



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE LA
REPOTENCIACIÓN DE LA CENTRAL
TERMOELÉCTRICA MANZANILLO I UNIDADES 1 Y 2

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGIA – ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE

P R E S E N T A :

JUAN MANUEL GALVÁN ROBLES

TUTOR:

Dr. GABRIEL LEÓN DE LOS SANTOS

2012

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. JAIME CERVANTES DE GORTARI

Secretario: Dr. GABRIEL LEÓN DE LOS SANTOS

Vocal: Dr. FEDERICO MENDEZ LAVIELLE

1^{er.} Suplente: Ing. AUGUSTO SÁNCHEZ CIFUENTES

2^{do.} Suplente: Dr. WILLIAM VICENTE Y RODRIGUEZ

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Comisión Federal de Electricidad.
Coordinación de Proyectos Termoeléctricos.
Departamento de Ingeniería Mecánica.
Disciplina de Sistemas Auxiliares.
Ciudad de México, D.F.

TUTOR DE TESIS:

Dr. GABRIEL LEÓN DE LOS SANTOS

FIRMA

Dedicatoria:

Para mi esposa: Elvira Eugenia Gámiz Quiñones.

Para mis padres y hermanos.

Para toda mi familia.

Para todos mis amigos. Especialmente para el Ing. Rubén López Morales.

Reconocimiento:

A la Universidad Nacional Autónoma de México.

Al Dr. Gabriel León de los Santos por sus valiosos comentarios y sugerencias.

A la Comisión Federal de Electricidad.

CONTENIDO.

Resumen.

Introducción.

Capitulo 1

Panorama energético, tecnológico, eficiencia energética y ambiental del proyecto.

Introducción.

- 1.1 Panorama general de la energía.
- 1.2 Panorama de la energía en México.
- 1.3 Tecnologías de generación.
- 1.4 Tecnología que tiene implementada la central y alcance de la repotenciación.
- 1.5 Eficiencia energética.
- 1.6 Eficiencia ambiental.
- 1.7 Conclusiones.

Capitulo 2

Principales sistemas de la C. T. Manzanillo I y la terminal de gas natural licuado.

Introducción.

- 2.1 Arreglo de la central convencional y del ciclo combinado.
- 2.2 Descripción de los sistemas actuales y su modificación correspondiente.
- 2.3 Nuevos sistemas de la configuración de la repotenciación.
- 2.4 Sistema de agua de sinergia.
- 2.5 Conclusiones

Capitulo 3

Análisis energético de la central

Introducción

- 3.1 Consideraciones.
- 3.2 Análisis de la conservación de la masa y energético para un volumen de control.
- 3.3 Componentes de los sistemas para el balance de energía.
- 3.4 Balance de energía.
- 3.5 Conclusiones.

Capítulo 4

Análisis exergético de la central

Introducción

- 4.1 Conceptos básicos.
- 4.2 Balance de exergía.
- 4.3 Eficiencia exergética.
- 4.4 Destrucción de exergía.
- 4.5 Análisis de resultados.
- 4.6 Aspectos económicos y medioambientales.

Conclusiones generales

Bibliografía.

Abreviaciones.

Simbología.

Índice de tablas.

Índice de figuras.

Anexos.

Resumen.

En esta tesis, se hace una descripción del panorama de la energía a nivel mundial haciéndose énfasis posteriormente al caso México. Asimismo, se describen las principales tecnologías que se encuentran instaladas en nuestro país, describiendo finalmente la tecnología que tiene implementada la central termoeléctrica Manzanillo I.

Posteriormente se describe la configuración y operación actual de los sistemas que están implicados directamente en el análisis energético y exergético; mas adelante se hace una descripción de las modificaciones (repotenciación) que se efectuarán a dichos sistemas y para acoplar el sistema de sinergia proveniente del agua helada generada en la regasificación del gas natural líquido.

Después, se determinan las propiedades termodinámicas básicas correspondientes a cada equipo y proceso, esto para las diferentes cargas de la unidad 100%, 75%, 50%, adicionalmente se analiza también el 100% de carga integrando la operación del sistema de agua de sinergia, el cual es una interacción entre el sistema de gasificación del gas natural licuado y el sistema de enfriamiento del aire de entrada a las unidades turbogás. Todas las condiciones de carga analizadas corresponden a condiciones de verano. Asimismo se efectúan los balances de masa y de energía y se analizan los resultados.

Una vez habiendo efectuado el análisis energético, se desarrolla el análisis exergético para las mismas condiciones de carga, obteniéndose la eficiencia exergética de los principales equipos de la repotenciación.

Finalmente se hace una descripción general de los pasos a seguir para la evaluación económica de la conversión a ciclo combinado de la central convencional.

Introducción.

El concepto de repotenciación no es nuevo, existiendo varias posibilidades, dentro de estas se encuentra la transformación a ciclo combinado de las centrales térmicas actuales.

Dentro de las varias posibilidades de la repotenciación de una central convencional, la que es objeto de este estudio consiste a grandes rasgos en la cancelación de varios equipos que actualmente se encuentran operando, dentro de estos tenemos al generador de vapor, a las bombas de agua de alimentación, a los calentadores de alta presión y baja presión y los deaeradores, considerándose asimismo el uso de nuevos equipos tales como turbinas de gas y recuperadores de calor, efectuándose adicionalmente una revisión y adecuación de equipos existentes, tales como la turbina de vapor de baja, media y alta presión, el sistema de condensado y el sistema de agua de circulación, entre otros.

Dentro de las ventajas de la repotenciación se tiene un incremento en la capacidad de generación, una reducción en el régimen térmico (Heat Rate), HR por sus siglas en inglés, y un incremento en la eficiencia, teniendo como ventaja adicional con el cambio de combustible para nuestro caso particular de combustóleo a gas natural, la reducción en la emisión de gases de efecto invernadero. Asimismo se gana en confiabilidad en la operación de la central repotenciada volviéndose esta más competitiva con respecto a unidades nuevas.

La repotenciación de la Central Termoeléctrica Manzanillo tiene una particularidad con respecto a otras repotenciaci3nes que se han llevado a cabo en México. Esta particularidad se refiere a un sistema de sinergia entre esta central y la terminal de gas natural licuado (regasificadora) ambas instalaciones se encuentran separadas una distancia aproximada de 6 kilómetros.

Aunado a la repotenciación, es conveniente hacer los análisis energético y exergético de la central, lo cual ayudará a subrayar las ineficiencias termodinámicas de los sistemas que la componen y servirá de base para decidir la repotenciación de otras centrales. Asimismo respecto a la particularidad del sistema de agua de sinergia se debe de conocer el impacto que tiene este sistema en la ganancia de potencia de salida de la unidad.

Tradicionalmente, el comportamiento de plantas de generación eléctrica se analiza a través del comportamiento energético basado en la primera ley de la termodinámica incluyendo en este análisis conceptos tales como la potencia eléctrica y la eficiencia térmica. Recientemente en décadas pasadas, se ha implementado un método basado en la segunda ley de la termodinámica para diseñar, evaluar, optimizar y mejorar las plantas de generación, a este método se le conoce como análisis exergético y se basa en el concepto de exergía.

Con respecto al concepto de exergía, sus inicios o las bases de este concepto datan del siglo XIX.

Dentro de los antecedentes de la exergía se puede destacar lo siguiente.

El concepto de exergía tiene sus orígenes en lo que se conoce ahora como termodinámica clásica, estos inicios datan de 1824, cuando Carnot estableció que “El trabajo que puede ser extraído de una maquina de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas entre el recipiente frío y el recipiