓN manométrica Kg / cm ²	TEMPERATURA °C	FLUJO Kg / h
Carga 150 MW			
Vapor Pncipal	170.1	538	
Vapor Recalentado Caliente	17.5	537.8	
Vapor Recalentado Frio	19	267	
Agua de Repuesto		25	4600
Vapor extracción número 7	19	267	
Vapor extracción número 6	11.5	470	
Vapor extracción número 5	6.9	395	
Vapor extracción número 4	3.35	295.8	
Vapor extracción número 3	1.36	207.85	
Vapor extracción número 2	0.5	106.22	
Vapor extracción número 1	0.21	98.78	
Vapor entrada Cal 7	18.2	267	
Vapor entrada Cal 6	11	470	
Vapor entrada Cal 5	6.5	395	
Vapor entrada Deareador	3.15	295.8	
Vapor entrada Cal 3	1.3	207.85	
Vapor entrada Cal 2	0.5	106.22	
Vapor entrada Cal 1	0.2	98.49	
Vapor escape de la turbina	0.087153 absoluta	42.77	
Atemperacion al Sobrecalentador		137.2	103000
Atemperacion Recalentado Cal		137.2	0
Condensado entrada Cal 1		45	
Condensado entrada Cal 2		56.1	
Condensado entrada Cal 3		79	
Condensado entrada Deareador		98.2	
Succion de la bomba de A. Alim		136.2	
Descarga de la bomba de A. Alim		137.2	
Agua de Alim salida Cal 5		162	
Agua de Alim salida Cal 6		185.3	
Agua de Alim salida Cal 7		208.5	
Agua de Alim entrada Econom		208.5	331200
Dren Cal num. 7		191	
Dren Cal num. 6		168	
Dren Cal num. 5		145.4	
Dren Cal num. 3		86	
Dren Cal num. 2		63.5	
Dren Cal num. 1		53	
Eficiencia del Generador de Vapor		84.22	

4.7.- BALANCE DE ENERGÍA PARA EL CÁLCULO DEL CTU DE LA UNIDAD 4 DE LA CTVM.

La secuencia para calcular el Consumo Térmico Unitario depende principalmente del arreglo que tengan los equipos en la unidad; por tanto, en base al diagrama operativo del proceso mostrado en la figura del ciclo de la Unidad 4, y a la ecuación general de la energía (primera ley de la termodinámica), a continuación se realiza el balance de energía de los equipos para el cálculo del flujo de vapor de extracciones, vapor de escape de la turbina, flujo de agua de condensado y agua de alimentación. A partir del balance de energía se realizó un programa de computación (anexo 1) para el cálculo de dichos flujos y las entalpías necesarias para determinar el consumo térmico unitario a distintas cargas de operación, con los parámetros de temperatura y presión correspondientes

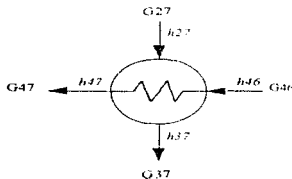
Nomenclatura utilizada para el balance de energía:

G_{xy} = flujo de agua o vapor (Kg / s)

h = entalpia (KJ / Kg)

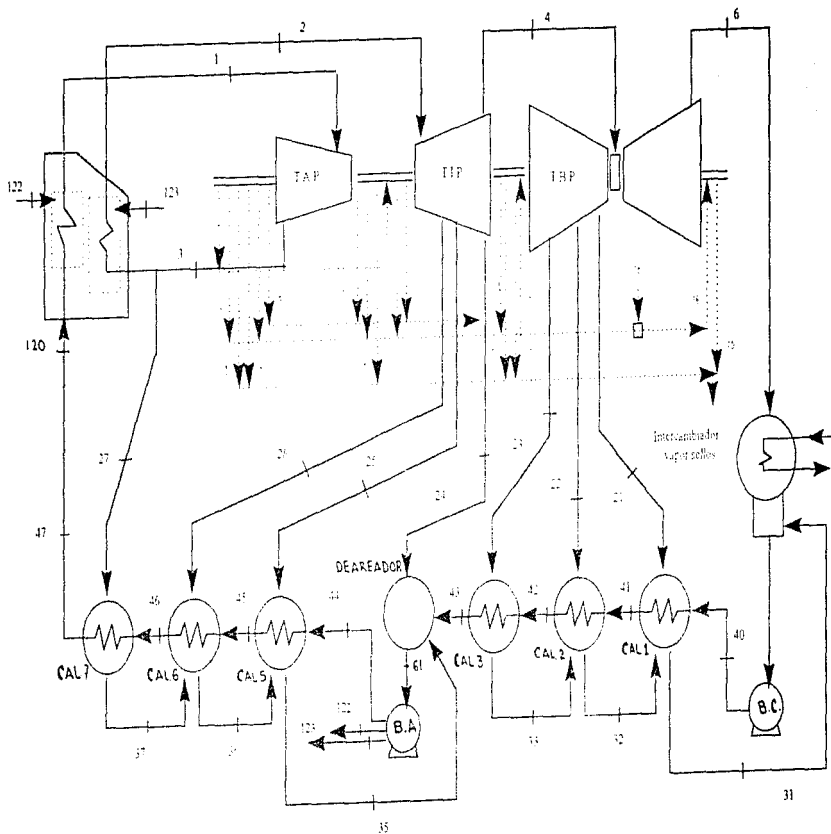
- donde
- $x = 2$ vapor entrada al calentador
 - $x = 3$ dren del calentador
 - $x = 4$ agua entrada al calentador
 - y indica el calentador al cual se refiere.

Calentador Número 7



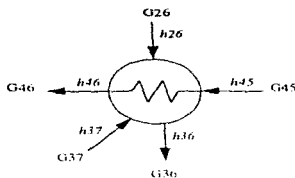
$$G_{27} (h_{27} - h_{37}) = G_{47} (h_{47} - h_{46})$$

$$G_{27} = G_{47} ((h_{47} - h_{46}) / (h_{27} - h_{37})) \dots\dots\dots 1$$



UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA VALLE DE MEXICO

Calentador Número 6



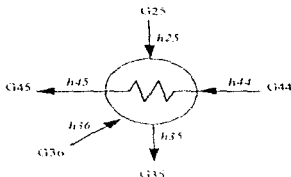
$$G26 (h26 - h36) + G37 (h37 - h36) = G46 (h46 - h45)$$

$$G26 = G46 ((h46 - h45) / (h26 - h36)) - G37 ((h37 - h36) / (h26 - h36))$$

como $G46 = G47$; $G37 = G27$

$$G26 = G47 ((h46 - h45) / (h26 - h36)) - G27 ((h37 - h36) / (h26 - h36)) \dots\dots\dots 2$$

Calentador Número 5



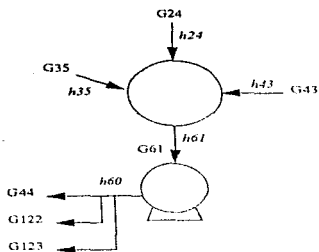
$$G25 (h25 - h35) + G36 (h36 - h35) = G45 (h45 - h44)$$

$$G25 = G45 ((h45 - h44) / (h25 - h35)) - G36 ((h36 - h35) / (h25 - h35))$$

como $G45 = G47$; $G36 = G27 + G26$

$$G25 = G47 ((h45 - h44) / (h25 - h35)) - (G27 + G26) ((h36 - h35) / (h25 - h35)) \dots\dots\dots 3$$

Desareador



deareador

$$G43 + G35 + G24 = G44 + G123 + G122 \dots\dots\dots A$$

$$G43h43 + G35h35 + G24h24 = G44h44 + G123h123 + G122h122 \dots\dots\dots B$$

como $h44 = h123 = h122 = (h61 + 10.4)$

$$G43h43 + G35h35 + G24h24 = (G44 + G123 + G122) (h61 + 10.4) \dots\dots\dots C$$

despejando $G43$ de A:

$$G43 = G44 + G123 + G122 - G35 - G24 \dots\dots\dots D$$

Sustituyendo D en C:

$$(G44 + G123 + G122 - G35 - G24)h43 + G35h35 + G24h24 = (G44 + G123 + G122) (h61)$$

despejando $G24$

$$G24h24 = (G44 + G123 + G122)(h61) - G35h35 - (G44 + G123 + G122 - G35 - G24) h43$$

$$G24 (h24 - h43) = G44 (h61 - h43) + G123 (h61 - h43) + G122 (h61 - h43) + G35 (h43 - h35)$$

como: $G44 = G47$, $G35 = G27 + G26 + G25$

$$G24 = ((G47 + G123 + G122)(h61 - h43) + (G27 + G26 + G25)(h43 - h35)) / (h24 - h43) \dots\dots\dots 4$$

De la ecuación D tenemos el flujo de condensado $G43$

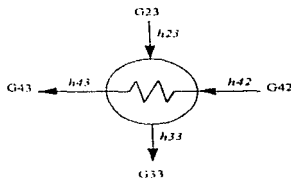
- como :
- $G44$ = $G47$ agua de alimentación
 - $G123$ atemperación de recalentado
 - $G122$ atemperación

$G_{35} = G_{27} + G_{26} + G_{25}$
 donde:

G_{27}	vapor extracción	7
G_{26}	vapor extracción	6
G_{25}	vapor extracción	5
G_{24}	vapor extracción	4

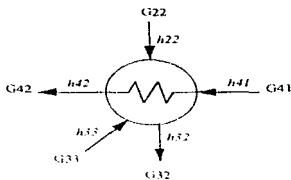
$G_{43} = G_{47} + G_{123} + G_{122} - G_{27} - G_{26} - G_{25} - G_{24}$ 5

Calentador Número 3



$G_{23} (h_{23} - h_{33}) = G_{43} (h_{43} + h_{42})$
 $G_{23} = G_{43} ((h_{43} - h_{42}) / (h_{23} - h_{33}))$ 6

Calentador Número 2

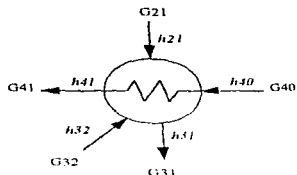


$G_{22} (h_{22} - h_{32}) + G_{33} (h_{33} - h_{32}) = G_{41} (h_{42} - h_{41})$
 $G_{22} = (G_{42} (h_{42} - h_{41}) - G_{33} (h_{33} - h_{32})) / (h_{22} - h_{32})$

como: $G_{42} = G_{43}$; $G_{33} = G_{23}$

$G_{22} = (G_{43} (h_{42} - h_{41}) - G_{23} (h_{33} - h_{32})) / (h_{22} - h_{32})$ 7

Calentador Número 1



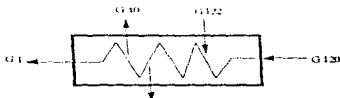
$$G21 (h21 - h31) + G32 (h32 - h31) = G41 (h41 - h40)$$

$$G21 = (G41 (h41 - h40) - G32 (h32 - h31)) / (h21 - h31)$$

como: $G41 = G43$; $G32 = G23 + G22$

$$G21 = (G43 (h41 - h46) - (G23 + G22) (h32 - h31)) / (h21 - h31) \dots\dots\dots 8$$

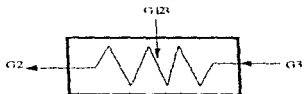
Sobrecalentador:



$$G1 + G40 + G9 = G120 + G122$$

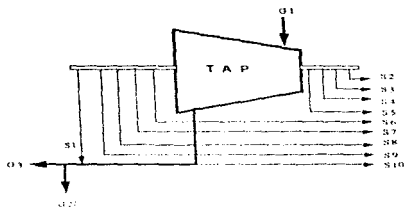
$$G1 = G120 + G122 - G40 - G9 \dots\dots\dots 9$$

Recalentado Caliente:



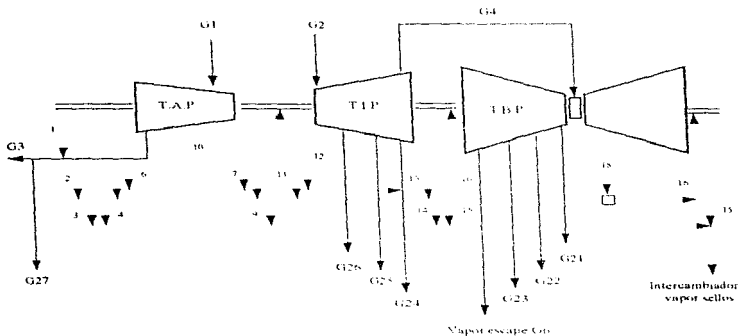
$$G2 = G3 + G123 \dots\dots\dots 10$$

Recalentado Frío:



$$G3 = G1 - G27 - GS2 + GS3 + GS4 + GS5 + GS6 + GS7 + GS8 + GS9 + GS10 \dots\dots\dots 11$$

Vapor de Escape:



$$G6 = G2 - (G21 + G22 + G23 + G24 + G25 + G26) + (GS2 + GS5 + GS6 + GS7 + GS8 + GS10 - GS11 - GS14 + GS18 - 2GS15)$$

$$G6 = G2 - (G21 + G22 + G23 + G24 + G25 + G26) + SEL2 + SEL5 + SEL6 + SEL7 + SEL8 + SEL10 - SEL11 - SEL14 - SEL18 - 2(SEL15) \dots\dots\dots 12$$

CONSUMO TÉRMICO UNITARIO:

$$CTU1 = G1 (h1 - h120) + G2 (h2 - h3) + G9 (h1 - h120) + G122 (h120 - h44) + G123 (h3 - h44) + (G120 + G122 + G123) (h44 - h61) - G40 (h120 - h40)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre la potencia eléctrica de la Unidad en KW

$$CTU = CTU1 / 300\ 000 \text{ (Kcal / KWh)}$$

El consumo térmico unitario y el régimen térmico diseño y prueba, obtenidos a través del programa de computación (anexo 1), con los valores correspondientes mostrados en las tablas de los valores de operación y diseño de la unidad 4, son los siguientes.

100 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Térmico Unitario	2056.32	2125.60	+ 3.369
Eficiencia del generador de vapor	84.89*	83.72*	---
Régimen Térmico	2422.334	2538.93	+ 4.813

75 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Térmico Unitario	2004.64	2069.03	+ 3.2120
Eficiencia del generador de vapor	85.20*	84.12*	---
Régimen Térmico	2352.86	2459.61	+ 4.537

50 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Térmico Unitario	2076.60	2133.46	+ 2.736
Eficiencia del generador de vapor	85.52*	84.22*	---
Régimen Térmico	2428.20	2533.19	+4.323

* NOTA:

Para determinar el régimen térmico de la unidad consideramos las eficiencias de diseño y de operación del generador de vapor, las reportadas por el departamento de Analisis y Resultados de la CTVM

CAPITULO 5
ANÁLISIS DE RESULTADOS



5.1.- TABLAS COMPARATIVAS DE LOS VALORES DE DISEÑO Y OPERACIÓN A 100,75 Y 50 % DE CARGA DE CAPACIDAD:

Con los datos de presión y temperatura de diseño de la unidad, mostrados en el capítulo 3 y los datos de presión y temperatura de operación mostrados en el capítulo 4; a continuación se muestran las variaciones que existen entre estos parámetros, así como también la diferencia entre los flujos obtenidos mediante los balances de energía de la unidad (programa de computación, anexo 1) para las cargas de 100, 75 y 50% de capacidad.

100 %

PRESION manométrica (kg / cm²)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF
Vapor Principal	168.74	170.1	0.81
Vapor Recalentado Frio	43.45	42.08	-3.15
Vapor Recalentado Caliente	39.84	39	-2.11
Extracción Cal. 1	0.43	0.42	-2.33
Extracción Cal. 2	1.20	1.04	-13.33
Extracción Cal. 3	2.49	2.81	12.85
Extracción Deaerador	7.24	7.1	-1.93
Extracción Cal. 5	14.27	14.5	1.61
Extracción Cal. 6	25.21	25	-0.83
Extracción Cal. 7	43.45	42.08	-3.15
Vapor entrada Cal. 1	0.41	0.40	-2.44
Vapor entrada Cal. 2	1.14	1.0	-12.28
Vapor entrada Cal. 3	2.36	2.64	11.86
Vapor entrada Deaerador	6.88	6.8	-1.16
Vapor entrada Cal. 5	13.56	13.79	1.69
Vapor entrada Cal. 6	23.45	23.75	1.27
Vapor entrada Cal. 7	41.28	39.91	-3.32
Vapor escape turbina	0.07759 abs	0.11524 abs	48.52

TEMPERATURA (°C)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACION	% DIF
Vapor Principal	537.8	538	0.03
Vapor Recalentado frio	343.17	350	1.99
Vapor recalentado Caliente	537.8	537.8	0
Extracción Cal. 1	104.56	104.32	-0.23
Extracción Cal. 2	119.27	116.76	-2.11
Extracción Cal. 3	189.11	201	6.28
Extracción Deaerador	301.95	298.7	-1.07
Extracción Cal. 5	387.92	393	1.31
Extracción Cal. 6	468.56	466.1	-0.53
Extracción Cal. 7	343.17	350	1.99
Vapor entrada Cal. 1	104.07	103.83	-0.23

Vapor entrada Cal 2	118.29	116.06	-1.88
Vapor entrada Cal 3	189.11	201	6.28
Vapor entrada Deareador	301.95	298.7	-1.08
Vapor entrada Cal 5	387.92	393	1.31
Vapor entrada Cal 6	468.56	466.1	-0.53
Vapor entrada Cal 7	343.17	350	1.99
Vapor escape turbina	40.56	48.25	18.95
Cond. Entr. Cal. 1	41.06	50.5	22.99
Cond. Entr. Cal. 2	73.06	78.85	7.92
Cond. Entr. Cal. 3	99.94	98.25	-1.69
Cond. Entr. Deareador	122.17	121	-0.96
Succión Bomba A. Alim	163.44	162	-0.88
Agua Alim. Entr. Cal. 5	166.5	164.1	-1.44
Agua Alim. Entr. Cal. 6	192.67	194.25	0.82
Agua Alim. Entr. Cal. 7	220.67	222.25	0.71
Agua Alim. Entr. Econom	252.17	250	-0.86
Dren Cal. 1	47.61	60.21	-28.46
Dren Cal. 2	78.61	78.3	-0.39
Dren Cal. 3	105.5	104.2	-1.23
Dren Cal. 5	172.07	172.4	0.19
Dren Cal. 6	198.22	199.25	0.52
Dren Cal. 7	226.22	230	1.67

FLUJO (Ton / hr)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Sobrecalentado	890.99	908.66	1.98
Vapor recalentado Frio	834.211	858.628	2.92
Vapor recalentado Caliente	869.941	908.628	4.44
Extracción Cal 1	37.739	25.705	-31.88
Extracción Cal 2	34.765	37.007	6.44
Extracción Cal 3	29.766	31.327	5.24
Extracción Deareador	54.699	56.244	2.82
Extracción Cal. 5	32.753	38.530	17.63
Extracción Cal. 6	37.214	37.598	1.03
Extracción Cal. 7	56.754	50.008	-11.88
Agua de Condensado	754.978	786.258	4.14
Agua de Alimentación	801.960	803.640	0.20
Agua de Repuesto	9.0	9.3	3.33
Vapor de Escape	643.026	682.236	6.09
Atemperación Sobrecal	98.710	115.0	16.50
Atemperación Recalentado	35.730	50.0	39.93

75 %

PRESIÓN manométrica (Kg/cm²)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Principal	168.74	170.1	0.80
Vapor Recalentado Frio	30.48	29.75	-2.39
Vapor Recalentado Caliente	27.95	27.2	-2.68
Extracción Cal. 1	0.31	0.30	-3.22
Extracción Cal. 2	0.85	0.80	-5.88
Extracción Cal. 3	1.77	1.90	7.34
Extracción Deareador	5.13	5.05	-1.55
Extracción Cal. 5	10.09	10.62	5.25
Extracción Cal. 6	17.75	17.50	-1.40
Extracción Cal. 7	30.48	29.75	-2.39
Vapor entrada Cal. 1	0.29	0.27	6.89
Vapor entrada Cal. 2	0.81	0.78	-3.70
Vapor entrada Cal. 3	1.69	1.75	3.55
Vapor entrada Deareador	4.88	4.80	-1.63
Vapor entrada Cal. 5	9.58	10.0	4.38
Vapor entrada Cal. 6	16.87	16.68	-1.12
Vapor entrada Cal. 7	28.95	27.5	-5.00
Vapor escape turbina	0.077598 abs	0.107576 abs	42.50

TEMPERATURA (°C)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Principal	537.8	538	0.03
Vapor Recalentado Frio	298.22	302	1.26
Vapor recalentado Caliente	537.8	537.8	0
Extracción Cal. 1	101.53	101.26	-0.26
Extracción Cal. 2	113.32	112.36	-0.84
Extracción Cal. 3	190.17	201.40	5.90
Extracción Deareador	297.72	294.80	-0.98
Extracción Cal. 5	389.27	394	1.21
Extracción Cal. 6	469.28	468	-0.27
Extracción Cal. 7	298.22	302	1.26
Vapor entrada Cal. 1	100.99	100.45	-0.56
Vapor entrada Cal. 2	112.52	111.97	-0.48
Vapor entrada Cal. 3	190.17	201.40	5.90
Vapor entrada Deareador	297.72	294.80	-0.98
Vapor entrada Cal. 5	389.27	394	1.21
Vapor entrada Cal. 6	469.28	468	-0.27
Vapor entrada Cal. 7	298.22	302	1.26
Vapor escape turbina	40.56	46.85	15.50
Cond. Entr. Cal. 1	41.06	48.74	14.84
Cond. Entr. Cal. 2	65.50	64	-2.29

Cond. Entr. Cal. 3	90.50	89.20	-1.43
Cond. Entr. Deareador	111.50	110.40	-0.98
Succión Bomba A. Alim	150.22	149.15	-0.71
Agua Alim. Entr. Cal. 5	153.17	151.25	-1.25
Agua Alim. Entr. Cal. 6	177.17	179.25	1.17
Agua Alim. Entr. Cal. 7	202.94	205	1.01
Agua Alim. Entr. Econom.	251.94	231	-8.01
Dren Cal. 1	48	57.4	19.58
Dren Cal. 2	71.08	71	-0.11
Dren Cal. 3	96.06	96.20	0.14
Dren Cal. 5	158.72	160.1	0.86
Dren Cal. 6	182.72	184	0.70
Dren Cal. 7	208.5	213	2.15

Flujo (l/m²/h)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Sobrecalentado	634.090	653.320	3.03
Vapor recalentado Frio	598.909	621.238	3.72
Vapor recalentado Caliente	598.909	631.238	5.39
Extracción Cal. 1	19.151	13.658	-28.68
Extracción Cal. 2	22.550	23.781	5.45
Extracción Cal. 3	19.245	20.229	5.11
Extracción Deareador	35.023	36.488	4.18
Extracción Cal. 5	20.248	24.471	20.85
Extracción Cal. 6	22.730	23.105	1.65
Extracción Cal. 7	35.163	32.063	-8.81
Agua de Condensado	528.035	554.872	5.08
Agua de Alimentación	553.650	561.000	1.32
Agua de Repuesto	6.430	7.000	8.86
Vapor de Escape	460.079	489.522	6.40
Atemperación Sobrecal.	87.550	100.0	14.22
Atemperación Recalentado	0	10.0	-

50%

Presión manométrica (Kg/cm²)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Principal	168.74	170.1	0.80
Vapor Recalentado Frio	20.14	19	-5.66
Vapor Recalentado Caliente	18.47	17.5	-5.25
Extracción Cal. 1	0.21	0.21	0
Extracción Cal. 2	0.57	0.50	-12.28
Extracción Cal. 3	1.20	1.36	13.33
Extracción Deareador	3.46	3.35	-3.17
Extracción Cal. 5	6.75	6.90	2.22

Extracción Cal. 6	11.81	11.5	-2.62
Extracción Cal. 7	20.14	19	5.66
Vapor entrada Cal 1	0.20	0.20	0
Vapor entrada Cal 2	0.54	0.50	-7.40
Vapor entrada Cal 3	1.15	1.30	13.04
Vapor entrada Deareador	3.29	3.15	-4.25
Vapor entrada Cal 5	6.42	6.50	1.24
Vapor entrada Cal 6	11.21	11	-1.87
Vapor entrada Cal 7	19.14	18.20	-4.91
Vapor escape turbina	0.07759 abs	0.08715 abs	12.32

TEMPERATURA (°C)

VARIABLE	DISENO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Principal	537.8	538	0.03
Vapor Recalentado frio	265.17	267	0.69
Vapor recalentado Caliente	537.8	537.8	0
Extracción Cal. 1	98.78	98.78	0
Extracción Cal. 2	107.58	106.22	-1.26
Extracción Cal. 3	195.83	207.85	6.13
Extracción Deareador	297.30	295.80	-0.50
Extracción Cal. 5	392.83	395	0.55
Extracción Cal. 6	471.06	470	-0.22
Extracción Cal. 7	265.17	267	0.69
Vapor entrada Cal. 1	98.49	98.49	0
Vapor entrada Cal. 2	106.90	106.22	-0.63
Vapor entrada Cal. 3	195.83	207.85	6.15
Vapor entrada Deareador	297.30	295.80	-0.50
Vapor entrada Cal. 5	392.83	395	0.55
Vapor entrada Cal. 6	471.06	470	-0.22
Vapor entrada Cal. 7	265.17	267	0.69
Vapor escape turbina	40.56	42.77	5.44
Cond. Entr. Cal. 1	41.06	45	9.91
Cond. Entr. Cal. 2	57.22	56.10	-1.95
Cond. Entr. Cal. 3	80.22	79	-1.52
Cond. Entr. Deareador	100.11	98.20	1.90
Succión Bomba A. Alm.	136	135.20	-0.58
Agua Alm. Entr. Cal. 5	139.56	137.20	-1.69
Agua Alm. Entr. Cal. 6	160.67	162	0.82
Agua Alm. Entr. Cal. 7	184.06	185.30	0.67
Agua Alm. Entr. Econom.	210.28	208.50	-0.84
Dren Cal. 1	48.67	53	8.89
Dren Cal. 2	62.78	63.50	1.14
Dren Cal. 3	85.78	86	0.25
Dren Cal. 5	145.11	145.40	0.20
Dren Cal. 6	166.22	168	1.07
Dren Cal. 7	189.61	191	0.73

FLUJO (Ton / hr)

VARIABLE	DISEÑO	OPERACIÓN	% DIF.
Vapor Sobrecalentado	412 060	428 920	4.09
Vapor recalentado Frio	394.040	412 745	4.74
Vapor recalentado Caliente	394.040	412 745	4.74
Extracción Cal 1	9.335	6 626	-29.02
Extracción Cal 2	13 755	14 372	4.48
Extracción Cal 3	11,973	11 941	-0.26
Extracción Dearedor	21,263	22 804	7.24
Extracción Cal. 5	10,265	12 408	20.87
Extracción Cal. 6	11,704	11 981	2.36
Extracción Cal. 7	18 008	16,163	-10.24
Agua de Condensado	355 679	370 843	4.26
Agua de Alimentación	326 170	331 200	1.54
Agua de Repuesto	4 180	4 600	10.04
Vapor de Escape	315.755	332 623	5.34
Atemperación Sobrecal	90 750	103.0	13.49
Atemperación Recalentado	0	0	0

Como se observa en las tablas anteriores, los flujos de vapor principal, recalentado caliente y vapor de escape de la turbina de las condiciones de operación de la unidad, son mayores con respecto a los de diseño, lo cual indica que la turbina consume mas vapor para generar la potencia demandada a la unidad. Dichos incrementos en los flujos de vapor de las condiciones de operación con respecto a las de diseño, se ven reflejados en el incremento de los flujos de las extracciones de vapor y en los flujos de agua de alimentación, condensado y atemperación

Se observa un notable incremento de la presión absoluta en el interior del condensador. Dicho incremento representa una pérdida de presión de vacío, y por lo tanto, una disminución de la potencia desarrollada por la etapa de baja presión de la turbina, reduciendo así la eficiencia de la unidad

Con respecto a los calentadores de agua de alimentación y condensado, las mayores desviaciones se presentan en los calentadores 1, 2, 3 y 7 en los cuales se encuentran variaciones significantes de presión y temperatura, además de mayores flujos de vapor de extracción en el 2 y 3, y un menor en los calentadores 1 y 7. Lo anterior indica la posibilidad que exista una mala transferencia de calor en el interior del calentador, debido a la reducción de las zonas de transferencia de calor originado por un alto nivel de agua

Los resultados obtenidos mediante el balance energetico (1a ley), para las condiciones de diseño y de operación de la unidad a 100, 75 y 50 % de capacidad son los siguientes:

ANÁLISIS ENERGÉTICO

ENERGÍA DEL VAPOR (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Sobrecalentador	590147.52	615401.66	430747.49	461418.33	295090.83	302348.89
Recalentador	139690.88	155445.71	44982.32	104112.19	72016.36	74536.43
TOTAL	729846.39	770087.36	519729.81	565530.52	367107.19	376884.42

TRABAJO TURBINA (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Turbina de alta presión	80793.17	77799.09	72316.03	69748.9	56253.72	53953.72
Turbina de intermedia	107559.45	115801.60	74765.72	79714	51435.62	54886.96
Turbina de baja presión	134857.59	130719.31	94773.26	93412.1	53485.66	52942.32
TOTAL	323210.21	324320	241855.01	242875	161175	161783
Potencia neta	300000	300000	225000	225000	150000	150000

TRABAJO BOMBAS (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Bomba de agua condens.	830	1340.45	772.04	1225.17	541.57	938.67
Bomba de agua alimen.	3079.50	3730.10	2834.12	3297.2	2071.12	2282.01
TOTAL	3909.56	5070.55	3606.16	4522.37	2612.69	3220.68

CALOR DISIPADO POR EL CICLO (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Condensador	429846.39	470087.36	294729.81	340530.52	217107.15	226884.42

EFICIENCIAS

EFICIENCIA TURBINA (%)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Turbina de alta presión	88.10	84.49	88.10	85.21	88.10	84.30
Turbina de intermedia	90.15	88.15	90.15	89.27	90.15	88.42
Turbina de baja presión	87.22	84.75	87.22	85.18	87.22	86.28

EFICIENCIA BOMBAS (%)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Bomba de agua de alimentación	85.0	83.12	85.0	84.29	85.0	84.33
Bomba de agua de condensado	84.50	83.40	84.5	84.17	84.5	84.20

EFICIENCIAS DEL CICLO (%)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Potencia neta (KW)	300000	300000	225000	225000	150000	150000
Ciclo termodinámico	44.30	42.10	44.50	42.90	43.90	42.90
Salida del generador eléctrico	41.10	39.90	41.30	39.60	40.86	39.70
Eficiencia del generador de vapor	84.89	83.72	85.20	84.10	85.52	84.22

Eficiencia global de la planta	34.88	33.40	35.18	33.47	34.94	33.43
CTU (Kcal / KW h)	2056.32	2125.60	2004.64	2069.03	2076.60	2133.46
Rendimiento Térmico (Kcal / KW h)	2422.334	2558.93	2352.86	2459.61	2428.20	2533.19

CONSUMO DE COMBUSTIBLE (kg/s):

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Consumo de gas natural	6.0773	6.5020	4.3119	4.7533	3.0343	3.1632

Gas natural:

PCS = 9256 (Kcal / m³)*

PCI = 8276 (Kcal / m³)*

densidad = 0.698 (kg / m³)*

(D) = Diseño

(O) = Operación

* datos reportados en el prontuario de la Central Termoeléctrica Valle de México

5.2.- ANÁLISIS DEL CONSUMO TÉRMICO UNITARIO

Para que una prueba de comportamiento de la unidad sea representativa, los valores de CTU obtenidos con las condiciones de operación deben de compararse con los valores de diseño. Para poder hacer esta comparación es necesario convertir dichos valores a las condiciones base de diseño y así poder evaluar el comportamiento de la unidad.

El consumo termico unitario de diseño y prueba obtenidos a través del balance energético de la unidad son los siguientes.

100 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Termico Unitario	2056.37	2125.60	+ 3.36

75 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Termico Unitario	2004.64	2059.63	+ 4.50

50 %

	Diseño (Kcal / KWh)	Operación (Kcal / KWh)	% de diferencia
Consumo Termico Unitario	2076.60	2163.46	+ 4.18

De acuerdo a las especificaciones de ANSI / ASME PTC 6.1, los parámetros de operación mas representativos a los cuales se les aplica corrección son los siguientes:

- 1.- Caída de presión en el recalentador
- 2.- Temperatura de vapor recalentado caliente
- 3.- Presión de vapor sobrecalentado
- 4.- Temperatura de vapor sobrecalentado
- 5.- Atemperación vapor sobrecalentado
- 6.- Atemperación vapor recalentado
- 7.- Vacío condensador.
- 8.- Flujo de agua de repuesto al ciclo.
- 9.- Agua de entrada al economizador

De los resultados obtenidos con los parámetros de operación de diseño y prueba de la unidad a 100, 75 y 50 % de capacidad, y empleando las curvas de corrección del

fabricante del Turbogenerador "Brown Boveri" (Anexo 2), se obtienen las siguientes desviaciones del Consumo Térmico Unitario de las condiciones de operación con respecto a las de diseño para cada una de las cargas analizadas:

1.- DESVIACIÓN EN LA PRESIÓN DEL VAPOR SOBRECALENTADO (VSC)

Patm = 590 mm Hg
= 0.80 Kg / cm²

a) **100 % (300 MW)**

Presión VSC real:	170.88	Kg / cm ² (abs)
	2430.42	psia
CTU Diseño:	2056.32	Kcal / KWh
CTU Real:	2125.60	Kcal / KWh
Decremento al CTU Diseño:	0.06	%
Desviación de energía:	- 1.2337	Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Presión VSC Real:	170.88	Kg / cm ² (abs)
	2430.42	psia
CTU Diseño:	2004.69	Kcal / KWh
CTU Real:	2095.03	Kcal / KWh
Decremento al CTU Diseño:	0.06	%
Desviación de energía:	- 1.2028	Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Presión VSC Real:	170.88	Kg / cm ² (abs)
	2430.42	psia
CTU Diseño:	2076.60	Kcal / KWh
CTU Real:	2163.46	Kcal / KWh
Decremento al CTU Diseño:	0.06	%
Desviación de energía:	- 1.2456	Kcal / KWh

2.- DESVIACIÓN EN LA TEMPERATURA DEL VAPOR SOBRECALENTADO

a) **100 % (300 MW)**

Temperatura VSC Diseño:	537.8 °C
	1000.0 °F
Temperatura VSC Real:	538.0 °C
	1000.4 °F
Decremento al CTU Diseño:	0.02 %
Desviación de energía:	- 0.4112 Kcal / KWh

b) 75 % (225 MW)

Temperatura VSC Diseño:	537.8 °C
	1000.0 °F
Temperatura VSC Real:	538.0 °C
	1000.4 °F
Decremento al CTU Diseño:	0.02 %
Desviación de energía	- 0.4000 Kcal / KWh

c) 50 % (150 MW)

Temperatura VSC Diseño	537.8 °C
	1000.0 °F
Temperatura VSC Real:	538.0 °C
	1000.4 °F
Decremento al CTU Diseño:	0.02 %
Desviación de energía	- 0.4153 Kcal / KWh

3.- CAIDA DE PRESIÓN EN EL RECALENTADOR (VRC)

a) 100 % (300 MW)

Presión VRC caliente Real :	39.78 Kg / cm ²
Presión VRC frío Real:	42.86 Kg / cm ²
Porcentaje de caída de presión:	7.186 %
Decremento al CTU Diseño	0.28 %
Desviación de energía.	- 5.757 Kcal / KWh

b) 75 % (225 MW)

Presión VRC caliente Real :	27.98 Kg / cm ²
Presión VRC frío Real:	30.53 Kg / cm ²
Porcentaje de caída de presión:	8.352 %
Decremento al CTU Diseño:	0.19 %
Desviación de energía	- 3.8089 Kcal / KWh

c) 50 % (150 MW)

Presión VRC caliente Real :	18.28 Kg / cm ²
Presión VRC frío Real:	19.78 Kg / cm ²
Porcentaje de caída de presión:	7.5834 %
Decremento al CTU Diseño.	0.25 %
Desviación de energía:	- 5.1915 Kcal / KWh

4.- DESVIACIÓN A LA TEMPERATURA DE VAPOR RECALENTADO

a) **100 % (300 MW)**

Temperatura VRC caliente Real	537.8 °C 1000 °F
Incremento al CTU Diseño	0.0 %
Desviación de energía	0.0 Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Temperatura VRC caliente Real	537.80 °C 1000 °F
Incremento al CTU Diseño	0.0 %
Desviación de energía	0.0 Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Temperatura VRC caliente Real	537.80 °C 1000 °F
Incremento al CTU Diseño	0.0 %
Desviación de energía	0.0 Kcal / KWh

5.- DESVIACIÓN AL VACÍO EN EL CONDENSADOR

a) **100 % (300 MW)**

Presión vacío Diseño	2.252 in Hg (vac)
Presión vacío Real:	3.3444 in Hg (vac)
Incremento al CTU Diseño:	2.40 %
Desviación de energía	+ 49.35 Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Presión vacío Diseño.	2.252 in Hg (vac)
Presión vacío Real:	3.1220 in Hg (vac)
Incremento al CTU Diseño:	2.30 %
Desviación de energía	+ 48.1856 Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Presión vacío Diseño:	2.252 in Hg (vac)
Presión vacío Real:	2.5293 in Hg (vac)
Incremento al CTU Diseño.	1.20 %
Desviación de energía	+ 25.960 Kcal / KWh

6.- DESVIACIÓN AL FLUJO DE AGUA DE ATEMPERACIÓN (VSC)

a) **100 % (300 MW)**

Flujo Atemperación VSC Diseño (Watd):	98 710 Kg / h
Flujo Atemperación VSC Real (Watr):	115 000 Kg / h
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	890 990 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	1.828
Incremento al CTU Diseño.	0.08 %
Desviación de energía.	+ 1.645 Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Flujo Atemperación VSC Diseño (Watd):	87 550 Kg / h
Flujo Atemperación VSC Real (Watr):	100 000 Kg / h
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	634 090 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	1.9634
Incremento al CTU Diseño.	0.078 %
Desviación de energía.	+ 1.563 Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Flujo Atemperación VSC Diseño (Watd):	90 750 Kg / h
Flujo Atemperación VSC Real (Watr):	103 000 Kg / h
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	412 060 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	2.97
Incremento al CTU Diseño.	0.12 %
Desviación de energía.	+ 2.491 Kcal / KWh

7.- DESVIACIÓN AL FLUJO DE AGUA DE ATEMPERACIÓN (VRH)

a) **100 % (300 MW)**

Flujo de Atemperación VRC Diseño (Watd)	35 730 Kg / h
Flujo de Atemperación VRC Real (Watr):	50 000 Kg / h
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	890 990 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	1.60
Incremento al CTU Diseño.	0.30 %
Desviación de energía.	+ 6.1689 Kcal / KWh

b) 75 % (225 MW)

Flujo Atemperación VSC Diseño (Watd):	0
Flujo Atemperación VSC Real (Watr):	10 000 Kg / h
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	653 320 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	1.53
Incremento al CTU Diseño:	0.30 %
Desviación de energía:	+ 6.0141 Kcal / KWh

c) 50 % (150 MW)

Flujo Atemperación VSC Diseño (Watd):	0
Flujo Atemperación VSC Real (Watr):	0
Flujo de Vapor Principal Diseño (Wprinc):	412 060 Kg / h
$\% = 100 \times ((\text{Watr} - \text{Watd}) / \text{Wprinc})$	
$\% =$	0
Incremento al CTU Diseño:	0
Desviación de energía:	0

8- DESVIACIÓN AL FLUJO DE AGUA DE REPUESTO

a) 100 % (300 MW)

Flujo de agua de repuesto Real:	9 300 Kg / h
m3 / h de corrección	9.30
incremento al CTU Diseño	0.075 %
desviación de energía	+ 1.542 Kcal / KWh

b) 75 % (225 MW)

Flujo de agua de repuesto Real:	7 000 Kg / h
m3 / h de corrección	7.00
incremento al CTU Diseño	0.020 %
desviación de energía	+ 0.4013 Kcal / KWh

c) 50 % (150 MW)

Flujo de agua de repuesto Real:	4 600 Kg / h
m3 / h de corrección	4.60
incremento al CTU Diseño	0.025 %
desviación de energía	+ 0.5193 Kcal / KWh

9.- DESVIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN
ENTRADA AL ECONOMIZADOR

a) **100 % (300 MW)**

Temperatura agua de alimentación real:	250 °C
Incremento al CTU diseño	0.086 %
Desviación de energía	+ 1.645 Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Temperatura agua de alimentación real:	231.0 °C
Incremento al CTU diseño	0.020 %
Desviación de energía	+ 0.4030 Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Temperatura agua de alimentación real:	208.50 °C
Incremento al CTU diseño	0.07 %
Desviación de energía	+ 1.453 Kcal / KWh

SUMATORIA DE DESVIACIONES

Consumo Total Explicado (CTE) = CTU diseño + Sum. desviaciones

Consumo Térmico Inexplicado (CTI) = CTU prueba - CTE

a) **100 % (300 MW)**

Sum desviaciones =	52.950	Kcal / KWh
CTE =	2109.271	Kcal / KWh
CTU prueba =	2125.605	Kcal / KWh
CTI =	16.334	Kcal / KWh

b) **75 % (225 MW)**

Sum desviaciones =	51.1509	Kcal / KWh
CTE =	2055.84	Kcal / KWh
CTU Prueba =	2095.030	Kcal / KWh
CTI =	39.180	Kcal / KWh

c) **50 % (150 MW)**

Sum desviaciones =	1823.5631	Kcal / KWh
CTE =	2100.1631	Kcal / KWh
CTU prueba =	2163.46	Kcal / KWh
CTI =	63.2969	Kcal / KWh

En base a los resultados obtenidos mediante el análisis de las desviaciones de los parámetros de operación con las curvas de corrección proporcionadas por el fabricante (BROWN BOVERI) de la turbina, se observa que las mayores desviaciones al Consumo Térmico Unitario de diseño se presentan en:

- *Presión de Vacío en el Condensador*
- *Temperatura Vapor Recalentado*
- *Flujo de Agua de Atemperación Vapor sobrecalentado*

presentándose la mayor desviación de energía en el condensador a causa de la pérdida de presión de vacío. Lo anterior ocasiona que la temperatura de saturación correspondiente a la presión del condensador de las condiciones de operación, sea mayor a la correspondiente a la de diseño, originando un incremento en la temperatura del agua de condensado a la entrada del calentador 1.

Una de las causas de la pérdida de presión de vacío del condensador es el exceso de agua en el ciclo, ya que como se observa en los resultados anteriores, la desviación de energía se incrementa al aumentar el flujo de vapor requerido.

Las conclusiones obtenidas con este tipo de análisis permite conocer los parámetros más importantes que producen un incremento en el consumo de energía de la unidad, sin embargo, no indican la cantidad de capacidad de producir trabajo que se destruye en los equipos, y que pudiera aprovecharse para aumentar la eficiencia de la unidad.

El siguiente inciso muestra uno de los balances más útiles para determinar el potencial de ahorro de energía y se denomina "análisis exergético"

5.3.- ANÁLISIS EXERGÉTICO

Este tipo de análisis consiste en hacer un balance de exergía en cada uno de los equipos y determinar en que medida se pierde "capacidad de producir trabajo" (exergía destruida) como consecuencia de la irreversibilidades del proceso. Estas pérdidas no se determinan cuando se aplica la primera ley de la termodinámica.

Para determinar la cantidad de exergía destruida, es necesario determinar la exergía de cada uno de los flujos de agua y vapor que entran a los equipos (anexo 3), para realizar el balance exergético, determinando en cada uno de los equipos la exergía destruida. La exergía de los flujos de agua y vapor se determina a través de sus propiedades termodinámicas, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$b = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (\text{KJ} / \text{Kg})$$

donde: h = entalpia del vapor ó agua (KJ / Kg)
 s = entropía del vapor ó agua (KJ / Kg K)
 h_0 = entalpia de referencia (medio ambiente) (KJ / Kg)
 T_0 = temperatura de referencia (medio ambiente) (K)
 s_0 = entropía de referencia (medio ambiente) (KJ / Kg K)

Para determinar h y s se utilizan los valores de presión y temperatura para cada punto.

Para determinar h_0 , s_0 se utiliza la temperatura y presión atmosférica (referencia) ($T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C} = 298\text{ K}$; $P = 0.80\text{ Kg / cm}^2$).

Multiplicando la exergía en (KJ / Kg) por el flujo másico (Kg / s), obtenemos la exergía en unidades de potencia (KW)

$$E = G \cdot b \quad (\text{KW})$$

A continuación se muestra el procedimiento utilizado para realizar el balance exérgico en cada uno de los principales equipos del ciclo

La nomenclatura utilizada es:

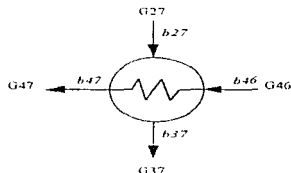
G_{xy} = flujo másico (kg / s)

b = Exergía (KJ / Kg)

W = Trabajo entregado o desarrollado por el equipo (exergía pura). (KW)

B_d = Exergía destruida por el equipo (KW)

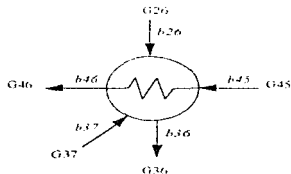
Calentador Alta Presión 7



Exergía entrada = Exergía salida + Exergía destruida

$$G46b46 + G27b27 = G47b47 + G37b37 + B_d$$

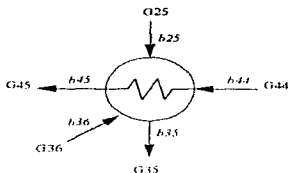
Calentador Alta Presión 6



Exergía entrada = Exergía salida + Exergía destruida

$$G45b45 + G26b26 + G37b37 = G46b46 + G36b36 + B_d$$

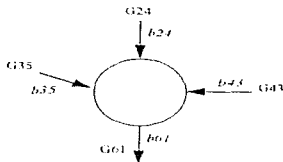
Calentador Alta Presión 5



Exergía entrada = Exergía salida + Exergía destruida

$$G44b44 + G25b25 + G36b36 = G45b45 + G35b35 + Bd$$

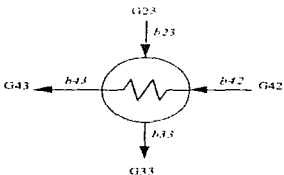
Deaerador



Exergía entrada = Exergía salida + Exergía destruida

$$G43b43 + G24b24 + G35b35 = G61b61 + Bd$$

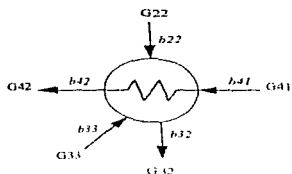
Calentador Baja Presión 3



Exergía entrada = Exergía salida + Exergía destruida

$$G42b42 + G23b23 = G43b43 + G33b33 + Bd$$

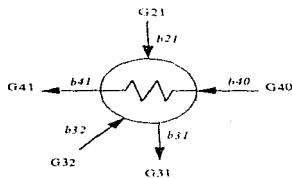
Calentador Baja Presión 2



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

$$G41b41 + G22b22 + G33b33 = G42b42 + G32b32 + B_d$$

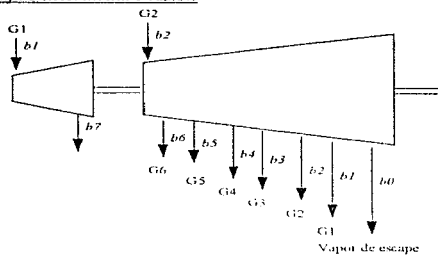
Calentador Baja Presión 1



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

$$G40b40 + G21b21 + G32b32 = G41b41 + G31b31 + B_d$$

Turbina de Alta, Baja e Intermedia Presión



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

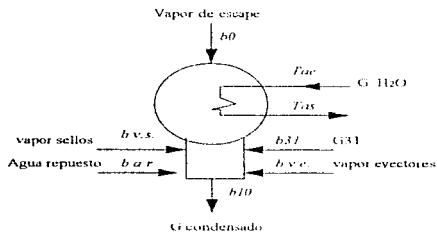
Turbina alta presión:

$$G1b1 = G1b7 + W + Bd$$

Turbina intermedia y baja presión:

$$G2b2 = G6b6 + G5b5 + G4b4 + G3b3 + G2b2 + G1b1 + G0b0 + W + Bd$$

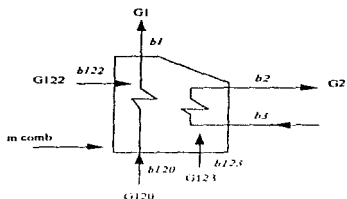
Condensador



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

$$G0b0 + G31b31 + Gv s. b v. s. + G a. r. b a. r. + G v. e. b v. e. = G c o n d. b10 + Bd$$

Generador de Vapor



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

B combustible + B atem. sobrecal. + B atem. recal. + B agua alim.+ B recal. frio =
B vapor principal + B vapor recalentado + B destruida

$G_{comb} b_{comb} + G_{123} b_{123} + G_{120} b_{120} + G_{3b3} = G_{1b1} + G_{2b2} + B_d$

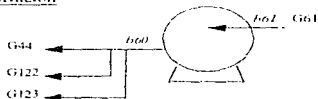
Bomba de Agua de Condensado



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

$G_{10} b_{10} + W = G_{11} b_{11} + B_d$

Bomba de Agua de Alimentación



Exergia entrada = Exergia salida + Exergia destruida

$G_{61} b_{61} + W = G_{60} b_{60} + B_d$

donde $G_{60} = G_{44} + G_{122} + G_{123}$

5.4 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE EXERGÍA

Los resultados obtenidos con el análisis exergético son los siguientes.

100 %

Equipo	Exergía destruida diseño (KW)	Exergía destruida operación (KW)	Potencial de ahorro de energía (KW)
Turbina de alta presión	6712.20	9935.11	3222.91
Turbina de intermedia	3167.82	3872.35	704.53
Turbina de baja presión	9981.04	14524.36	4543.32
Calentador de alta presión 7	1501.61	1809.54	307.93
Calentador de alta presión 6	771.25	982.17	210.92
Calentador de alta presión 5	715.58	902.54	486.96
Deareador	1220.34	1450.68	230.04
Calentador de baja presión 3	869.70	1210.32	340.92
Calentador de baja presión 2	1424.12	1521	96.88
Calentador de baja presión 1	2471.83	3052.23	580.40
Condensador	20299.76	30746.49	10446.73
Tubería extracción calentador 7	62.11	68.59	6.48
Tubería extracción calentador 6	56.33	64.54	8.21
Tubería extracción calentador 5	53.26	62.65	9.39
Tubería extracción deareador	63.47	67.83	4.36
Tubería extracción calentador 3	43.47	50.94	7.47
Tubería extracción calentador 2	32.12	36.12	4
Tubería extracción calentador 1	15.24	18.59	3.35
Dren calentador 7	28.25	33.59	5.34
Dren calentador 6	23.33	29	5.67
Dren calentador 5	20.97	25.84	4.87
Dren calentador 3	9.85	11.26	1.40
Dren calentador 2	10.68	27.71	17.03
Dren calentador 1	25.38	33.29	7.91
Bomba de agua de condensado	1253	1284.98	31.98
Bomba de agua de alimentación	2557.93	2601.54	43.61

75 %

Equipo	Exergía destruida diseño (KW)	Exergía destruida operación (KW)	Potencial de ahorro de energía (KW)
Turbina de alta presión	5610.72	8737.90	3127.18
Turbina de intermedia	1760.09	2296.288	536.19
Turbina de baja presión	6264.33	9464.66	3200
Calentador de alta presión 7	1100.54	1202.90	102.36
Calentador de alta presión 6	826.54	953.64	127.06
Calentador de alta presión 5	782.13	959.64	177.51

Deareador	1235.25	1351.21	115.96
Calentador de baja presion 3	696.04	875.15	179.11
Calentador de baja presion 2	1097.12	1206.30	109.18
Calentador de baja presion 1	1338.65	1581.24	242.59
Condensador	14422.79	20653.82	6231.03
Tuberia extracción calentador 7	35.57	39.45	3.88
Tuberia extracción calentador 6	34.59	37.54	2.95
Tuberia extracción calentador 5	32.92	33.72	0.80
Tuberia extracción deareador	48.25	60.40	12.15
Tuberia extracción calentador 3	25.48	44.61	19.13
Tuberia extracción calentador 2	24.82	27.57	2.75
Tuberia extracción calentador 1	12.98	15.57	2.59
Dren calentador 7	20.65	25.54	4.89
Dren calentador 6	11.88	15.98	4.10
Dren calentador 5	9.65	11.65	2
Dren calentador 3	8.87	9.65	0.78
Dren calentador 2	8.24	10.80	2.56
Dren calentador 1	15.54	23.54	8
Bomba de agua de condensado	1058.88	1123.44	64.56
Bomba de agua de alimentacion	1592.31	1721.32	129.01

50 %

Equipo	Exergia destruida diseño (KW)	Exergia destruida operación (KW)	Potencial de ahorro de energía (KW)
Turbina de alta presión	5091.66	7794.51	2702.85
Turbina de intermedia	1700.35	2113.67	413.67
Turbina de baja presión	5032.56	5885.20	852.64
Calentador de alta presión 7	951.98	1184.24	232.26
Calentador de alta presión 6	743.88	881.43	137.55
Calentador de alta presión 5	615.65	724.45	108.80
Deareador	1124.85	1244.85	120
Calentador de baja presión 3	559.14	757.41	198.27
Calentador de baja presión 2	1066.45	1191.56	125.11
Calentador de baja presión 1	985.65	1258.64	272.99
Condensador	9962.58	11488.07	1535.49
Tuberia extracción calentador 7	29.71	33.68	3.97
Tuberia extracción calentador 6	25.81	28.15	2.34
Tuberia extracción calentador 5	16.99	23.15	6.16
Tuberia extracción deareador	35.20	37.75	2.55
Tuberia extracción calentador 3	17.95	19.76	1.78
Tuberia extracción calentador 2	15.20	17.15	1.95
Tuberia extracción calentador 1	8.92	10.12	1.20
Dren calentador 7	2.98	17.57	14.59
Dren calentador 6	4.75	12.65	7.90
Dren calentador 5	2.31	8.57	6.26

Dren calentador 3	3.27	4.24	0.97
Dren calentador 2	4.25	9.57	5.32
Dren calentador 1	14.51	20.56	6.05
Bomba de agua de condensado	970.54	1058.64	88.10
Bomba de agua de alimentacion	1276.93	1352.22	75.29

Como se puede observar en las tablas anteriores, la mayor destrucción de exergía se presenta en la turbina de alta presión y en el condensador. Es importante recordar que la cantidad de exergía destruida en el condensador, se debe a la exergía perdida por la condensación del vapor, por lo cual, no puede considerarse como un potencial real de energía que pudiera ser aprovechado para producir trabajo en la turbina.

Con las tablas anteriores se puede determinar la cantidad real de ahorro de energía que se puede tener en cada uno de los equipos con respecto a las condiciones para las cuales fueron diseñados. Considerando la exergía destruida de diseño como referencia, entonces la diferencia de exergía producida por el equipo en condiciones reales de operación con respecto a la de diseño será nuestro potencial de ahorro.

A continuación se muestran las eficiencias obtenidas con el análisis exergético de la unidad:

ANÁLISIS EXERGÉTICO

EXERGIA SUMINISTRADA (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Sobrecalentador	308240.97	320796.03	232597.79	237800.41	166208.64	173736.65
Recalentador	73310.23	79052.59	48301.08	55263.21	26593.41	39825.66
TOTAL	381551.19	399848.62	280898.876	293063.62	192802.05	213562.31

EXERGIA (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Turbina de alta presión	87505.37	87734.20	77926.75	78486.80	61345.387	62158.66
Turbina de intermedia	110727.27	119673.95	76525.81	82010.28	53135.97	57000.63
Turbina de baja presión	144838.63	145243.67	101037.59	102876.76	58518.22	59021.53
TOTAL	343071.27	352651.82	255490.15	263373.65	172999.57	178834.57

ENERGÍA (KW)

	100 % (D)	100% (O)	75 % (D)	75 % (O)	50 % (D)	50 % (O)
Turbina de alta presión	80793.17	77799.09	72316.03	69748.9	56253.72	53953.72
Turbina de intermedia	107559.45	115801.60	74765.72	79714	51435.62	54688.96
Turbina de baja presión	134857.59	130719.31	94773.26	93412.1	53485.66	52942.32
TOTAL	323210.21	324320	241855.01	242875	161175	161783

IRREVERSIBILIDADES TURBINA (KW)

	100% (D)	100% (O)	75% (D)	75% (O)	50% (D)	50% (O)
Turbina de alta presión	6712.20	9935.11	5610.72	8737.90	5091.66	7794.51
Turbina de intermedia	3167.82	3872.35	1706.09	2296.28	1700.35	2116.67
Turbina de baja presión	9981.04	14524.36	6264.33	9464.66	5032.56	5885.20
TOTAL	19651.06	28331.77	13635.14	20498.84	11824.22	15793.38

EFICIENCIAS EXERGÉTICAS

EFICIENCIA TURBINA (%)

	100% (D)	100% (O)	75% (D)	75% (O)	50% (D)	50% (O)
Turbina de alta presión	92.33	88.66	92.8	88.60	91.70	86.80
Turbina de intermedia	97.14	96.70	97.70	97.20	96.80	96.20
Turbina de baja presión	93.11	90.01	93.60	90.80	91.40	89.70

EFICIENCIA BOMBAS (%)

	100% (D)	100% (O)	75% (D)	75% (O)	50% (D)	50% (O)
Bomba de agua alimentación	70.5	68.56	71.21	68.78	71.15	66.22
Bomba de agua condensado	68.45	66.15	68.36	66.27	68.32	66.10

EFICIENCIA CALENTADORES (%)

	100% (D)	100% (O)	75% (D)	75% (O)	50% (D)	50% (O)
Calentador numero 7	95.33	94.83	97.10	96.80	95.28	94.70
Calentador numero 6	90.87	90.35	89.80	86.70	88.45	87.45
Calentador numero 5	89.86	89.76	90.00	89.40	87.89	86.21
Deareador	48.96	47.23	47.26	46.91	46.82	45.58
Calentador numero 3	62.94	60.13	79.00	78.30	41.12	70.84
Calentador numero 2	73.49	72.16	67.10	66.0	61.79	60.36
Calentador numero 1	51.40	46.15	48.50	45.20	44.29	41.64

RENDIMIENTO EXERGÉTICOS

	100% (D)	100% (O)	75% (D)	75% (O)	50% (D)	50% (O)
Ciclo termodinámico	89.91	88.10	90.95	89.90	89.73	83.70
Salida generador eléctrico	78.62	75.00	80.10	76.80	77.80	70.20

(D) = Diseño

(O) = Operación

5.5 ANÁLISIS DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS DEL CICLO.

Con las tablas anteriores se analizará la cantidad de energía, exergía aprovechada y destruida de los principales equipos de acuerdo al siguiente orden:

- Turbina de alta presión
- Turbina de presión intermedia
- Turbina de baja presión
- Condensador principal
- Calentadores de baja presión
- Deaerador
- Calentadores de alta presión
- Bomba de agua de alimentación y extracción de condensado
- Generador de vapor

TURBINA DE ALTA PRESIÓN

Presión de vapor (real - diseño)
Presión entrada mayor
Presión salida mayor

Temperatura de vapor (real - diseño)
Temperatura entrada aproximadamente igual
Temperatura salida menor

De acuerdo a los balances de energía se observa un decremento en la potencia entregada por esta etapa en: 2994 KW a 100%, 2567 KW a 75 % y 2302 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño. Dicho decremento se ve reflejado en las bajas eficiencias energéticas de operación.

En base a los balances exergéticos, los resultados obtenidos confirman un inadecuado aprovechamiento de la energía, ya que se presentan elevadas pérdidas exergéticas, siendo de: 3227 KW a 100%, 3127.8 KW a 75 % y 2702 KW a 50 % de carga de operación con respecto a los valores de diseño de la turbina. Lo anterior da como resultado que las eficiencias exergéticas de operación sean notablemente menores a las de diseño.

Los resultados obtenidos muestran que el grado de aprovechamiento de la energía del vapor en esta etapa es inadecuado, debido a las bajas eficiencias energéticas y exergéticas que se presenta en condiciones de operación, a causa de las elevadas irreversibilidades que se generan en la turbina. Las causas que originan dichas irreversibilidades pueden ser diversas, siendo las más comunes: el desgaste en sellos de vapor, erosión en alabes fijos y móviles, o un mal funcionamiento de valvulas de control en la admisión de vapor.

Consultando a personal del departamento mecánico de la CTVM, nos fue indicado que durante un periodo de 3 mantenimientos mayores de la unidad (12 años), no se han cambiado los sellos de vapor de esta etapa de la turbina, siendo la causa de las pérdidas de potencia en esta etapa. Dichas pérdidas son del orden de 10 a 35 KW por

milésima de pulgada de claro mayor a la distancia de diseño (distancia de separación entre el sello de vapor y el álabe de la turbina) de cada una de las ruedas.

TURBINA DE PRESIÓN INTERMEDIA

Presión real de admisión de vapor menor a la de diseño

Temperatura real de admisión de vapor aproximadamente igual a la de diseño

Flujo real de vapor a la entrada mayor al de diseño

Extracción 6 (real - diseño)

- Presión menor
- Temperatura menor
- Flujo mayor
- Trabajo mayor

Extracción 5 (real - diseño)

- Presión mayor
- Temperatura mayor
- Flujo mayor
- Menor trabajo

Extracción 4 (real - diseño)

- Presión menor
- Temperatura menor
- Flujo mayor
- Trabajo mayor

Los resultados obtenidos muestran un incremento en la potencia desarrollada en esta etapa de la turbina en: 8242 KW a 100%, 4049 KW a 75 % y 3451 KW a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto a la potencia de diseño.

El incremento en la potencia desarrollada en esta etapa, es producto del incremento del flujo de vapor que circula a través de los ruedas del rotor.

Las eficiencias energéticas y exergéticas muestran que el grado de aprovechamiento de la energía es elevado, por lo cual , el estado de las partes fijas y móviles en esta etapa se encuentran en condiciones adecuadas de operación .

TURBINA DE BAJA PRESIÓN

Extracción 3 (real - diseño)

- Presión mayor
- Temperatura mayor
- Flujo mayor
- Trabajo menor

Extracción 2 (real - diseño)

- Presión menor
- Temperatura ligeramente menor
- Flujo mayor
- Trabajo menor

Extracción 1 (real - diseño)

- Presión menor
- Temperatura menor
- Flujo menor
- Trabajo mayor

Vapor de escape (real - diseño)

- Presión de vacío mayor
- Temperatura mayor
- Flujo mayor
- Trabajo menor

De acuerdo a los resultados obtenidos con los balances de energía, se observa un decremento en el trabajo desarrollado por esta etapa de la turbina en 3491 KW a 100 %, 1361 KW a 75 % y 543 KW a 50 % da carga de operación con respecto a las potencias de diseño de la turbina.

La cantidad de exergía destruida es esta etapa es de 4543 KW a 100%, 3200 a 75 % y 852 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño de esta etapa

Los resultados anteriores muestran que tanto la pérdida de trabajo como de exergía, disminuyen al decrementarse la capacidad de la unidad. Es importante señalar que la presión de vacío en el interior del condensador, tiene un efecto directo en la "caída de entalpía" (KJ / Kg), y por lo tanto, en la potencia entregada por cada Kg de vapor.

Los balances de energía y exergía, muestran que disminución de las eficiencias energéticas y exergéticas son menores a medida que se "recupera el vacío" en el condensador, por lo cual el grado de aprovechamiento de la energía se incrementa.

Por lo descrito anteriormente, consideramos que el decremento en el rendimiento que se presenta en esta etapa de la turbina, se debe a la pérdida de la presión de vacío en el condensador, mas no así, por anomalías en las partes estacionarias o móviles en esta etapa de la turbina.

CONDENSADOR (real - diseño)

- Presión de vacío menor
- Temperatura de saturación mayor
- Flujo de vapor de escape mayor

Como se mencionó en el inciso anterior, existe un incremento de la presión absoluta en el interior del condensador, dando como resultado una "perdida de vacío", y por lo tanto, de la caída de entalpías (KJ / Kg). Dicho incremento de la presión es de: 27.747 mm de Hg a 100 %, 22.098 mm de Hg a 75 % y 7.044 mm de Hg a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto al valor de vacío de diseño de 57.20 mm de Hg

Los valores de presión a 100%, 75% y 50 % de carga de operación y sus respectivas temperaturas de saturación son:

- 100 % : 84.947 mm Hg, temperatura de saturación = 48.25 °C
- 75 % : 79.298 mm Hg, temperatura de saturación = 46.85 °C
- 50 % : 64.244 mm Hg, temperatura de saturación = 42.77 °C

Los flujos de vapor de escape de la turbina de baja presión de las condiciones de operación con respecto a los de diseño son mayores en, 39 212 Kg / h a 100 %, 29443 Kg / h a 75 % y 16 865 Kg / h a 50 % de capacidad de la unidad

Como se observa en los resultados anteriores, existe una estrecha relación entre el exceso de vapor de escape y la presión en el interior del condensador. La pérdida de presión de vacío se puede explicar por el elevado flujo de vapor por condensarse, que da como resultado a su vez una reducción de la potencia desarrollada en la etapa de baja presión de la turbina

Aplicando el balance de primera ley, el calor disipado por el condensador al medio ambiente es de: 40240.97 KW a 100 %, 45800.71 KW a 75 % y 9777.27 KW a 50 % de más de las condiciones de operación con respecto a las de diseño, sin embargo, en base a los balances de exergía (2a ley), se observa que la cantidad de exergía destruida es de 10446.73 KW a 100 %, 6231.03 KW a 75 % y 1525.49 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño del equipo, lo anterior se debe a que el vapor de escape de la turbina "tiene baja calidad", por lo que la capacidad de producir trabajo de dicho vapor se decrementa notablemente.

Es importante señalar que la exergía destruida en este equipo se debe al proceso de condensación de vapor, por lo que no representa un potencial de ahorro de energía que pudiera ser aprovechado en la turbina para generar trabajo

CALENTADORES DE BAJA PRESIÓN

Calentador 1. (Real - diseño)

- Temperatura de agua de condensado de entrada mayor
- Temperatura de agua de condensado de salida menor
- Temperatura dren entrada ligeramente menor
- Temperatura dren salida mayor
- Flujo de agua de condensado mayor
- Flujo de extracción de vapor menor

Calentador 2. (Real - diseño)

- Temperatura de agua de condensado entrada menor
- Temperatura de agua de condensado salida menor
- Temperatura dren entrada menor
- Temperatura dren salida ligeramente menor
- Flujo de agua de condensado mayor
- Flujo de extracción de vapor mayor

Calentador 3. (Real - diseño)

- Temperatura de agua de condensado entrada menor
- Temperatura de agua de condensado salida menor
- Temperatura dren entrada menor
- Temperatura dren salida menor
- Flujo de agua de condensado mayor
- Flujo de extracción de vapor mayor

De acuerdo con los resultados obtenidos con los balances de masa y energía del ciclo, se observa que los flujos reales de vapor de las extracciones 2 y 3 son mayores a los de diseño, lo que origina un incremento en el flujo del dren del calentador 2 al calentador 1 de las condiciones de operación con respecto a las de diseño. Dicho incremento da como resultado alto nivel de agua en el calentador 1 y por lo tanto una mala transferencia de calor. Lo anterior se ve reflejado en el corto rango de calentamiento del agua de condensado dentro de dicho calentador así como la elevada temperatura de su dren.

Las eficiencias exergéticas muestran que es en el calentador 1, en donde se presenta la mayor destrucción de exergía de los calentadores de alta presión, siendo de 580 KW a 100%, 242.59 KW a 75 % y 272.99 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño del equipo

DEAREADOR. (real - diseño)

- Temperatura agua de condensado entrada menor
- Temperatura del dren entrada al deareador ligeramente mayor
- Temperatura de extracción de vapor mayor
- Temperatura de agua de alimentación a la salida menor
- Flujo de agua de condensado mayor
- Flujo de agua del dren entrada al deareador mayor
- Flujo de agua de alimentación a la salida mayor
- Flujo de extracción de vapor mayor

Los flujos reales de entrada al deareador son mayores a los de diseño en 1545 Kg / h a 100%, 1465 kg a 75 % y 1541 kg / h a 50 % de carga de operación con respecto al diseño. Dicho incremento da como resultado una mala transferencia de calor entre los drenes de calentadores de alta presión, el vapor de la extracción de la turbina y el agua de condensado, provocando una pérdidas de exergía de: 550.76 KW a 100%, 490.15 KW a 75 % y 420.70 KW a 50 % de carga de operación con respecto al de diseño.

Las eficiencias exergéticas muestran que en este intercambiador de calor se producen grandes pérdidas exergéticas de diseño, debido a que es el proceso de mezclado una de las principales causas de generación de irreversibilidades.

CALENTADORES DE ALTA PRESIÓN

Calentador 5. (Real - Diseño)

- Temperatura agua de alimentación de salida mayor
- Temperatura agua de alimentación entrada menor
- Temperatura dren entrada mayor
- Temperatura dren salida ligeramente mayor
- Temperatura de extracción de vapor mayor
- Presión de extracción de vapor ligeramente menor
- Flujo de extracción de vapor mayor
- Flujo dren entrada mayor
- Flujo de agua de alimentación mayor

Calentador 6. (Real - Diseño)

- Temperatura agua de alimentación de salida mayor
- Temperatura agua de alimentación entrada mayor
- Temperatura dren entrada mayor
- Temperatura dren salida ligeramente mayor
- Temperatura de extracción de vapor mayor
- Presión de extracción de vapor ligeramente menor
- Flujo de extracción de vapor mayor
- Flujo dren entrada mayor
- Flujo de agua de alimentación mayor

Calentador 7. (Real - Diseño)

- Temperatura agua de alimentación de salida menor
- Temperatura agua de alimentación entrada mayor
- Temperatura dren salida mayor
- Temperatura de extracción de vapor mayor
- Presión de extracción de vapor ligeramente menor
- Flujo de extracción de vapor mayor
- Flujo de agua de alimentación mayor

De acuerdo con los balances de masa, energía y exergia, se observa que los calentadores 5 y 6, operan a condiciones aceptables, a pesar de tener mayor flujo de extracciones de vapor y drenes de entrada, ya que la temperatura real de salida de agua de alimentación es mayor que la de diseño. Lo anterior se ve reflejado en la poca exergia destruida en dichos calentadores. Sin embargo, con respecto al calentador 7, se puede concluir que presenta problemas, ya que la temperatura de agua de alimentación a la salida del calentador debería de ser mayor, ya que el flujo de entrada se encuentran a una mayor temperatura, así como también, el flujo de vapor proveniente de la turbina, dando con lo anterior un incremento en la exergia destruida.

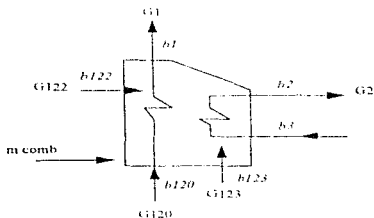
BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN Y CONDENSADO

Las bombas de agua de alimentación y condensado manejan una mayor cantidad de flujo, provocando que se requiera una mayor cantidad de trabajo que el necesario a condiciones de diseño. Dicho incremento es de 519 KW a 100 %, 453 KW a 75 % y 397 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño, para las bombas de condensado, y 650 KW a 100 %, 463 KW a 75 % y 210 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño, para las bombas de agua de alimentación

Las eficiencias energéticas y exergéticas de las condiciones de operación con respecto a las de diseño no presentan variaciones significativas, por lo cual se puede concluir que el estado de las bombas de agua de alimentación y condensado es aceptable, ya que proporcionan el flujo real requiendo por el ciclo a las condiciones de presión de la unidad.

GENERADOR DE VAPOR

Para poder determinar la cantidad de exergía destruida (capacidad de producir trabajo) que se pierde en el generador de vapor, se realizará el balance exergético considerando los datos de flujo de gas natural reportados en las tablas de análisis exergético y tomando como una aproximación de la exergía del combustible, el poder calorífico inferior.



$$B \text{ entrada} = B \text{ salida} + B \text{ destruida}$$

$$B \text{ combustible} + B \text{ atm. sobrecal} + B \text{ atm. recal} + B \text{ agua alim} + B \text{ recal frío} = B \text{ vapor principal} + B \text{ vapor recalentado} + B \text{ destruida}$$

$$B \text{ comb} + B122 + B123 + B120 + B3 = B1 + B2 + Bd$$

despejando Bd

$$Bd = B \text{ comb} + B122 + B123 + B120 + B3 - B1 - B2$$

donde:

$$\begin{aligned} B_{\text{comb}} &= m_{\text{comb}} \times \text{PCI} \\ B_{122} &= G_{122} \times b_{122} \\ B_{123} &= G_{123} \times b_{123} \\ B_{120} &= G_{120} \times b_{120} \\ B_3 &= G_3 \times b_3 \\ B_1 &= G_1 \times b_1 \\ B_2 &= G_2 \times b_2 \end{aligned}$$

Para fines prácticos solo calcularemos la exergía destruida para las condiciones de 100 % de carga de operación bajo condiciones de diseño:

$$B_{\text{entrada}} = B_{\text{comb}} + B_{122} + B_{123} + B_3 = 956\,253.10 \text{ KW}$$

$$B_{\text{salida}} = B_1 + B_2 = 381\,551.19 \text{ KW}$$

Calculando la exergía destruida:

$$B_d = 956\,253.10 - 381\,551.19 \text{ (KW)}$$

$$B_d = 574\,701.91 \text{ (KW)}$$

La eficiencia exergetica del generador de vapor es:

$$\eta_{\text{exergetico}} = \text{exergía salida} / \text{exergía entrada}$$

$$\eta_{\text{exergetico}} = 381\,551 / 956\,253$$

$$\eta_{\text{exergetico}} = 39.90 \%$$

Como se puede observar con el resultado anterior, la cantidad de exergía destruida en este equipo representa más de la mitad del potencial exergetico del combustible. Un análisis más detallado proporcionaría los puntos en los cuales se presentan dichas pérdidas exergeticas. Sin embargo, podemos mencionar que es este equipo el más ineficiente "exergeticamente", debido a que los procesos de conversión y transferencia de energía, originan elevadas irreversibilidades (combustión, transferencia de calor de los gases a los tubos, transferencia de calor de los tubos al vapor)

La eficiencia exergetica del generador de vapor demuestra que es en este punto donde se deben de enfocar todos los esfuerzos en el ahorro y uso eficiente de energía, siendo las principales limitantes las tecnologías existentes para aprovechar el potencial exergetico del combustible (proceso de combustión y la transferencia de calor)

5.6.- PROPUESTA PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE LA UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CENTRAL TERMOLÉCTRICA VALLI DE MEXICO.

En base a los resultados obtenidos con los balances de masa, energía y exergia de la unidad 4 de la CTVM, se observa que el principal problema que presenta es la pérdida de potencia en la etapa de alta presión de la turbina. Como se mencionó anteriormente, este se debe al desgaste de los sellos de vapor, los cuales, según personal del departamento mecánico, no han sido cambiados durante un periodo de 3 mantenimientos mayores de la unidad (12 años).

Las pérdidas de potencia debidas al desgaste de los sellos de vapor son del orden de 10 a 35 KW por milésima de pulgada de claro, mayor a la distancia de diseño (distancia de separación entre el sello de vapor y el alabe de la turbina) de cada una de las ruedas.
(dato proporcionado por personal del departamento mecánico de la CTVM)

De acuerdo a los resultados de CTU de diseño y operación de la unidad, y teniendo como referencia la eficiencia del generador de vapor, podemos determinar el Régimen Térmico a 100, 75 y 50 % de capacidad de la unidad

DISEÑO

	100 %	75 %	50 %
CTU (Kcal / KW h)	2056.32	2004.64	2076.60
Eficiencia del generador de vapor	0.8489*	0.8520*	0.8552*
Régimen Térmico (Kcal / KW h)	2422.33	2352.86	2428.20

* Datos del prontuario de la central termoelectrica Valli de Mexico

OPERACIÓN

	100 %	75 %	50 %
CTU (Kcal / KW h)	2125.60	2069.03	2133.46
Eficiencia del generador de vapor	0.8372**	0.8412**	0.8422**
Régimen Térmico (Kcal / KW h)	2538.93	2459.61	2533.19

** Datos reportados por el departamento de Análisis y resultados de la CTVM

INCREMENTO EN EL CTU Y RÉGIMEN TÉRMICO

	100 %	75 %	50 %
Consumo Térmico Unitario (Kcal / KW h)	69.28	64.39	56.86
Régimen Térmico (Kcal / KW h)	116.596	106.75	104.99

El incremento en el Régimen Térmico de Operación con respecto al de diseño, es la cantidad de energía adicional que hay que suministrar al ciclo (combustible), para obtener la potencia eléctrica demandada a la unidad.

Si consideramos que a través del cambio de los sellos se recupera la potencia perdida en la turbina de alta presión, el ahorro en el Régimen Térmico es:

	100 %	75 %	50 %
Potencia perdida por la turbina de alta (KW)	2994	2567	2302
Incremento de Regimen Térmico (Kcal / KW-h)	116.596	106.75	104.99
Incremento del Regimen Térmico (KW / KW)	0.13525	0.12383	0.12179
Ahorro de combustible (KW)	404.93	317.87	280.36
Ahorro de combustible (Kcal / h)	349077.58	274025.86	241689.65

Considerando las propiedades reportadas en el prontuario de la CTVM para el gas natural

gas natural:

PCS = 9256 (Kcal / m³)

densidad = 0.698 (Kg / m³)

El ahorro de combustible es:

	100%	75 %	50 %
Ahorro de combustible (Kcal / h)	349077.58	274025.86	241689.65
Ahorro de combustible (m ³ / h)	37.7136	29.6052	26.1116

Tomando como referencia los precios del gas natural reportados por el Departamento de Análisis y Resultados.

(\$ / MMcal) (pesos / millón de caloría)	Variable adicional notificado	Variable adicional no notificado
Pemex gas	0.13016*	0.13410*
IVA	0.01952*	0.02012*
Precio neto	0.14968*	0.15422*

* Los datos de la tabla anterior son los reportados por la central compradora Venta de Carpio de Pemex, los cuales son aplicados por el Departamento de Análisis y Resultados de la CTVM para el cálculo del costo del combustible (estos precios pueden tener cambios)

El ahorro económico considerando el precio neto notificado es:

	100%	75 %	50 %
Ahorro de combustible (Kcal / h)	349077.58	274025.86	241689.65
Ahorro (\$ / h)	52.2499	41.0161	36.1761

EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

Para poder determinar la factibilidad económica del cambio de los sellos, sobre el ahorro de combustible, es necesario realizar un análisis financiero del costo (inversión inicial) de los sellos, y el beneficio anual en pesos de su cambio.

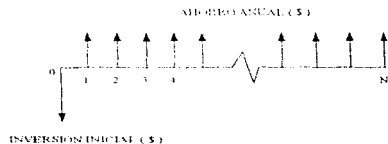
La siguiente relación es un indicador de la rentabilidad de un proyecto:

$$n = - \log (- (Ii / A) + 1) / \log (1 + i)$$

donde: **I** = Inversión inicial del proyecto en pesos
A = Ahorro anual en pesos
i = Tasa de descuento (1/100)
i = 9 % para proyectos de la Comisión Federal de Electricidad

Un proyecto es rentable si $n / N < 0.30$

donde : **n** = año en el cual se paga la inversión con los ahorros anuales
N = vida útil del proyecto



INVERSIÓN INICIAL:

Inversión inicial = (costo unitario / sellos de vapor) x (numero de sellos de vapor)

Numero sellos = 22 (1 sello por rueda) (prontuario de la CTVM)

Costo unitario del sello = 30 000 (\$ / sello) (dato proporcionado por personal del departamento mecánico de la CTVM)

Inversión inicial = \$ 660 000. 00 M.N.

NOTA: Es importante mencionar que para el calculo de la inversión inicial de un proyecto se deben de considerar otros factores, como por ejemplo, el costo de transporte, instalacion, etc.

AHORRO ECONÓMICO

Para determinar el costo económico asociado al cambio de los sellos, debemos de expresarlo anualmente.:

Numero de horas por año = 8760 h / año

Factor de planta = 0.65 (dato proporcionado por el departamento de Análisis y Resultados de la CTVM)

El ahorro económico anual es

	100%	75 %	50 %
Ahorro (\$ / h)	52.2499	41.0161	36.1761
numero de horas al año (h)	5694	5694	5694
Ahorro anual (\$)	297510.93	233545.67	205986.71

Utilizando la relación anterior con $i = 9\%$ y $N = 10$ años (vida útil de los sellos de vapor)

	100%	75 %	50 %
Ahorro anual (\$)	297510.93	233545.67	205986.71
Inversión inicial (\$)	660.000.00	660.000.00	660.000.00
Año en el cual se paga la inversión	2.5842	3.4055	3.9475
relación n / N	0.2582	0.3405	0.3947

Los resultados obtenidos muestran que el proyecto de cambiar los sellos solamente se justifica si la capacidad de la unidad es próxima al 100 % (300 MW). Lo anterior es totalmente viable, ya que la potencia promedio anual de la máquina oscila entre 275 - 300 MW (Dato proporcionado por el Departamento de Análisis y Resultados de la CTVM), por lo cual se cumple la relación $n / N < 0.30$ y el proyecto es económicamente rentable.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



6.1.- CONCLUSIONES.

Los diagnósticos energéticos son una herramienta indispensable en el ahorro y uso eficiente de la energía, ya que a través de ellos es posible determinar como y de que manera se consume esta.

La aplicación de estos estudios a los principales equipos de una central termoeléctrica, permite identificar los puntos de mayor consumo de energía, aquellos en donde existe desperdicio de la misma, así como también, en donde es necesario realizar cambios o mejoras a los equipos para su mejor aprovechamiento.

El Consumo Térmico Unitario (CTU) es un indicador de gran importancia en el análisis del comportamiento del ciclo de centrales termoeléctricas, ya que permite determinar la cantidad de energía térmica necesaria en la producción de 1 KW de energía eléctrica. Además, con los datos empleados en el cálculo del CTU (presión, temperaturas, flujos masicos), es posible cuantificar la cantidad de energía no aprovechada en el ciclo, debido a variaciones de los principales parámetros de operación (vapor sobrecalentado, vapor recalentado frío, vapor recalentado caliente, atemperación al sobrecalentador y recalentador, presión de vacío, etc.) con respecto a los de diseño

Para el cálculo del CTU es necesario realizar los balances de masa y energía de los calentadores de alta presión, calentadores de baja presión y del deaerador de la unidad, para determinar los flujos de vapor de extracción de la turbina hacia dichos calentadores, a partir de las características termodinámicas de presión, temperatura, así como de los flujos masicos del agua de condensado y alimentación

Es importante señalar que el CTU de diseño debe de ser establecido con los datos de diseño de los equipos ó los valores nominales a los cuales se obtiene su mayor rendimiento para las diferentes cargas de operación de la unidad (100, 75 y 50 %). Dicho valor de CTU servira de base de comparación en el diagnóstico del comportamiento del ciclo. En nuestra tesis consideramos los datos de diseño y los de operación de la unidad numero 4 para el diagnóstico de energía, los valores reportados por el departamento de Análisis y Resultados de la central termoeléctrica Valle de Mexico (CTVM).

El consumo Térmico Unitario de diseño y de operación para las cargas de 100, 75 y 50 % de operación son los siguientes:

Consumo Térmico Unitario (Kcal / KW-h)	100 % (300 MW)	75 % (225 MW)	50 % (150 MW)
Diseño	2056.32	2004.64	2076.6
Operación	2125.60	2069.03	2133.46
Incremento de CTU	69.28	64.39	56.86

Los incrementos en el CTU de operación con respecto a los de diseño representan la cantidad de energía térmica adicional que hay que suministrar al ciclo a través de un mayor consumo de combustible, para proporcionar la potencia eléctrica demandada a la unidad. Dicho incremento representa el potencial de ahorro de energía (*combustible*) que puede ser obtenido con una mejor operación de la unidad y a través de medidas de mantenimiento de los equipos.

Para poder determinar las causas del incremento del CTU de operación con respecto al de diseño se utilizan las "Curvas de corrección del CTU". Dichas gráficas son proporcionadas por el fabricante de la turbina y tienen como base la norma ASME TPC 6 (*Performance Test Code's*) para el análisis del CTU (*Heat rate*) del Turbogenerador. En el caso de la unidad 4, el fabricante de la turbina es la compañía Brown Boveri y las curvas de corrección del CTU se muestran en el anexo 2

A través de las Curvas de corrección del CTU es posible cuantificar la cantidad de energía no aprovechada, debido a variaciones de los principales características de operación (presión, temperatura) de la unidad con respecto a las de diseño, de los principales parámetros de operación del ciclo (vapor principal, vapor recalentado caliente, vapor recalentado frío, atemperación al recalentador y sobrecalentador y presión de vacío en el condensador)

Aplicando las curvas de corrección de los parámetros del CTU de operación con respecto a los de diseño se obtiene que la mayor cantidad de energía no aprovechada, se origina por el incremento de la presión absoluta del vacío del condensador de las condiciones de operación de la unidad con respecto a las de diseño. Dicho incremento es de 27.747 mm de Hg a 100%, 22.098 mm de Hg a 75 % y 7.044mm de Hg a 50 % de carga de operación de la unidad, con respecto a la presión de vacío de diseño de 57.20 mm de Hg (0.077598 kg / cm² absoluta). La energía no aprovechada en la turbina debido a la pérdida de presión de vacío del condensador es de 49.35 Kcal / KW-h a 100%, 48.18 Kcal / KW-h a 75 % y 25.96 Kcal / KW-h a 50 % de carga de operación.

El CTU es un indicador de uso común en las centrales termoeléctricas, ya que sirve de base de comparación de las condiciones de operación de la unidad con respecto a las condiciones óptimas o de diseño de los equipos, proporcionando información necesaria en la toma de decisiones relativas a la operación, mantenimiento y rehabilitación de la unidad. Sin embargo, no es un parámetro suficiente en el diagnóstico energético de los equipos y del ciclo termodinámico, ya que no nos permite cuantificar las irreversibilidades del ciclo, así como tampoco la cantidad de trabajo no producida por los equipos (exergia destruida).

Por lo anterior es necesario el uso de un análisis exergético (2a ley), el cuál se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica. Mediante su uso es posible determinar la máxima capacidad de producir trabajo del vapor en el ciclo, en base al medio ambiente como estado de referencia ($T = 20$ °C, $P_{amb} = 0.80$ Kg / cm² condiciones atmosféricas de la CTVM)

El concepto de exergia permite asignar cierta "calidad" a la energía, permitiendo determinar el máximo aprovechamiento energético de una sustancia considerando las irreversibilidades de los procesos termodinámicos, además permite cuantificar la

cantidad de exergía destruida por los equipos; la cual representa el potencial de ahorro de energía (*combustible*) necesario en el generador de vapor para proporcionar las condiciones de operación del ciclo en la generación de energía eléctrica a las diferentes cargas de operación demandadas a la unidad.

En base a los estudios realizados a la unidad número 4 (300 MW) de la CTVM, fundamentados en los balances de masa, energía y exergía de los principales equipos de la unidad (calentadores de alta y baja presión, bombas de agua de alimentación y condensado, turbina, condensador) se obtienen los siguientes resultados:

1.- Un mayor flujo de agua y vapor en el ciclo:

Se observa que la cantidad de agua de alimentación y condensado a las diferentes cargas de operación de la unidad, es mayor con respecto a los valores de diseño. Dicha diferencia se incrementa al aumentar la carga de la unidad, siendo de 10 430 Kg / h a 100 %, 7350 Kg / h a 75 % y 5221 Kg / h a 50 % de carga de operación.

Lo anterior representa un incremento en el Consumo Térmico Unitario de la unidad, y como consecuencia un incremento en el consumo de combustible (gas natural) en el generador de vapor de 2637.86 Kg / h a 100%, 1811.26 kg / h a 75 % y 1187.71 kg / h a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto al diseño.

Los resultados anteriores muestran que el incremento de vapor en el ciclo se ve reflejado en un incremento del consumo de combustible de las condiciones de operación de la unidad con respecto a las de diseño, para proporcionar la potencia térmica necesaria a la entrada de la turbina (sobrecalentamiento y recalentamiento). Dicho incremento de combustible representa el potencial de ahorro de energía, que puede lograrse al alcanzar el Consumo Térmico Unitario de diseño de la unidad, a través de un mejor aprovechamiento de la energía en la etapa de alta presión de la turbina.

2.- Menor potencia desarrollada por la turbina de alta presión

Al realizar los balances de energía y exergía en la turbina de alta presión se observa una disminución en la potencia desarrollada bajo las condiciones de operación, en relación con las de diseño en 2994 KW a 100 %, 2567 KW a 75 % y 2302 KW a 50 % de carga de operación.

La cantidad de exergía destruida de las condiciones de operación con respecto al diseño es de 3227 KW a 100 %, 3127.8 KW a 75 % y 2702 KW a 50 % de carga de operación.

Como puede observarse en los resultados anteriores, en esta etapa de la turbina se presentan grandes pérdidas de trabajo y de exergía de los valores de operación con respecto a las de diseño, a las diferentes cargas de la unidad. Estas pérdidas son originadas por el desgaste de los sellos de vapor de la turbina, tanto en el diafragma, como en las ruedas de los álabes. Dichas pérdidas son del orden de 10 a 35 KW por milésima de pulgada de claro mayor a la distancia de diseño (distancia de separación

entre el sello de vapor y el álabe de la turbina) de cada una de las ruedas. Este información fue proporcionada por personal del departamento mecánico de la CTVM.

3.- Incremento de potencia en la turbina de intermedia presión:

Al realizar los balances de energía y exergía en la turbina de intermedia presión se observa que existe un incremento de la potencia de las condiciones de operación con respecto a las de diseño en: 8242 KW a 100 %, 4949 KW a 75 % y 3451 KW a 50 % de capacidad de la unidad

Los resultados anteriores se explican por el incremento de vapor de las condiciones de operación con respecto a las de diseño. Las eficiencias energéticas y exergéticas obtenidas, muestran que el grado de aprovechamiento de la energía es adecuado, por lo cual, las partes fijas y móviles en esta etapa de la turbina se encuentran en buen estado de operación.

4.- Decremento de potencia en la turbina de baja presión

En esta etapa de la turbina se presentan pérdidas de potencia en 3491 KW a 100 %, 1361 KW a 75 % y 543 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño.

La cantidad de exergía destruida en esta etapa es de: 4543 KW a 100%, 3200 a 75 % y 852 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño

Los resultados anteriores muestran que tanto la pérdida de trabajo como de exergía, disminuyen al decrementarse la capacidad de la unidad. Es importante señalar que la presión de vacío en el interior del condensador, tiene un efecto directo en la "caída de entalpía" (KJ / Kg), y por lo tanto, en la potencia entregada por cada Kg de vapor. Por lo anterior, el decremento en el rendimiento que se presenta en esta etapa de la turbina, se debe a la pérdida de la presión de vacío en el condensador, más no así, por anomalías en las partes estacionarias o móviles en esta etapa de la turbina.

5.- Incremento de la presión absoluta en el interior del condensador al aumentar la carga de la unidad.

La presión de absoluta en el interior del condensador se incrementa al aumentar la carga de la unidad en: 27 747 mm de Hg a 100 %, 22 098 mm de Hg a 75 % y 7,044 mm de Hg a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto al valor de diseño de 57.20 mm de Hg (temperatura de saturación = 40.56 °C)

Las presiones absolutas y sus respectivas temperaturas de saturación son:

- 100% : 84 947 mm Hg, temperatura = 48.25 °C
- 75 % : 79 298 mm Hg, temperatura = 46.85 °C
- 50 % : 64 244 mm Hg, temperatura = 42.77 °C

En base a los resultados anteriores, se observa una estrecha relación entre el exceso de agua en el ciclo, el vacío en el condensador y la potencia desarrollada por la turbina de baja presión. La pérdida de presión de vacío es producto del exceso de vapor

en el ciclo de las condiciones de operación con respecto a las de diseño. Dicho incremento es mayor al aumentar la capacidad de la unidad. El exceso de vapor por condensarse produce el "saturamiento" del equipo, reduciendo de esta manera, el volumen en su interior para el cambio de fase, y por lo tanto, produciendo el incremento de la presión absoluta en su interior.

El incremento de la presión absoluta puede traducirse en una pérdida de la presión de vacío del condensador. Dicha pérdida de presión disminuye la "caída entálpica" (KJ / Kg.) de la etapa de baja presión de la turbina, y por lo tanto la potencia desarrollada por las últimas ruedas de esta etapa.

6.- Aumento en la temperatura de entrada del agua de condensado al primer calentador de baja presión (calentador 1)

Este punto está estrechamente relacionado con la temperatura de saturación correspondiente a la presión de vacío en el condensador. Las temperaturas de entrada del agua de condensado a las condiciones de operación, tienen un incremento de 9.44 °C a 100 %, 7.68 °C a 75 % y de 3.94 °C a 50 % de carga de operación, con respecto a la temperatura de diseño de 41.06 °C a la descarga de las bombas de agua de condensado.

En base a los resultados de pérdida de exergía, es en este calentador en donde se presentan las mayores pérdidas exergéticas, siendo de 580.40 KW a 100 %, 242.59 a 75 % y 227 KW a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto al diseño.

Con respecto a las eficiencias exergéticas, los resultados obtenidos muestran una disminución del rendimiento del calentador con respecto al de diseño en 10.21 % a 100 %, 6.80 % a 75 % y 6.20 % a 50 % de carga de operación de la unidad.

La disminución de la eficiencia de este equipo se puede explicar por el bloqueo del 9 % de los tubos del calentador debido a picaduras, dato proporcionado por el departamento mecánico de la CTVM, que reduce el área de transferencia de calor entre el vapor proveniente de la extracción de la turbina y el agua condensado que circula en el interior de los tubos. Lo anterior explica el incremento de la temperatura del dren del calentador hacia el pozo caliente del condensador: 12.60 °C a 100 %, 9.40 °C a 75 % y 4.33 °C a 50 % de carga de operación con respecto al diseño, y la disminución de 2 a 4 °C de la temperatura del agua de condensado a la salida del calentador, con respecto a las temperaturas de diseño.

Con respecto a los otros calentadores, no se presentan variaciones notables en las eficiencias exergéticas, ni en la cantidad de exergía destruida de las condiciones de operación con respecto a las de diseño, por lo cual se puede considerar que están operando en condiciones aceptables. Lo anterior se puede verificar en la tabla de resultados mostrados en el capítulo 5.

7.- Incremento en el consumo de energía de las bombas de agua de condensado y alimentación.

Debido al incremento de los flujos de agua de condensado y alimentación reales con respecto a los de diseño, existe un incremento en la energía consumida por las bombas de agua de alimentación y condensado, los cuales son:

Bombas de agua de condensado:

519 KW a 100 %, 453 KW a 75 % y 397 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño.

Bombas de agua de alimentación:

650 KW a 100 %, 463 KW a 75 % y 210 KW a 50 % de carga de operación con respecto al diseño.

En base a los resultados anteriores se puede afirmar que el exceso de agua en el ciclo se debe al mayor requerimiento de vapor en la turbina para producir la potencia eléctrica demandada a la unidad. El incremento de potencia en la etapa de presión intermedia compensa el decremento del trabajo en la etapa de alta presión, a causa del desgaste de los sellos de vapor, los cuales, según personal del departamento mecánico, no han sido cambiados durante un periodo de 3 mantenimientos mayores de la unidad (12 años).

Es importante señalar que dicha compensación se excede en 1757 KW a 100 %, 1020 KW a 75 % y 608 KW de generación de potencia bruta (potencia desarrollada por la turbina) a las condiciones de operación con respecto a la de diseño, debido al incremento en el consumo de energía de las bombas de agua de alimentación y condensado, así como de otros equipos auxiliares de la unidad.

Este incremento de vapor requiere de un aumento en el flujo de agua de alimentación al generador de vapor de las condiciones de operación con respecto a las de diseño, lo cual incrementa a su vez, el flujo total del ciclo. Lo anterior se ve reflejado en el Consumo Térmico Unitario de la Unidad, el cual es mayor en 69.28 Kcal / KW-h a 100 %, 64.39 Kcal / KW-h a 75 % y 56.86 Kcal / KW-h a 50 % de carga de operación, que se ve reflejado en un incremento en el consumo de combustible en el generador de vapor de 2637.86 Kg / h a 100%, 1811.26 kg / h a 75 % y 1187.71 kg / h a 50 % de carga de operación de la unidad con respecto al diseño.

A causa del exceso de vapor de escape de la turbina existe un saturamiento del condensador, lo cual origina la pérdida en la presión de vacío de dicho equipo. Dichas pérdidas se incrementan al aumentar la carga de la unidad, y por lo tanto, el exceso de vapor que debe condensarse. Es importante señalar que el desempeño del condensador es función de la temperatura del medio ambiente, la cual tiene una influencia directa en la temperatura del agua de circulación a la entrada del condensador proveniente de la torre de enfriamiento, y por lo tanto, en la presión de vacío en el interior del condensador.

La presión de vacío en el condensador influye en la potencia desarrollada en la etapa de baja presión de la turbina. En esta etapa se presentan pérdidas de potencia en relación directa con la pérdida de vacío en el condensador, por lo cual se puede atribuir dicho desempeño a la presión en el condensador, y no a anomalías en esta etapa de la turbina.

Al efectuar el análisis de pérdida de exergía al generador de vapor, los resultados indican que es el equipo en el cual se destruye una gran cantidad de exergía, ya que solamente se aprovecha la mitad del potencial energético del combustible. La exergía destruida en este equipo se debe principalmente por el proceso de combustión y el de transferencia de calor de los gases calientes con el vapor, procesos en los cuales existen bajos rendimientos y elevadas pérdidas exergéticas. Por lo anterior se considera al generador de vapor como el principal limitante en el aprovechamiento energético de una central termoeléctrica, y es en este equipo donde deben de enfocarse un mayor número de estudios para elevar el rendimiento de este tipo de centrales de generación eléctrica.

En base a las conclusiones anteriores, se realizó un análisis de factibilidad de cambiar los sellos de vapor de las ruedas de la turbina de alta presión, para recuperar la potencia perdida de en esta etapa. Como se mencionó anteriormente, dichas pérdidas son del orden de 10 a 35 KW por milésima de pulgada de claro mayor a la distancia de diseño (distancia de separación entre el sello de vapor y el alabe de la turbina) de cada una de las ruedas. La inversión inicial y ahorro en combustible obtenidos del análisis económico descrito en el inciso 5.7 del capítulo anterior, se muestran en la siguiente tabla:

	100%	75 %	50 %
Ahoro anual (\$)	297510.93	233545.67	205986.71
Inversión inicial (\$)	660 000. 00	660 000. 00	660 000. 00
Año en el cual se paga la inversión	2.5842	3.4055	3.9475
relacion n / N	0.2584	0.3405	0.3947

donde n = número de años en los cuales se paga la inversión
 N = vida útil de los sellos de vapor = 10 años

y se tienen las siguientes consideraciones:

i = tasa de descuento

$i = 9\%$ para proyectos de la Comisión Federal de Electricidad

F_p = factor de planta = 0.65

Por lo resultados obtenidos, el proyecto del cambio de los sellos es económicamente rentable si la capacidad de la unidad es cercana al 100% (300 MW). Considerando que la máquina opera en un rango entre 275 - 300 MW (Dato proporcionado por el departamento de Análisis y Resultados de la CTVM), es factible la instalación de los sellos de vapor, y por lo tanto, nuestra recomendación es la instalación de dichos sellos en el próximo mantenimiento programado de la unidad.

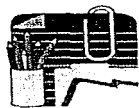
6.1.2.- RECOMENDACIONES:

Un punto importante de mencionar en el diagnóstico de energía de la unidad 4 presentado en esta tesis, es el hecho de que está basado en una sola prueba de rendimiento a 100, 75 y 50 % de carga de operación de la unidad. Las lecturas necesarias (presión, temperatura, flujos) para el cálculo del CTU fueron tomadas por personal del departamento de Análisis y Resultados de la CTVM, sin embargo, dicho departamento no cuenta con un programa establecido de diagnóstico de sus unidades. Por lo anterior nuestra recomendación es la implementación de una serie de pruebas acordes con los programas de producción y mantenimiento de las unidades, que permitieran elaborar un registro estadístico del comportamiento energético (consumo de energía, destrucción de exergías, eficiencias energéticas y rendimientos exergéticos) de los equipos de la unidad, lo cual sería de gran utilidad para identificar aquellos equipos que requieren mayor atención durante los mantenimientos programados de la unidad en base de los resultados observados de su funcionalidad.

Un factor determinante en la realización de un diagnóstico energético es el equipo de medición como son termómetros, manómetros, medidores de flujo, etc. los cuales deben ser calibrados continuamente para proporcionar información confiable de los parámetros durante la toma de lecturas en una prueba de rendimiento de la unidad. Durante nuestra estancia como practicantes en dicha central (480 hrs.) observamos que es quizás uno de los principales inconvenientes en la realización de este tipo de pruebas, ya que algunos de estos equipos de medición en la unidad 4 son obsoletos, principalmente en la medición de los flujos de agua de atemperación al sobrecalentador y calentador, o no se encuentran fijos en su sitio, como es el caso de los termómetros de los calentadores y líneas de extracciones de la turbina. Por lo anterior, recomendamos la instalación de dichos instrumentos de medición, que permitan tomar las lecturas, sin necesidad de equipo portátil, como es el caso de los termopares empleados en la toma de temperaturas, así como el reemplazo de equipos de medición de los flujos de agua en el ciclo (atemperaciones, agua alimentación, agua de condensado, agua de circulación), que es información de suma importancia en la determinación de los balances de masa, energía y exergía del ciclo de la unidad.

Como se puede observar con el desarrollo de la tesis, el diagnóstico de las unidades de una central termoeléctrica a partir de su Consumo Térmico Unitario, no es suficiente, ya que no es posible determinar la capacidad real del vapor de producir trabajo y no es posible determinar la cantidad de exergía destruida por los equipos. Por lo anterior, consideramos que debería implementarse el diagnóstico de las centrales termoeléctricas a través del concepto de exergía, el cual mostraría en términos reales la cantidad de energía que puede ser aprovechable del fluido de proceso, así como la cantidad de exergía destruida por los equipos de la unidad.

ANEXOS



ANEXO 1 PROGRAMA DE CALCULO DEL CONSUMO TERMICO UNITARIO DE LA UNIDAD NUMERO 4 (300 MW) DE LA CTVM.

```
PRINT "          UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO"
PRINT "          FACULTAD DE INGENIERÍA"

DECLARE FUNCTION AGUA( TA, HA)
DECLARE FUNCTION VAPOR( TV, PV, HV, SV)
CLS
PRINT "      COMPORTAMIENTO DEL CONSUMO TÉRMICO UNITARIO (CTU) Y DEL "
PRINT "      RÉGIMEN TÉRMICO (RT) DE LA UNIDAD No 4 (300 MW) DE LA "
PRINT "      CENTRAL TÉRMICOELÉCTRICA VALLE DE MÉXICO "
PRINT "      TURBO-GENERADOR (BROWN BOVERI) (BBC) "
INPUT "      PRESIONE [ENTER] PARA CONTINUAR." N5
IF N5 = "" THEN
END IF
CLS
PRINT "      VARIABLES PARA LA DETERMINACIÓN DEL CTU Y RT "
PRINT "      INTRODUCE LOS VALORES QUE A CONTINUACIÓN SE PIDEN"
PRINT "      SE RECOMIENDA CONSULTAR EL DIAGRAMA DE FLUJO DEL CICLO"
10
INPUT "      POTENCIA DE CARGA DE LA UNIDAD (KW)", KW
IF FP = 1 GOTO 360
*****
20 CLS
INPUT "      EFICIENCIA DEL GENERADOR DE VAPOR %", GV
GV = GV / 100
IF FP = 1 GOTO 360
*****
30 CLS
INPUT "      PRESION DE VAPOR SOBRECALENTADO P1 (Kg/cm2) ", PV
INPUT "      TEMPERATURA DE VAPOR SOBRECALENTADO T1 (°C)", TV
V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)
H01 = HV
S01 = SV
P1 = PV
T1 = TV
IF FP = 1 GOTO 360
*****
40 CLS
INPUT "      PRESION DE VAPOR RECALENTADO CALIENTE P2 (Kg/cm2) ", PV
INPUT "      TEMPERATURA DE VAPOR RECALENTADO CAL T2 (°C) ", TV
V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)
H02 = HV
S02 = SV
P2 = PV
T2 = TV
IF FP = 1 GOTO 360
*****
50 CLS
INPUT "      PRESION DE VAPOR RECALENTADO FRIÓ P3 (Kg/cm2) ", PV
INPUT "      TEMPERATURA DE VAPOR RECALENTADO FRIÓ T3 (°C)", TV
V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)
H03 = HV
S03 = SV
P3 = PV
T3 = TV
IF FP = 1 GOTO 360
*****
60 CLS
```


INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ALIMENTACIÓN ANTES DE LA BOMBA AA T61 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H61 = HA

T61 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

70 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ALIMENTACIÓN DESPUÉS DE LA BOMBA AA T60 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H44 = HA

T60 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

80 CLS

INPUT "PRESION VAPOR DE EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 7 P27 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR DE EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 7 T27(oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H27 = HV

S27 = SV

P27 = PV

T27 = TV

IF FP = 1 GOTO 360

.....

90 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DEL DREN DEL CALENTADOR No. 7 T37 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H37 = HA

T37 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

100 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA ALIMENTACIÓN ANTES DEL CALENTADOR No 7 T46 (oC)", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H46 = HA

T46 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

110 CLS

INPUT "PRESION VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 6 P26 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 6 T26 (oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H26 = HV

S26 = SV

P26 = PV

T26 = TV

IF FP = 1 GOTO 360

.....

120 CLS

INPUT "TEMPERATURA DEL DREN DEL CALENTADOR No 6 T36 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H36 = HA

T36 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

130 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ALIMENTACIÓN ANTES DEL CALEN. No.6 T45 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H45 = HA

T45 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

.....

140 CLS

INPUT "PRESIÓN VAPOR DE EXTRACCIÓN AL CALEN No.5 P25 (Kg/cm2) ", PV
INPUT "TEMPERATURA VAPOR DE EXTRACCIÓN AL CALEN No.5 T25 (oC) ", TV
V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H25 = HV

S25 = SV

P25 = PV

T25 = TV

IF FP = 1 GOTO 360
.....

150 CLS

INPUT "TEMPERATURA DEL DREN DEL CALENTADOR No.5 T35 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H35 = HA

T35 = TA

IF FP = 1 GOTO 360
.....

160 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ALIMENTACION ANTES DEL CALEN.No.5 T60 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H44 = HA

T60 = TA

IF FP = 1 GOTO 360
.....

170 CLS

INPUT "PRESIÓN VAPOR DE EXTRACCIÓN AL DEAREADOR P24 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR DE EXTRACCIÓN AL DEAREADOR T24 (oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H24 = HV

S24 = SV

P24 = PV

T24 = TV

IF FP = 1 GOTO 360
.....

180 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE CONDENSADO ENTRADA AL DEAREADOR T30 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H30 = HA

T30 = TA

IF FP = 1 GOTO 360
.....

190 CLS

INPUT "PRESIÓN VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 3 P23 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 3 T23 (oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H23 = HV

S23 = SV

P23 = PV

T23 = TV

IF FP = 1 GOTO 360
.....

200 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DEL DREN DEL CALENTADOR No 3 T33 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H33 = HA

T33 = TA

IF FP = 1 GOTO 360
.....

210 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE CONDENSADO ANTES DEL CALENT No 3 T42 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H42 = HA

T42 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

220 CLS

INPUT "PRESIÓN VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 2 P22 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No.2 T22 (oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H22 = HV

S22 = SV

P22 = PV

T22 = TV

IF FP = 1 GOTO 360

230 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DEL DREN DEL CALENTADOR No.2 T32 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H32 = HA

T32 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

240 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE CONDENSADO ANTES DEL CALEN No.2 T41 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H41 = HA

T41 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

250 CLS

INPUT "PRESIÓN VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 1 P21 (Kg/cm2) ", PV

INPUT "TEMPERATURA VAPOR EXTRACCIÓN AL CALENTADOR No 1 T21 (oC) ", TV

V1 = VAPOR(TV, PV, HV, SV)

H21 = HV

S21 = SV

P21 = PV

T21 = TV

IF FP = 1 GOTO 360

260 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DEL DREN DEL CALEN No 1 T31 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H31 = HA

T31 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

270 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE CONDENSADO ANTES DEL CALEN No.1 T4E (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H4E = HA

T4E = TA

IF FP = 1 GOTO 360

280 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE REPUESTO T40 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H40 = HA

T40 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

290 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ALIMEN. ENTRADA AL ECO (CALDERA) T47 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H47 = HA

T47 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

300 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ATEMPERACIÓN SC T122 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H122 = HA

T122 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

310 CLS

INPUT "TEMPERATURA AGUA DE ATEMPERACIÓN RC T123 (oC) ", TA

A1 = AGUA(TA, HA)

H123 = HA

T123 = TA

IF FP = 1 GOTO 360

320 CLS

INPUT "FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN G47 = G120 (Kg/hr) ", G47

IF FP = 1 GOTO 360

330 CLS

INPUT "FLUJO DE AGUA DE REPUESTO G40 (Kg/hr) ", G40

IF FP = 1 GOTO 360

340 CLS

INPUT "FLUJO DE AGUA DE ATEMPERACIÓN SC G122 (Kg/hr) ", G122

IF FP = 1 GOTO 360

350 CLS

INPUT "FLUJO DE AGUA DE ATEMPERACIÓN RC G123 (Kg/hr) ", G123

IF FP = 1 GOTO 360

360 CLS

PRINT " 1) - POTENCIA DE LA UNIDAD " , KW

PRINT " 2) - EFICIENCIA DEL GEN VAPOR " , GV

PRINT " 3) - PRESION VSH " , P1

PRINT " TEMPERATURA VSH " , T1

PRINT " 4) - PRESION VRH CALIENTE " , P2

PRINT " TEMPERATURA VRH CALIENTE " , T2

PRINT " 5) - PRESION VRH FRIO " , P3

PRINT " TEMPERATURA VRH FRIO " , T3

PRINT " 6) - TEMPERATURA SUCCION BBA A ALIMEN " , T61

PRINT " 7) - TEMPERATURA DESCARGA BBA A ALIMEN " , T60

PRINT " 8) - PRESION EXTRACCION CAL 7 " , P27

PRINT " TEMPERATURA EXTRACCION CAL 7 " , T27

PRINT " 9) - TEMPERATURA DREN CALENTADOR 7 " , T37

PRINT " 10) - TEMPERATURA A A ENTRADA CAL 7 " , T46

PRINT " 11) - PRESION EXTRACCION CAL 6 " , P26

PRINT " TEMPERATURA EXTRACCION CAL 6 " , T26

PRINT " 12) - TEMPERATURA DREN CAL 6 " , T36

PRINT " 13) - TEMPERATURA A A ENTRADA CAL 6 " , T45

PRINT " 14) - PRESION EXTRACCION CAL 5 " , P25

PRINT " TEMPERATURA EXTRACCION CAL 5 " , T25

PRINT " 15) - TEMPERATURA DREN CAL 5 " , T35

PRINT " 16) - TEMPERATURA A A ENTRADA CAL 5 " , T60

PRINT "PRESIONE V PARA VER LOS OTROS DATOS O EL NUMERO POR CAMBIAR", INPUT ECS

IF ECS = "V" THEN FP = 0 GOTO 370

IF ECS = "1" THEN FP = 1 GOTO 10

```

IF ECS = "2" THEN FP = 1 GOTO 20
IF ECS = "3" THEN FP = 1 GOTO 30
IF ECS = "4" THEN FP = 1 GOTO 40
IF ECS = "5" THEN FP = 1 GOTO 50
IF ECS = "6" THEN FP = 1 GOTO 60
IF ECS = "7" THEN FP = 1 GOTO 70
IF ECS = "8" THEN FP = 1 GOTO 80
IF ECS = "9" THEN FP = 1 GOTO 90
IF ECS = "10" THEN FP = 1 GOTO 100
IF ECS = "11" THEN FP = 1 GOTO 110
IF ECS = "12" THEN FP = 1 GOTO 120
IF ECS = "13" THEN FP = 1 GOTO 130
IF ECS = "14" THEN FP = 1 GOTO 140
IF ECS = "15" THEN FP = 1 GOTO 150
IF ECS = "16" THEN FP = 1 GOTO 160

370 CLS
PRINT " 17) - PRESION EXTRACCION DEAREADOR " " P24
PRINT " 18) - TEMPERATURA A COND ENTRADA DEAREADOR " " T24
PRINT " 19) - PRESION EXTRACCION CAL 3 " " P23
PRINT " 20) - TEMPERATURA EXTRACCION CAL 3 " " T23
PRINT " 21) - TEMPERATURA A COND ENTRADA CAL 3 " " T33
PRINT " 22) - PRESION EXTRACCION CAL 2 " " T42
PRINT " 23) - TEMPERATURA EXTRACCION CAL 2 " " P22
PRINT " 24) - TEMPERATURA A COND ENTRADA CAL 2 " " T22
PRINT " 25) - PRESION EXTRACCION CAL 1 " " T41
PRINT " 26) - TEMPERATURA EXTRACCION CAL 1 " " P21
PRINT " 27) - TEMPERATURA DREN CAL 1 " " T21
PRINT " 28) - TEMPERATURA A COND ENTRADA CAL 1 " " T31
PRINT " 29) - TEMPERATURA AGUA DE REPUESTO " " T40
PRINT " 30) - TEMPERATURA A ENTRADA ECONOMIZADOR " " T47
PRINT " 31) - TEMPERATURA A ATEMPERACION RC " " T122
PRINT " 32) - FLUJO AGUA ALIMENTACION " " T123
PRINT " 33) - FLUJO AGUA DE REPUESTO " " G47
PRINT " 34) - FLUJO AGUA ATEMPERACION RC " " G40
PRINT " 35) - FLUJO AGUA ATEMPERACION RC " " G122
PRINT " PRESIONE C PARA CONTINUAR O EL NUMERO POR CAMBIAR: " INPUT ECS
IF ECS = "C" THEN FP = 0 GOTO 380
IF ECS = "17" THEN FP = 1 GOTO 170
IF ECS = "18" THEN FP = 1 GOTO 180
IF ECS = "19" THEN FP = 1 GOTO 190
IF ECS = "20" THEN FP = 1 GOTO 200
IF ECS = "21" THEN FP = 1 GOTO 210
IF ECS = "22" THEN FP = 1 GOTO 220
IF ECS = "23" THEN FP = 1 GOTO 230
IF ECS = "24" THEN FP = 1 GOTO 230
IF ECS = "25" THEN FP = 1 GOTO 240
IF ECS = "26" THEN FP = 1 GOTO 250
IF ECS = "26" THEN FP = 1 GOTO 260
IF ECS = "27" THEN FP = 1 GOTO 270
IF ECS = "28" THEN FP = 1 GOTO 280
IF ECS = "29" THEN FP = 1 GOTO 290
IF ECS = "30" THEN FP = 1 GOTO 300
IF ECS = "31" THEN FP = 1 GOTO 310
IF ECS = "32" THEN FP = 1 GOTO 320
IF ECS = "33" THEN FP = 1 GOTO 330
IF ECS = "34" THEN FP = 1 GOTO 340
IF ECS = "35" THEN FP = 1 GOTO 350

```

380 CLS

FÓRMULAS PARA LA DETERMINACIÓN DE FLUJOS DE EXTRACCIONES Y FLUJOS DE AGUAS
DEL CICLO PARA ENCONTRAR EL "C T U" Y "R T"

SE014 = 0
SE024 = 0
SE044 = 0
SE054 = 0
SE064 = 0
SE074 = 0
SE084 = 0
SE094 = 0
SE104 = 0
SE124 = 0
SE134 = 0
SE184 = 0
G27 = 0
G26 = 0
G25 = 0
G24 = 0
G30 = 0
G23 = 0
G22 = 0
G21 = 0
G1 = 0
G3 = 0
G2 = 0
G6 = 0
CTU1 = 0
CTU = 0
RT = 0
G9 = 680
X = (KW / 300000) * 100
AS14 = 1.970492
BS14 = 3.542057E-02
CS14 = -7.419442E-04
DS14 = 2.266588E-06
AS24 = 1.097967
BS24 = 1.91923E-03
CS24 = 2.631624E-04
DS24 = -2.627641E-06
AS44 = 4.639961E-02
BS44 = 1.366858E-04
CS44 = -2.320261E-06
DS44 = 8.534403E-09
AS54 = 3309061
BS54 = -1.633338E-02
CS54 = 4.316534E-04
DS54 = -2.3845E-06
AS64 = 7.963905
BS64 = -.5216695
CS64 = 1.103049E-02
DS64 = -6.346956E-05
AS74 = -7.878128
BS74 = 5848491
CS74 = -1.131263E-02
DS74 = 6.563118E-05
AS84 = -.5012327

```

BS84 = .0378581
CS84 = -5.743717E-04
DS84 = 3.217135E-06
AS94 = 3.990489E-02
BS94 = 5.36969E-05
CS94 = -7.146755E-07
DS94 = -2.79087E-11
AS104 = 1508003
BS104 = 1784577
CS104 = -7.191796E-04
DS104 = 5.51263E-06
AS124 = -0.0669714
BS124 = 9.332212E-03
CS124 = -5.48484E-05
DS124 = 3.998336E-07
AS134 = -0.0721187
BS134 = 1.235156E-02
CS134 = -7.134914E-05
DS134 = 5.392527E-07
AS184 = 0.122903
BS184 = 1.194597E-03
CS184 = 1.998951E-05
DS184 = -1.88745E-07
SE014 = (AS14 + BS14 * X ^ 1 + CS14 * X ^ 2 + DS14 * X ^ 3)
SE024 = (AS24 + BS24 * X ^ 1 + CS24 * X ^ 2 + DS24 * X ^ 3)
SE034 = 0018
SE044 = (AS44 + BS44 * X ^ 1 + CS44 * X ^ 2 + DS44 * X ^ 3)
SE054 = (AS54 + BS54 * X ^ 1 + CS54 * X ^ 2 + DS54 * X ^ 3)
SE064 = (AS64 + BS64 * X ^ 1 + CS64 * X ^ 2 + DS64 * X ^ 3)
SE074 = (AS74 + BS74 * X ^ 1 + CS74 * X ^ 2 + DS74 * X ^ 3)
SE084 = (AS84 + BS84 * X ^ 1 + CS84 * X ^ 2 + DS84 * X ^ 3)
SE094 = (AS94 + BS94 * X ^ 1 + CS94 * X ^ 2 + DS94 * X ^ 3)
SE104 = (AS104 + BS104 * X ^ 1 + CS104 * X ^ 2 + DS104 * X ^ 3)
SE114 = 0435
SE124 = (AS124 + BS124 * X ^ 1 + CS124 * X ^ 2 + DS124 * X ^ 3)
SE134 = (AS134 + BS134 * X ^ 1 + CS134 * X ^ 2 + DS134 * X ^ 3)
SE144 = 0617
SE154 = 1315
SE164 = 3828
SE174 = 0
SE184 = (AS184 + BS184 * X ^ 1 + CS184 * X ^ 2 + DS184 * X ^ 3)
G27 = G47 * ((H47 - H46) / (H47 - H37))
G26 = ((G47 * (H46 - H45)) - (G27 * (H37 - H36))) / (H26 - H36)
G25 = ((G47 * (H45 - H44)) - (G27 * G26) - (H36 - H35)) / (H25 - H35)
G24 = (((G47 * G123 + G122) * (H61 - H43)) + ((G27 * G26 + G25) * (H43 - H35))) / (H24 - H43)
G43 = G47 * G123 + G122 - G27 - G26 - G25 - G24
G23 = (G43 * (H43 - H42)) / (H23 - H33)
G22 = ((G43 * (H42 - H41)) - (G23 * (H33 - H32))) / (H22 - H32)
G21 = ((G43 * (H41 - H4E)) - ((G23 * G22) * (H32 - H31))) / (H21 - H31)
G1 = G47 + G122 - G40 - G9
G3 = G1 - G27 - SE104 - (SF074 + SE034 + SE044 + SE054 + SE064 + SE074 + SE084 + SE094)
G2 = G3 + G123
G6 = G2 - G21 - G22 - G23 - G24 - G25 - G26 - SE024 - SE054 + SE064 + SE074 + SE084 + SE104 -
SE114 - SE144 + SE184 - 2 * SE154
CTU1 = (G1 * (H01 - H47)) + (G2 * (H02 - H03)) + (G9 * (H01 - H47)) + (G122 * (H47 - H44)) + (G123 * (H03
- H44)) + ((G47 * G122 + G123) * (H44 - H61)) - (G40 * (H47 - H40))
CTU = (CTU1) / KW
RT = CTU / CV
CLS

```

PRINT "CARGA

". KW

```

PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 1 =" " G21
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 2 =" " G22
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 3 =" " G23
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 4 =" " G24
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 5 =" " G25
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 6 =" " G26
PRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 7 =" " G27
PRINT "FLUJO DE CONDENSADO G43 =" " G43
PRINT "FLUJO DE VAPOR PRINCIPAL G01 =" " G1
PRINT "FLUJO DE VAPOR REC FRIÓ G03 =" " G3
PRINT "FLUJO DE VAPOR REC CAL G02 =" " G2
PRINT "FLUJO DE VAPOR DE ESCAPE G08 =" " G8
PRINT "CONSUMO TERMICO UNITARIO CTU =" " CTU
PRINT "REGIMEN TERMICO RT =" " RT
PRINT "LA ENTALPIA 1 =" " H01
PRINT "LA ENTALPIA 2 =" " H02
PRINT "LA ENTALPIA 40 =" " H40
PRINT "LA ENTALPIA 3 =" " H03
PRINT "LA ENTALPIA 47 =" " H47
PRINT "LA ENTALPIA 61 =" " H61
PRINT "PRESIONE -- 1 -- PARA TERMINAR C -- D -- PARA CAMBIAR UN DATO", : INPUT ECS
IF ECS = "D" GOTO 360
IF ECS = "T" GOTO 350
390 CLS
PRINT " DESEAS IMPRIMIR LOS RESULTADOS DE ESTA PRUEBA"
PRINT " PRESIONE -- 1 -- PARA IMPRIMIR C -- S -- PARA SALIR DEL PROGRAMA": INPUT SAS
IF ECS = "S" GOTO 410
400 CLS
LPRINT "CARGA [ KW ] =" " KW
LPRINT "EFICIENCIA GENERADOR [ % ] =" " GV
LPRINT "CONSUMO TERMICO UNITARIO CTU [ kcal/KW HR ] =" " CTU
LPRINT "REGIMEN TERMICO RT [ kcal/KW HR ] =" " RT
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 1 [ KG/HR ] =" " G21
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 2 [ KG/HR ] =" " G22
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 3 [ KG/HR ] =" " G23
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 4 [ KG/HR ] =" " G24
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 5 [ KG/HR ] =" " G25
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 6 [ KG/HR ] =" " G26
LPRINT "FLUJO EXTRACCIÓN DE VAPOR No 7 [ KG/HR ] =" " G27
LPRINT "FLUJO DE CONDENSADO G43 [ KG/HR ] =" " G43
LPRINT "FLUJO DE VAPOR PRINCIPAL G01 [ KG/HR ] =" " G1
LPRINT "FLUJO DE VAPOR REC FRIÓ G03 [ KG/HR ] =" " G3
LPRINT "FLUJO DE VAPOR REC CAL G02 [ KG/HR ] =" " G2
LPRINT "FLUJO DE VAPOR DE ESCAPE G08 [ KG/HR ] =" " G8
LPRINT "FLUJO AGUA DE REPUESTO [ KG/HR ] =" " G40
LPRINT "FLUJO AGUA DE ALIMENTACION [ KG/HR ] =" " G47
LPRINT "FLUJO A TEMPERACION SC [ KG/HR ] =" " G122
LPRINT "FLUJO A TEMPERACION RC [ KG/HR ] =" " G123
LPRINT "FLUJO A EYECTORES [ KG/HR ] =" " B80
LPRINT "TEMP COND ENT CAL 1 [ oC ] =" " T4E
LPRINT "TEMP COND ENT CAL 2 [ oC ] =" " T41
LPRINT "TEMP COND ENT CAL 3 [ oC ] =" " T42
LPRINT "TEMP COND ENT DEAREADOR [ oC ] =" " T30
LPRINT "TEMP SUCCION BBA A A [ oC ] =" " T61
LPRINT "TEMP A A ENT CAL 5 [ oC ] =" " T60
LPRINT "TEMP A A ENT CAL 6 [ oC ] =" " T45
LPRINT "TEMP A A ENT CAL 7 [ oC ] =" " T46
LPRINT "TEMP A A ENT ECONOMIZADOR [ oC ] =" " T47
LPRINT "TEMP VAPOR SOBRECALENTADO [ oC ] =" " T1
LPRINT "TEMP VAPOR REC CALIENTE [ oC ] =" " T2

```



```

LPRINT "TEMP VAPOR REC. FRIÓ" [oC] = ".T3
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 7" [oC] = ".T27
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 6" [oC] = ".T26
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 5" [oC] = ".T25
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN DEAREADOR" [oC] = ".T24
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 3" [oC] = ".T23
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 2" [oC] = ".T22
LPRINT "TEMP EXTRACCIÓN No 1" [oC] = ".T21
LPRINT "TEMP DREN CAL. 7" [oC] = ".T17
LPRINT "TEMP DREN CAL. 6" [oC] = ".T16
LPRINT "TEMP DREN CAL. 5" [oC] = ".T15
LPRINT "TEMP DREN CAL. 3" [oC] = ".T13
LPRINT "TEMP DREN CAL. 2" [oC] = ".T12
LPRINT "TEMP DREN CAL. 1" [oC] = ".T11
LPRINT "PRESION VAPOR SOBRECALENTADO [KG/CM2]= ".P1
LPRINT "PRESION VAPOR REC. CALIENTE [KG/CM2] = ".P2
LPRINT "PRESION VAPOR REC. FRIÓ [KG/CM2] = ".P3
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 1" [KG/CM2] = ".P21
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 2" [KG/CM2] = ".P22
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 3" [KG/CM2] = ".P23
LPRINT "PRESION EXT. DEAREADOR [KG/CM2] = ".P24
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 5" [KG/CM2] = ".P25
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 6" [KG/CM2] = ".P26
LPRINT "PRESION EXT. CAL. 7" [KG/CM2] = ".P27

```

410 CLS

LOCATE (10)

```

PRINT " UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO"
PRINT
PRINT " FACULTAD DE INGENIERÍA"
PRINT
PRINT " C T U UNIDAD No 4"

```

FUNCTION AGUA (TA, HA)

TABS1 = TA + 273

K1 = -7.691234564#

K2 = -26.08023696#

K3 = -1.681706546# * (10 ^ 2)

K4 = 64.73285504#

K5 = -1.183645225# * (10 ^ 2)

K6 = 4.16711732#

K7 = 20.9750676#

K8 = 1 * (10 ^ 9)

K9 = 6

TC = 647.3

Q = TABS1 / TC

PS11 = (((1 / Q) * (K1 * ((1 - Q) ^ 1) + K2 * ((1 - Q) ^ 2) + K3 * ((1 - Q) ^ 3) + K4 * ((1 - Q) ^ 4) + K5 * ((1 - Q) ^ 5))) / (1 + K6 * (1 - Q) + K7 * ((1 - Q) ^ 2))

PS12 = -(1 - Q) / (K8 * (1 - Q) ^ 2 + K9)

BK = EXP(PS11 + PS12)

PS = BK * 2212 / 9.81

A0 = 6.824687741# * (10 ^ 3)

A1 = -5.422053673# * (10 ^ 2)

A2 = -2.096666205# * (10 ^ 4)

A3 = 3.941286787# * (10 ^ 4)

A4 = -6.733277739# * (10 ^ 4)

A5 = 9.902381028000014# * (10 ^ 4)

A6 = -1.093911774# * (10 ^ 5)

A7 = 8.590841668999999# * (10 ^ 4)

A8 = -4.511168742# * (10 ^ 4)
 A9 = 1.418138926# * (10 ^ 4)
 A10 = -2.017271113# * (10 ^ 3)
 A11 = 7.982692717#
 A12 = -2.616571843# / (10 ^ 2)
 A13 = 1.52241179# / (10 ^ 3)
 A14 = 2.284279054# / (10 ^ 2)
 A15 = 2.421647003# * (10 ^ 2)
 A16 = 1.269716088# / (10 ^ 10)
 A17 = 2.074838328# / (10 ^ 7)
 A18 = 2.27492035# / (10 ^ 8)
 A19 = 1.105710498# / (10 ^ 9)
 A20 = 1.293441934# * (10 ^ 1)
 A21 = 1.308119072# / (10 ^ 5)
 A22 = 6.047620338# / (10 ^ 14)
 B1 = 8.438375405# / (10 ^ 1)
 B2 = 5.362162162# / (10 ^ 4)
 B3 = 1.72
 B4 = 7.342278480# / (10 ^ 2)
 B5 = 4.97585887# / (10 ^ 2)
 B6 = 6.5371543# / (10 ^ 1)
 B7 = 1.15 / (10 ^ 6)
 B8 = 1.5108 / (10 ^ 5)
 B9 = 1.4188 / (10 ^ 1)
 B10 = 7.002753165#
 B11 = 2.995284926#
 B12 = 2.04 / (10 ^ 1)
 Y = 1 - B1 * (Q ^ 2) - B2 * (Q ^ 6)
 Y1 = -2 * B1 * Q + 6 * B2 * (Q ^ 7)
 Z = Y + (B3 * (Y ^ 2) - 2 * B4 * Q + 2 * B5 * BK) ^ 5
 SL = -A1 + A3 * (Q ^ 2) + 2 * A4 * (Q ^ 3) + 3 * A5 * (Q ^ 4) + 4 * A6 * (Q ^ 5) + 5 * A7 * (Q ^ 6) + 6 * A8 * (Q ^ 7) + 7 * A9 * (Q ^ 8) + 8 * A10 * (Q ^ 9)
 HL1 = A0 * Q - SL * A11 * (Z * (17 * (Z / 29 - Y / 12) + 5 * Q * Y1 / 12) + B4 * Q - (B3 - 1) * Q * Y * Y1) * Z ^ (-5 / 17)
 HL2 = (A12 - Q ^ 2) * A15 * (9 * Q + B6) * ((B6 - Q) ^ 9 + A16 * (20 * (Q ^ 19) + B7) * (B7 + Q ^ 19) ^ -2) * BK
 HL3 = (12 * Q ^ 11 + B8) * ((B8 * Q ^ 11) ^ -2) * (A17 * BK + A18 * BK ^ 2 + A19 * BK ^ 3) + A20 * (Q ^ 18) * (17 * B9 + 19 * Q ^ 2) * (((B10 + BK) ^ -3) + B11 * BK)
 HL4 = A21 * B12 * (BK ^ 3) + 21 * A22 * (Q ^ -20) * (BK ^ 4)
 HLR = HL1 + HL2 - HL3 + HL4
 HLF = HLR * 22120000 * 09317
 HA = HLF * 2.390472 / (10 ^ 4)

END FUNCTION

FUNCTION VAPOR (TV, PV, HV, SV)

T = (TV * 1.8) + 32

P = PV * 14.2

T3 = (T / 1.8) + 255.38

P1 = P / 14.6959

B1 = (2641.62 / T3) * (10 * (80870 / (T3 ^ 2)))

B0 = 1.89 - B1

B2 = 82.546

B3 = 162460 / T3

B4 = 21828 * T3

B5 = 126970 / T3

F0 = 1.89 - B1 * (372420 / (T3 ^ 2) + 2)

B6 = (-2 * F0 * (B2 - B3)) + B0 * B3

B7 = (2 * F0 * (B4 - B5)) - (B0 * B5)

BV = B0 * (1 + B0) * (P * T3 ^ 2) * (B2 - B3 + B0 * P1 / (T3 ^ 2) * (B4 - B5) * B0 * P1)

F = 775.596 + 63296 * T3 - 000162467# * (T3 ^ 2) + ((LOG(T3) / LOG(10)) ^ 4) * 37.3635

```

A1 = P1 / T3
A2 = A1 ^ A1
A3 = B2 - B3 + B7 * B0 * A2
A4 = -B6 + B0 * A3
A5 = F0 * P1 + 5 * B0 * A2 * A4
A6 = F + .043557 * A5
A7 = A6 * .252
A8 = A7 / 453597024#
HV = A8
BS = ((1 / T3) * ((B0 - F0) * P1 + ( 5 * B0 * ((P1 / T3) ^ 2)) * (B6 + ( 5 * B0 * ((P1 / T3) ^ 2)) * B0 * (B0 * (B4 -
B5) - 2 * B7))))
SV = ((LOG(T3) / LOG(10)) * .809691) - ((LOG(P1) / LOG(10)) * .253801) + (.00018052# * T3) - (11.429 /
T3) - .359579 - (.0241983 * BS)
END FUNCTION

```

ANEXO 2 GRAFICAS DEL CONSUMO TERMICO UNITARIO DE LA UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA VALLE DE MEXICO

2025 RELEASE UNDER E.O. 14176
 NATIONAL ARCHIVES
 COLLEGE PARK, MARYLAND 20740
 REF ID: A63504

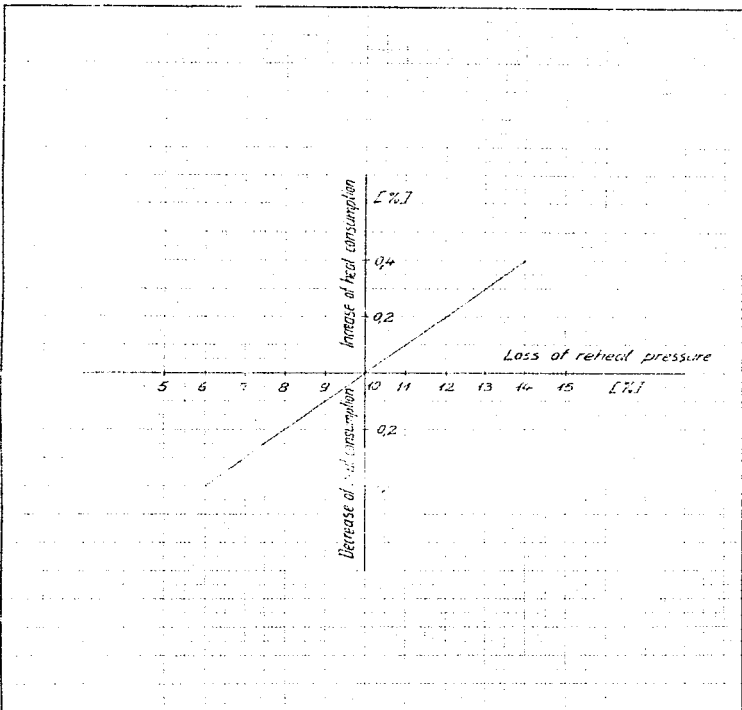
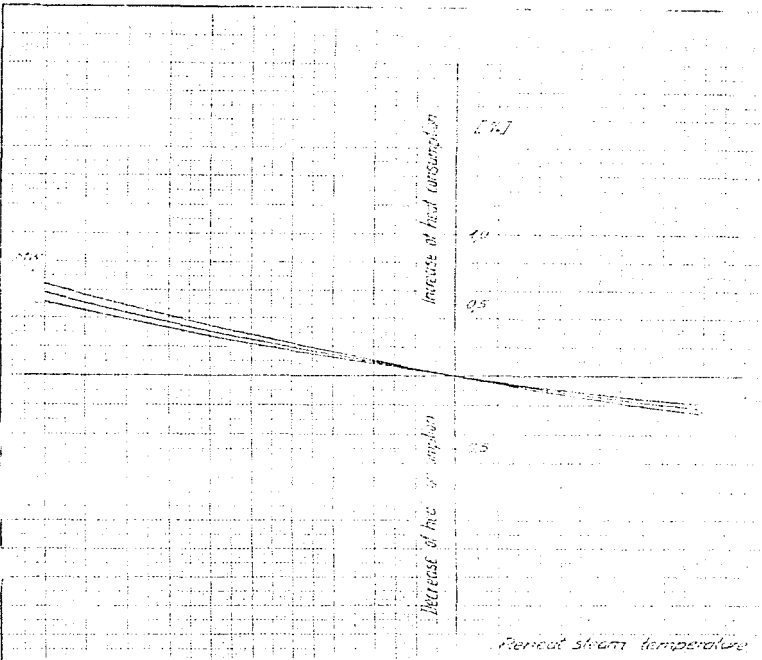


Fig. 1. Dependence of kcal consumption on the loss of reticulated pressure in the case of the correction of the diet - Consumption-Correction-Curve

RBC Research Corporation 1000 North 17th Street Berkeley, California 94709	Project: 11-11-68-108 Date: 11-11-68	Station: 108 Experiment: 108	Author: 108 Title: 108
--	---	---	---

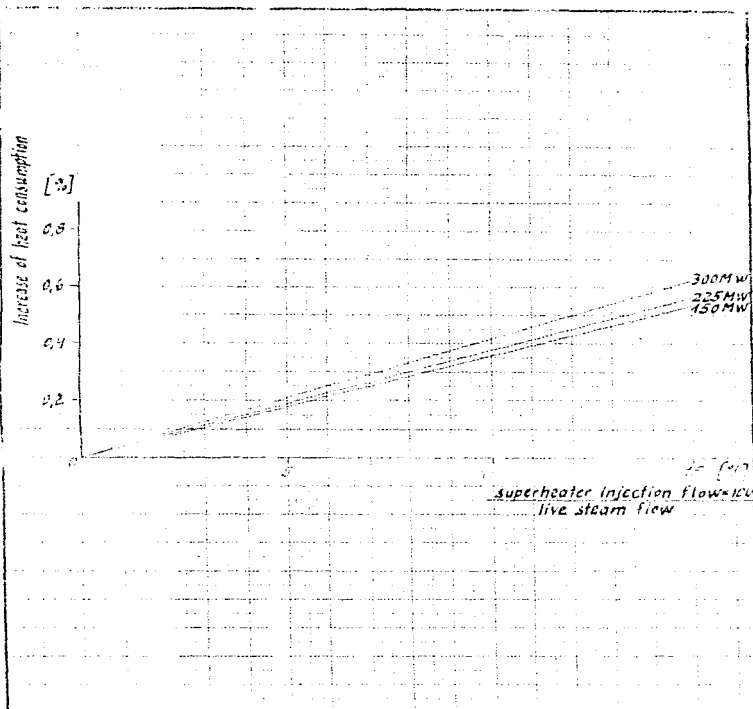
This document contains information which is classified "Secret" under Executive Order 12958, Section 1.4, as amended, because it contains information the disclosure of which could result in the identification of sources of information or methods of gathering information.



950 960 970 980 990 1000 1010 1020 1030 1040 1050 1060 1070

Projects: M. 1100 700 MW Behevo-Contaminant-Deposit
 Heat-Consumption-Operation-System

BBC <small>BRITISH BROADCASTING CORPORATION</small>	Date: _____ Time: _____ Location: _____	Project: _____ Station: _____ Operator: _____
---	---	---



Winnipeg, Manitoba, 300 M. Reheat-Condensing-Turboset
 Heat-Consumption-Correction-Curves

TRK
 120

6.7.7.366

GM22 310 233 3

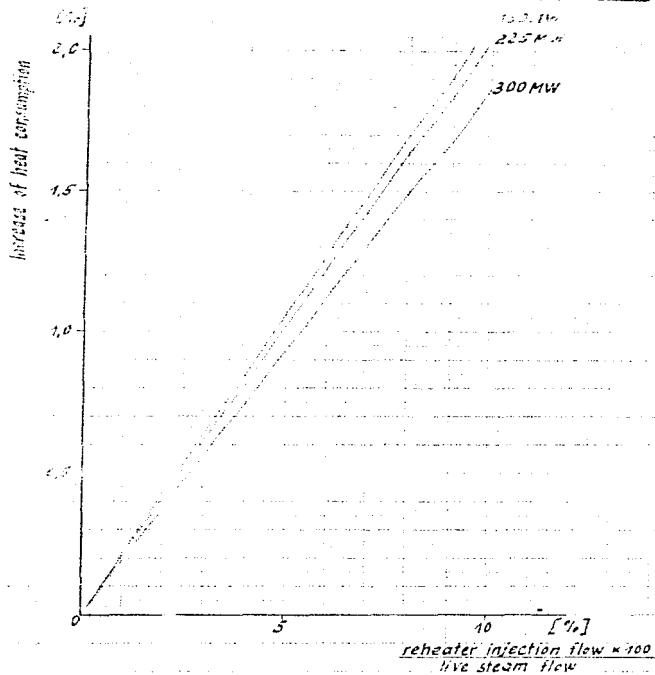


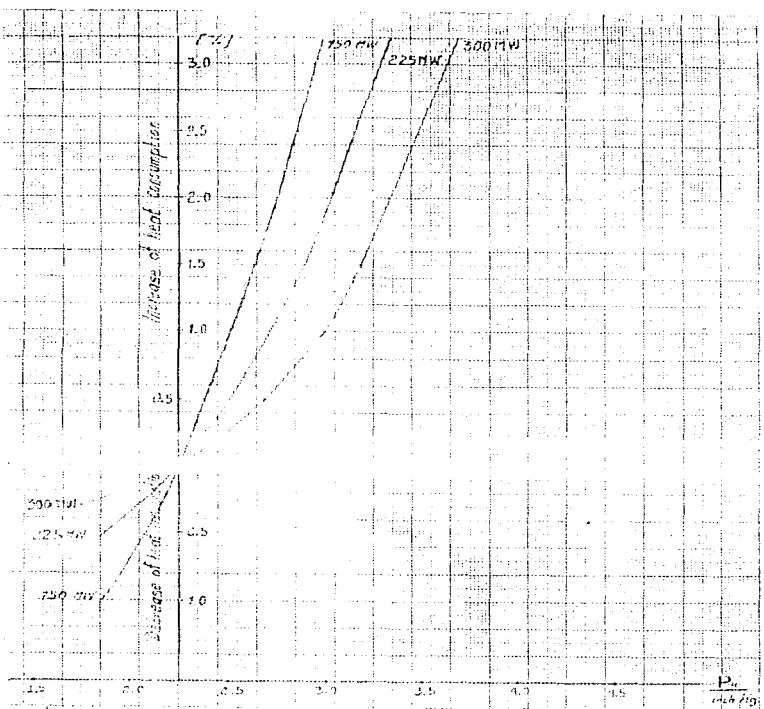
Fig. 1. Results, 300 H. Reheat-Condensing-Turbines
Heat-Consumption-Correction-Curves

THE

1.7.10

1962 11 22 m

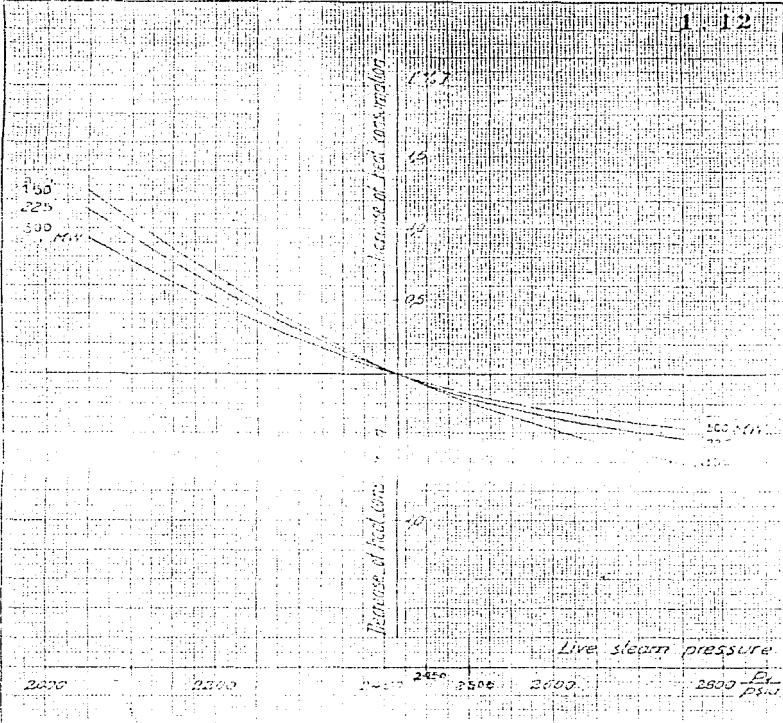
This graph is a plot of the performance characteristics of the condensing turbine
 for the condensing turbine.



Model: 100 MW Range - Condensing - Turbine
 Unit: Condensing - Turbine - Curve

BBC 11100 000

200 510 070 0

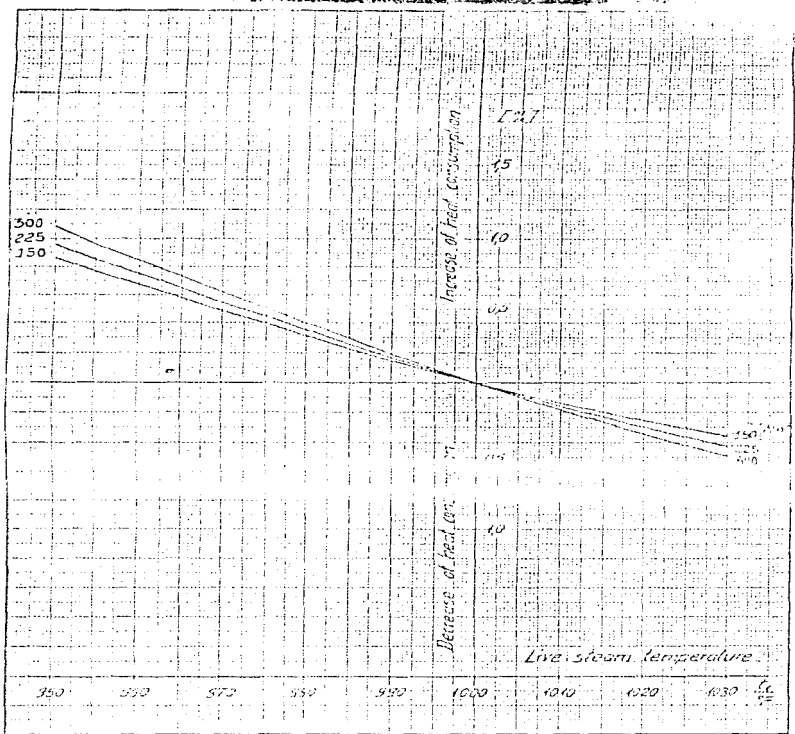


Project: Mexiko 7000 tons a day using turbojet
 Heat exchanger and preheater

BRG

1. The above information is for reference only and should not be used for design purposes.
 2. The above information is for reference only and should not be used for design purposes.
 3. The above information is for reference only and should not be used for design purposes.

1. The data for this chart were obtained from the following sources: *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 2, p. 151, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 3, p. 211, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 4, p. 311, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 5, p. 411, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 6, p. 511, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 7, p. 611, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 8, p. 711, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 9, p. 811, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 10, p. 911, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 11, p. 1011, 1957; *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, No. 12, p. 1111, 1957.



Project: *Wessex* S.C. 114 Report—Combining—Turbojet
 Heat Consumption—Reaction—Curves

BBC BURNER & BOILER COMPANY 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142, 143, 144, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 151, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158, 159, 160, 161, 162, 163, 164, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173, 174, 175, 176, 177, 178, 179, 180, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 191, 192, 193, 194, 195, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213, 214, 215, 216, 217, 218, 219, 220, 221, 222, 223, 224, 225, 226, 227, 228, 229, 230, 231, 232, 233, 234, 235, 236, 237, 238, 239, 240, 241, 242, 243, 244, 245, 246, 247, 248, 249, 250, 251, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260, 261, 262, 263, 264, 265, 266, 267, 268, 269, 270, 271, 272, 273, 274, 275, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283, 284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301, 302, 303, 304, 305, 306, 307, 308, 309, 310, 311, 312, 313, 314, 315, 316, 317, 318, 319, 320, 321, 322, 323, 324, 325, 326, 327, 328, 329, 330, 331, 332, 333, 334, 335, 336, 337, 338, 339, 340, 341, 342, 343, 344, 345, 346, 347, 348, 349, 350, 351, 352, 353, 354, 355, 356, 357, 358, 359, 360, 361, 362, 363, 364, 365, 366, 367, 368, 369, 370, 371, 372, 373, 374, 375, 376, 377, 378, 379, 380, 381, 382, 383, 384, 385, 386, 387, 388, 389, 390, 391, 392, 393, 394, 395, 396, 397, 398, 399, 400, 401, 402, 403, 404, 405, 406, 407, 408, 409, 410, 411, 412, 413, 414, 415, 416, 417, 418, 419, 420, 421, 422, 423, 424, 425, 426, 427, 428, 429, 430, 431, 432, 433, 434, 435, 436, 437, 438, 439, 440, 441, 442, 443, 444, 445, 446, 447, 448, 449, 450, 451, 452, 453, 454, 455, 456, 457, 458, 459, 460, 461, 462, 463, 464, 465, 466, 467, 468, 469, 470, 471, 472, 473, 474, 475, 476, 477, 478, 479, 480, 481, 482, 483, 484, 485, 486, 487, 488, 489, 490, 491, 492, 493, 494, 495, 496, 497, 498, 499, 500, 501, 502, 503, 504, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 512, 513, 514, 515, 516, 517, 518, 519, 520, 521, 522, 523, 524, 525, 526, 527, 528, 529, 530, 531, 532, 533, 534, 535, 536, 537, 538, 539, 540, 541, 542, 543, 544, 545, 546, 547, 548, 549, 550, 551, 552, 553, 554, 555, 556, 557, 558, 559, 560, 561, 562, 563, 564, 565, 566, 567, 568, 569, 570, 571, 572, 573, 574, 575, 576, 577, 578, 579, 580, 581, 582, 583, 584, 585, 586, 587, 588, 589, 590, 591, 592, 593, 594, 595, 596, 597, 598, 599, 600, 601, 602, 603, 604, 605, 606, 607, 608, 609, 610, 611, 612, 613, 614, 615, 616, 617, 618, 619, 620, 621, 622, 623, 624, 625, 626, 627, 628, 629, 630, 631, 632, 633, 634, 635, 636, 637, 638, 639, 640, 641, 642, 643, 644, 645, 646, 647, 648, 649, 650, 651, 652, 653, 654, 655, 656, 657, 658, 659, 660, 661, 662, 663, 664, 665, 666, 667, 668, 669, 670, 671, 672, 673, 674, 675, 676, 677, 678, 679, 680, 681, 682, 683, 684, 685, 686, 687, 688, 689, 690, 691, 692, 693, 694, 695, 696, 697, 698, 699, 700, 701, 702, 703, 704, 705, 706, 707, 708, 709, 710, 711, 712, 713, 714, 715, 716, 717, 718, 719, 720, 721, 722, 723, 724, 725, 726, 727, 728, 729, 730, 731, 732, 733, 734, 735, 736, 737, 738, 739, 740, 741, 742, 743, 744, 745, 746, 747, 748, 749, 750, 751, 752, 753, 754, 755, 756, 757, 758, 759, 760, 761, 762, 763, 764, 765, 766, 767, 768, 769, 770, 771, 772, 773, 774, 775, 776, 777, 778, 779, 780, 781, 782, 783, 784, 785, 786, 787, 788, 789, 790, 791, 792, 793, 794, 795, 796, 797, 798, 799, 800, 801, 802, 803, 804, 805, 806, 807, 808, 809, 810, 811, 812, 813, 814, 815, 816, 817, 818, 819, 820, 821, 822, 823, 824, 825, 826, 827, 828, 829, 830, 831, 832, 833, 834, 835, 836, 837, 838, 839, 840, 841, 842, 843, 844, 845, 846, 847, 848, 849, 850, 851, 852, 853, 854, 855, 856, 857, 858, 859, 860, 861, 862, 863, 864, 865, 866, 867, 868, 869, 870, 871, 872, 873, 874, 875, 876, 877, 878, 879, 880, 881, 882, 883, 884, 885, 886, 887, 888, 889, 890, 891, 892, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905, 906, 907, 908, 909, 910, 911, 912, 913, 914, 915, 916, 917, 918, 919, 920, 921, 922, 923, 924, 925, 926, 927, 928, 929, 930, 931, 932, 933, 934, 935, 936, 937, 938, 939, 940, 941, 942, 943, 944, 945, 946, 947, 948, 949, 950, 951, 952, 953, 954, 955, 956, 957, 958, 959, 960, 961, 962, 963, 964, 965, 966, 967, 968, 969, 970, 971, 972, 973, 974, 975, 976, 977, 978, 979, 980, 981, 982, 983, 984, 985, 986, 987, 988, 989, 990, 991, 992, 993, 994, 995, 996, 997, 998, 999, 1000.	Date: _____ Drawn by: _____ Checked by: _____ Approved by: _____
--	---

ANEXO 3 EVALUACION DE ENTALPIAS Y EXERGIAS DE LOS PARAMETROS DE OPERACIÓN Y DISEÑO A 100, 75 Y 50 DE CARGA DE CAPACIDAD DE LA UNIDAD 4 (300 MW) DE LA CTVM.

100 % DISEÑO

Parámetro	Presión (Kg/cm ²)	Presión absoluta (Kg/cm ²)	Temperatura °C	Entalpia (KJ/Kg)	Entropía (KJ/Kg°K)	Energía (KJ/Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	169.74	169.54	537.8	3357	6.415	1489.846
Vapor sobrecalentado frío	43.45	44.25	343.17	3167	6.567	1132.429
Vapor sobrecalentado fue	43.45	44.25	343.17	3167	6.567	1132.429
Vapor extracción al calentador 7	43.45	44.25	343.17	3167	6.567	1132.429
Vapor entrada calentador 7	41.28	42.08	343.17	3172	6.537	1128.469
Vapor recalentado caliente	39.84	40.54	337.8	3531	7.202	1390.319
Vapor extracción al calentador 6	25.21	25.01	469.56	3397	7.322	1243.359
Vapor entrada calentador 6	23.25	24.05	469.56	3354	7.26	1235.035
Vapor extracción al calentador 5	14.27	15.07	367.92	3230	7.235	1077.591
Vapor entrada calentador 5	13.69	14.39	367.92	3231	7.21	1071.737
Vapor extracción al desareador	7.24	8.04	351.95	3261	7.249	995.611
Vapor entrada desareador	6.65	7.69	351.95	3192	7.27	990.055
Vapor a la turbina de intermedia	7.24	8.04	351.95	3261	7.249	995.611
Vapor extracción al calentador 3	2.43	3.23	169.11	2842	7.229	692.273
Vapor entrada calentador 3	2.39	3.16	169.11	2843	7.249	687.313
Vapor extracción al calentador 2	1.2	2	119.7	2706	7.134	564.583
Vapor entrada calentador 2	1.14	1.94	119.7	2707	7.163	578.941
Vapor extracción al calentador 1	0.43	1.23	124.8	2654	7.269	513.711
Vapor entrada calentador 1	0.41	1.21	124.8	2654	7.336	511.327
Vapor escape turbina	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	2399	7.4437	125.293
Succión bomba de agua de condensación	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	179.67	6.107	2.697
Condensado entrada calentador 1	6.65	7.69	43.7	163.64	6.012	3.038
Condensado entrada calentador 2	6.65	7.69	73.05	336.4	6.596	15.416
Condensado entrada calentador 3	9.65	7.69	69.34	419.2	7.326	34.747
Condensado entrada desareador	6.65	7.69	122.17	610.3	7.6974	55.796
Succión bomba agua de alimentación	6.65	7.69	163.44	632.6	7.9703	105.629
Agua alimentación entrada calentador 5	169.74	169.54	164.1	702.6	1.9546	121.665
Agua alimentación entrada calentador 4	169.74	169.54	162.17	524.5	2.235	162.955
Agua alimentación entrada calentador 3	169.74	169.54	201.67	691.1	2.423	216.913
Agua alimentación entrada generador	169.74	169.54	251.17	1036.2	2.701	271.391
Dren calentador 7	41.23	42.08	226.22	972.6	5.772	215.959
Dren entrada al calentador 6	23.25	24.05	21.16	972.6	5.777	239.395
Dren calentador 6	23.25	24.25	169.22	644.6	3.312	160.441
Dren entrada al calentador 5	13.56	14.35	196.27	844.6	2.315	155.045
Dren calentador 5	13.56	14.35	172.07	729.1	2.261	118.937
Dren entrada al desareador	6.65	7.69	167.8	726.6	2.253	118.341
Dren calentador 3	2.39	3.19	119.5	442.4	1.2633	39.162
Dren entrada al calentador 2	1.14	1.94	119.24	442.4	1.2667	39.243
Dren calentador 2	1.14	1.94	79.61	329.2	1.2586	18.253
Dren entrada al calentador 1	0.41	1.21	79.3	329.2	1.2585	18.163
Dren calentador 1	0.41	1.21	47.41	169.42	0.6727	3.471
Dren entrada al condensador	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	169.42	0.6739	3.113
Agua de repuesto al ciclo	0.6	0.6	26	104.94	0.3673	0.000
Agua de atemperación sobrecalentador	169.74	169.54	164.1	702.6	1.9546	121.665
Agua de atemperación recalentador	169.74	169.54	164.1	702.6	1.9546	121.665

75 % DISEÑO

Parámetro	Presión (Kg/cm ²)	Presión absoluta (Kg/cm ²)	Temperatura °C	Entalpia (KJ/Kg)	Entropia (KJ/KgK)	Energía (KJ/Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	168.74	169.54	497.8	3357	6.415	1469.845
Vapor sobrecalentado frío	30.48	31.28	268.22	2957	6.519	1048.853
Vapor sobrecalentado frío	30.48	31.28	268.22	2957	6.519	1048.853
Vapor extracción al calentador 7	30.48	31.28	268.22	2957	6.519	1048.853
Vapor entrada calentador 7	28.95	29.75	283.22	2702	5.546	1045.211
Vapor recalentado caliente	27.95	28.75	437.8	3143	7.372	1352.659
Vapor extracción al calentador 6	17.75	18.55	495.26	3471	7.323	1204.593
Vapor entrada calentador 6	16.87	17.67	463.26	3413	7.413	1198.441
Vapor extracción al calentador 5	10.29	10.69	369.27	3141	7.4	1039.315
Vapor entrada calentador 5	9.65	10.28	369.27	3141	7.423	1033.461
Vapor extracción al desaredor	5.13	5.63	297.72	3077	7.39	862.275
Vapor entrada desaredor	4.88	5.68	297.72	3056	7.401	857.017
Vapor a la turbina de inlemeda	5.13	5.63	297.72	3057	7.4	856.315
Vapor extracción al calentador 3	1.77	2.57	193.17	2648	7.353	691.321
Vapor entrada calentador 3	1.69	2.49	190.17	2648	7.369	656.553
Vapor extracción al calentador 2	0.65	1.65	113.51	2697	7.2	555.915
Vapor entrada calentador 2	0.61	1.61	112.94	2616	7.226	553.127
Vapor extracción al calentador 1	0.31	1.11	102.05	2679	7.33	499.175
Vapor entrada calentador 1	0.29	1.09	101.53	2678	7.337	496.069
Vapor escape turbina	0.07759 (atm)	0.07759	40.55	2339	7.4437	125.293
Succión bomba de agua de condensado	0.07759 (atm)	0.07759	40.56	179.57	0.6107	2.097
Condensado entrada calentador 1	4.68	5.68	43.7	163.47	0.6213	2.838
Condensado entrada calentador 2	4.68	5.68	65.6	274.6	0.8363	11.124
Condensado entrada calentador 3	4.68	5.68	90.5	379.4	1.1979	26.941
Condensado entrada desaredor	4.68	5.68	111.5	477.9	1.4346	44.926
Succión bomba agua de alimentación	4.68	5.68	150.22	633.2	1.8439	88.233
Agua alimentación entrada calentador 6	168.74	169.54	153.17	657.8	1.8551	107.198
Agua alimentación entrada calentador 5	168.74	169.54	177.17	759.1	2.082	140.199
Agua alimentación entrada calentador 7	168.74	169.54	202.94	871.9	2.335	180.585
Agua alimentación entrada generador	168.74	169.54	251.54	1195.1	2.781	270.877
Dren calentador 7	28.95	29.75	223.5	691.3	2.409	177.933
Dren entrada al calentador 6	16.87	17.67	205.2	691.3	2.412	177.039
Dren calentador 6	10.87	11.67	162.72	775.6	2.165	134.945
Dren entrada al calentador 5	9.68	10.38	160.6	775.6	2.167	134.349
Dren calentador 5	9.68	10.38	169.72	673.2	1.92293	101.682
Dren entrada al desaredor	4.61	5.68	155.9	673.2	1.93656	97.621
Dren calentador 3	1.69	2.49	96.05	412.6	1.2519	30.629
Dren entrada al calentador 2	0.61	1.61	96	412.5	1.2621	30.910
Dren calentador 2	0.61	1.61	71.68	297.6	0.9678	13.681
Dren entrada al calentador 1	0.29	1.29	71	297.6	0.9681	13.622
Dren calentador 1	0.29	1.63	46	201	0.6777	3.561
Dren entrada al condensador	0.07759 (atm)	0.07759	40.56	231	0.6765	3.322
Agua de reposición al ciclo	0.8	0.8	25	104.94	0.3673	0.000
Agua de alimentación sobrecalentador	168.74	169.54	153.17	655.8	1.8551	107.198
Agua de alimentación recalentador	168.74	169.54	153.17	655.8	1.8551	107.198

50 % DISEÑO

Parámetro	Presión (Kg/cm ²)	Presión absoluta (Kg/cm ²)	Temperatura °C	Entalpa (KJ/Kg)	Entropía (KJ/Kg.K)	Energía (KJ/Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	168.74	169.54	537.8	3397	6.415	1481.845
Vapor sobrecalentado frío	20.14	20.94	265.17	2936	6.603	975.821
Vapor sobrecalentado frío	20.14	20.94	265.17	2925	6.603	975.821
Vapor extracción al calentador 7	20.14	20.94	265.17	2926	6.603	975.821
Vapor entrada calentador 7	19.14	16.54	175.17	2642	6.631	970.477
Vapor recalentado caliente	16.47	16.27	537.8	3552	7.555	1302.145
Vapor extracción al calentador 6	11.61	12.61	471.55	3443	7.59	1158.875
Vapor entrada calentador 6	11.21	12.01	471.55	3444	7.603	1152.821
Vapor extracción al calentador 5	6.42	7.15	392.93	3273	7.567	966.589
Vapor entrada calentador 5	6.42	7.22	392.93	3253	7.615	953.331
Vapor extracción al deaerador	3.46	4.25	297.3	3051	7.537	819.469
Vapor entrada deaerador	3.29	4.09	197.3	1961	7.555	813.827
Vapor a la turbina de intermedia	3.46	4.25	297.3	3051	7.537	819.469
Vapor extracción al calentador 3	1.2	2	195.83	2452	7.498	632.111
Vapor entrada calentador 3	1.15	1.55	195.83	2883	7.511	629.237
Vapor extracción al calentador 2	0.57	1.37	108.02	2686	7.261	528.137
Vapor entrada calentador 2	0.54	1.34	107.35	2687	7.253	525.353
Vapor extracción al calentador 1	0.21	1.01	59.34	2675	7.363	485.341
Vapor entrada calentador 1	0.2	1	59.05	2676	7.366	484.447
Vapor escape turbina	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	2259	7.4437	125.253
Succión bomba de agua de condensado	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	179.57	0.6107	2.097
Condensado entrada calentador 1	3.29	4.09	43.7	183.34	0.6213	2.756
Condensado entrada calentador 2	3.29	4.09	57.02	239.8	0.7928	7.167
Condensado entrada calentador 3	1.29	4.05	62.22	336.1	1.0795	16.451
Condensado entrada deaerador	3.29	4.09	150.11	419.7	1.3078	34.451
Succión bomba agua de alimentación	3.29	4.05	130	572	1.5973	70.720
Agua alimentación entrada calentador 5	168.74	169.54	139.56	597.9	1.7181	90.422
Agua alimentación entrada calentador 6	168.74	169.54	160.57	657.9	1.9306	111.037
Agua alimentación entrada calentador 7	168.74	169.54	184.06	789	2.158	150.431
Agua alimentación entrada generador	168.74	169.54	210.28	954.5	2.423	192.921
Dren calentador 7	19.14	19.94	189.61	806.2	2.231	145.877
Dren entrada al calentador 6	11.21	12.01	1837.03	676.2	2.233	145.281
Dren calentador 6	11.21	12.01	195.22	702.9	2.224	110.223
Dren entrada al calentador 5	6.42	7.22	165.37	702.9	2.005	109.925
Dren calentador 5	6.42	7.22	145.11	511.3	1.7514	81.978
Dren entrada al deaerador	3.29	4.09	143.63	611.3	1.7023	81.710
Dren calentador 3	1.15	1.95	15.78	259.3	1.1432	23.142
Dren entrada al calentador 2	0.54	1.34	85	358.3	1.1435	23.052
Dren calentador 2	0.54	1.34	62.78	262.9	0.8558	9.307
Dren entrada al calentador 1	0.2	1	62	262.9	0.8654	9.128
Dren calentador 1	0.2	1	48.67	203.6	0.6654	3.765
Dren entrada al condensador	0.07759 (abs)	0.07759	40.56	203.6	0.6673	3.500
Agua de repuesto al ciclo	0.8	0.8	25	104.64	0.3673	0.000
Agua de atemperación sobrecalentador	168.74	169.54	139.56	597.9	1.7181	90.422
Agua de atemperación recalentador	168.74	169.54	139.56	597.9	1.7181	90.422

100 % REAL

Parametro	Presión (Kg/cm ²)	Presión absoluta (Kg/cm ²)	Temperatura °C	Entalpia (KJ/Kg)	Entropía (KJ/KgK)	Energía (KJ/Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	170.1	170.9	538	3356	6.41	1490.335
Vapor sobrecalentado fino	42.08	42.86	350	3283	6.534	1145.383
Vapor sobrecalentado fino	42.08	42.86	350	3068	6.534	1145.383
Vapor extracción al calentador 7	42.28	42.88	350	3068	6.534	1145.383
Vapor entrada calentador 7	33.91	40.71	350	3293	6.584	1135.463
Vapor recalentado caliente	39	39.6	637.6	3532	7.212	1368.339
Vapor extracción al calentador 6	25	25.6	405.1	3366	7.219	1239.253
Vapor entrada calentador 6	23.75	24.55	456.1	3366	7.243	1234.101
Vapor extracción al calentador 5	14.5	15.3	332	3241	7.247	1085.909
Vapor entrada calentador 5	13.75	14.59	393	3240	7.27	1080.055
Vapor extracción al desareador	7.1	7.9	248.7	3054	7.245	899.505
Vapor entrada desareador	6.6	7.6	239.7	3055	7.263	895.141
Vapor a la turbina de intermedia	7.1	7.9	259.7	3054	7.245	899.505
Vapor extracción al calentador 3	2.81	3.61	201	2895	7.235	713.187
Vapor entrada calentador 3	2.64	3.44	201	2895	7.259	707.333
Vapor extracción al calentador 2	1.04	1.84	116.93	2702	7.162	572.239
Vapor entrada calentador 2	1	1.8	116.24	2701	7.17	568.655
Vapor extracción al calentador 1	0.42	1.22	104.55	2693	7.301	511.817
Vapor entrada calentador 1	0.4	1.2	104.07	2692	7.307	509.029
Vapor escape turbina	0.11524 (atm)	0.11524	48.25	2470.695	7.7284	172.147
Succión bomba de agua de condensado	0.11524 (atm)	0.11524	48.25	203.9	0.6869	3.719
Condensado entrada calentador 1	6.8	7.6	50.5	212	0.7089	4.995
Condensado entrada calentador 2	6.8	7.6	75.65	237.1	0.9547	14.135
Condensado entrada calentador 3	6.8	7.6	99.25	412.1	1.2365	33.238
Condensado entrada desareador	6.8	7.6	121	535.3	1.5876	45.811
Succión bomba agua de alimentación	6.8	7.8	152	634.3	1.9525	103.990
Agua alimentación entrada calentador 5	170.1	170.9	164.1	702.7	1.9544	121.824
Agua alimentación entrada calentador 6	170.1	170.9	164.25	693.6	2.254	166.423
Agua alimentación entrada calentador 7	170.1	170.9	222.25	669.3	2.513	213.941
Agua alimentación entrada generador	170.1	170.9	250	658.6	2.764	265.743
Dren calentador 7	33.91	40.71	230	590.3	2.637	217.929
Dren entrada al calentador 6	23.75	24.55	221.9	590.3	2.612	216.439
Dren calentador 6	23.75	24.55	199.25	649.4	2.322	161.959
Dren entrada al calentador 5	13.79	14.59	196	642.4	2.325	161.065
Dren calentador 5	13.79	14.59	172.4	730	2.065	119.145
Dren entrada al desareador	6.6	7.6	167.45	730	2.067	118.549
Dren calentador 3	2.64	3.44	104.2	436.9	1.3538	37.983
Dren entrada al calentador 2	1	1.8	104	436.5	1.3542	37.864
Dren calentador 2	1	1.8	78.3	217.9	1.0549	16.055
Dren entrada al calentador 1	0.4	1.2	76	207.9	1.0552	17.966
Dren calentador 1	0.4	1.2	60.21	252.1	0.6337	8.173
Dren entrada al condensador	0.11524 (atm)	0.11524	48.25	252.1	0.6367	7.279
Agua de repuesto al ciclo	0.8	0.8	25	104.94	0.3673	0.000
Agua de alimentación sobrecalentador	170.1	170.9	164.1	702.7	1.9544	121.824
Agua de alimentación recalentador	170.1	170.9	164.1	702.7	1.9544	121.824

75 % REAL

Parámetro	Presión (Kg/cm ²)	Presión absoluta (Kg/cm ²)	Temperatura °C	Entalpa (KJ/Kg)	Entropía (KJ/Kg·K)	Energía (KJ/Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	170.1	170.9	538	3336	6.41	1490.335
Vapor sobrecalentado fino	29.75	30.55	302	2999	6.55	1051.615
Vapor sobrecalentado fino	29.75	30.55	302	2999	6.55	1051.615
Vapor extracción al calentador 7	29.75	30.55	302	2999	6.55	1051.615
Vapor extracción al calentador 7	27.5	28.3	302	3006	6.594	1048.500
Vapor recalentado caliente	27.2	28	537.8	3544	7.395	1347.765
Vapor extracción al calentador 6	17.5	18.3	462	3492	7.392	1201.659
Vapor extracción al calentador 6	16.66	17.48	460	3401	7.414	1196.143
Vapor extracción al calentador 5	10.61	11.42	394	3249	7.392	1050.699
Vapor extracción al calentador 5	10	10.8	394	3200	7.419	1043.653
Vapor extracción al desareador	5.95	5.95	294.8	3051	7.376	858.467
Vapor extracción al desareador	4.8	5.6	294.8	3052	7.397	852.209
Vapor a la turbina de intermedia	5.05	5.85	294.8	3052	7.376	858.467
Vapor extracción al calentador 3	1.9	2.7	201.4	2870	7.379	675.573
Vapor extracción al calentador 3	1.75	2.55	201.4	2871	7.406	669.527
Vapor extracción al calentador 2	0.6	1.6	112.75	2626	7.228	552.531
Vapor extracción al calentador 2	0.78	1.58	112.30	2595	7.212	550.319
Vapor extracción al calentador 1	0.3	1.1	101.74	2679	7.333	498.281
Vapor extracción al calentador 1	0.27	1.07	100.49	2678	7.343	494.301
Vapor escape turbina	0.107576 (abs.)	0.107576	46.85	2455.42	7.7677	155.121
Succión bomba de agua de condensación	0.107576 (abs.)	0.107576	46.85	192.64	0.655	2.965
Condensado entrada calentador 1	4.8	5.6	48.74	234.6	0.671	4.285
Condensado entrada calentador 2	4.8	5.6	54	266.3	0.6867	10.367
Condensado entrada calentador 3	4.6	5.6	93.2	373.9	1.1628	26.941
Condensado entrada desareador	4.6	5.6	110.4	461.3	1.4225	43.510
Succión bomba agua de alimentación	4.6	5.6	140.15	529.6	1.933	86.891
Agua alimentación entrada calentador 5	170.1	170.9	151.25	647.7	1.8367	104.679
Agua alimentación entrada calentador 6	170.1	170.9	179.25	768.2	2.112	142.339
Agua alimentación entrada calentador 7	170.1	170.9	205	931.1	2.354	184.123
Agua alimentación entrada generador	170.1	170.9	231	998	2.552	230.059
Dren calentador 7	27.5	28.3	213	511.7	2.451	185.817
Dren entrada al calentador 6	16.69	17.48	204.7	911.7	2.405	184.626
Dren calentador 6	16.69	17.48	184	781.2	2.177	130.969
Dren entrada al calentador 5	10	10.8	151.33	781.2	2.172	136.373
Dren calentador 5	10	10.8	151.1	676.2	1.9431	101.672
Dren entrada al desareador	4.6	5.6	165.34	676.2	1.9446	101.225
Dren calentador 3	1.75	2.55	96.2	403.1	1.2935	31.062
Dren entrada al calentador 2	0.78	1.58	99	403.1	1.2639	30.973
Dren calentador 2	0.78	1.59	79	297.2	1.0966	13.579
Dren entrada al calentador 1	0.27	1.07	75.5	297.2	0.971	12.367
Dren calentador 1	0.27	1.07	57.4	242.3	0.7983	6.922
Dren entrada al condensador	0.107576 (abs.)	0.107576	46.85	242.3	0.801	6.117
Agua de repuesto al ciclo	0.6	0.8	25	104.94	0.3573	0.900
Agua de alimentación sobrecalentador	170.1	170.9	151.25	647.7	1.8367	104.679
Agua de alimentación recalentador	170.1	170.9	151.25	647.7	1.8367	104.679

50 % REAL

Parámetro	Presión (Kg / cm ²)	Presión absoluta (Kg / cm ²)	Temperatura °C	Entalpa (KJ / Kg)	Entropía (KJ / Kg°K)	Energía (KJ / Kg)
Vapor sobrecalentado caliente	170.1	170.9	538	3396	6.41	1490.335
Vapor sobrecalentado frío	19	19.8	257	2547	6.643	971.901
Vapor sobrecalentado frío	19	19.8	257	2547	6.643	971.901
Vapor extracción al calentador 7	19	19.8	257	2547	6.643	971.901
Vapor entrada calentador 7	18.2	19	257	3300	7.827	864.029
Vapor recalentado caliente	17.5	18.3	637.6	3693	7.59	1295.696
Vapor extracción al calentador 6	11.5	12.3	470	3411	7.596	1154.291
Vapor entrada calentador 6	11	11.8	470	2412	7.608	1149.331
Vapor extracción al calentador 5	6.9	7.7	356	3257	7.564	1001.483
Vapor entrada calentador 5	5.5	7.3	356	3258	7.659	995.033
Vapor extracción al desareador	3.95	4.15	295.6	3058	7.544	814.403
Vapor entrada desareador	3.15	3.95	295.6	3058	7.567	807.549
Vapor a la turbina de intermedio	3.95	4.15	295.6	3058	7.544	814.403
Vapor extracción al calentador 3	1.96	2.16	207.85	2656	7.514	651.343
Vapor entrada calentador 3	1.3	2.1	207.85	2686	7.526	647.767
Vapor extracción al calentador 2	0.5	1.3	106.46	2666	7.279	521.373
Vapor entrada calentador 2	0.5	1.3	106.75	2666	7.287	517.989
Vapor extracción al calentador 1	0.21	1.01	59.34	2675	7.353	485.341
Vapor entrada calentador 1	0.2	1	60.26	2675	7.356	484.447
Vapor escape turbina	0.06715 (abs)	0.06715	42.77	2461.11	7.6266	138.603
Succión bomba de agua de condensado	0.06715 (abs)	0.06715	42.77	163.2	6.9221	2.330
Condensado entrada calentador 1	3.15	3.95	46	199.76	6.9394	3.022
Condensado entrada calentador 2	3.15	3.95	56.1	235.1	6.7617	6.699
Condensado entrada calentador 3	3.15	3.95	79	331	1.2631	18.712
Condensado entrada desareador	3.15	3.95	98.2	411.6	1.2662	32.628
Succión bomba agua de alimentación	3.15	3.95	135.2	568.6	1.669	69.793
Agua alimentación entrada calentador 5	170.1	170.9	137.1	569	1.6206	87.823
Agua alimentación entrada calentador 6	170.1	170.9	160	692.7	1.6437	116.993
Agua alimentación entrada calentador 7	170.1	170.9	185.3	794.6	2.169	152.653
Agua alimentación entrada generador	170.1	170.9	209.6	896.6	2.367	189.769
Dren calentador 7	18.2	19	191	812.3	2.246	147.806
Dren entrada al calentador 6	11	11.8	186.27	812.3	2.246	147.507
Dren calentador 6	11	11.8	166	710.7	2.022	112.659
Dren entrada al calentador 5	6.5	7.3	165.83	710.7	2.023	112.381
Dren calentador 5	6.5	7.3	146.4	612.6	1.7944	82.284
Dren entrada al desareador	2.15	3.95	142.46	612.6	1.7953	82.016
Dren calentador 3	1.3	2.1	66	360.2	1.1456	23.267
Dren entrada al calentador 2	0.5	1.3	66.7	360.2	1.146	23.207
Dren calentador 2	0.5	1.3	63.6	265.9	0.8747	9.665
Dren entrada al calentador 1	0.2	1	63	265.9	0.875	9.665
Dren calentador 1	0.2	1	63	221.9	0.7423	5.214
Dren entrada al condensado	0.06715 (abs)	0.06715	42.77	221.9	0.7442	4.640
Agua de repuesto al ciclo	0.8	0.8	25	104.94	0.3673	0.000
Agua de alimentación sobrecalentador	170.1	170.9	137.2	566	1.6936	87.823
Agua de alimentación recalentador	170.1	170.9	137.2	566	1.6936	87.823

BIBLIOGRAFÍA.

El Sector Eléctrico de México

Daniel Reséndiz Nuñez

Comisión Federal de Electricidad - Fondo de Cultura Económica
(CFE - FCE)

Termodinámica

Wark Kenneth

Ed. Mc Graw - Hill

5a. Edición

1992

Conversión de Energía

Ciclos de conversión de energía Vol. 2

V. Kadambi

Manohar Prasad

Ed. Limusa

1984

Steam Plant Operation

Everett B. Woodruff

Herbert B. Lammers

Thomas F. Lammers

Ed. Mc Graw - Hill

Sixth edition. 1992

The Exergy Method of Thermal Plant Analysis

T.J. Kotas

Butterworths

1985

Advanced Engineering Thermodynamics

Adrian Bejan

John Wiley and sons.

1988

Administración y Ahorro de la energía

Libros de texto y manuales de práctica

Juán José Ambríz García

UAM

Apuntes de la Central Escuela de Celaya

Comisión Federal de Electricidad.

Análisis Exergético de Centrales Termoelectricas

Cárdenaz Marquez Hector

Tesis de Maestria.

UNAM, 1992

Equipos y Sistemas de las Centrales Termoelectricas

Anaya Torres Juan Bosco

Tesis de Licenciatura

UAG, 1990

Curso de Corrección de Desviación al Consumo Térmico Unitario

Unidad 4 (300 MW)

Fabricante del Turbogenerador. BROWN BOVERI

Departamento de Análisis y Resultados. Central Termoelectrica Valle de México

Vigilancia del Regimen Térmico en Unidades Termoelectricas

Subdirección de Producción

Gerencia de Generación. Procedimiento normativo (número pendiente por asignar).

Turbogeneradores de 160 - 350 MW

Especificación CFE W 1200-01
Comisión federal de Electricidad

Inspección y Diagnostico de Generadores de Vapor y Turbogeneradores.

Especificación Provisional
CFE W 1100-15
Enero 1990

Prontuario Central Termoelectrica Valle de México.

Comisión Federal de Electricidad

Procedure for Testing Steam Turbines

ANSI / ASME
PTC 6.1 1984

Steam Turbines

ASME Performance Test Codes
PTC-6-1976. Reaffirmed 1982.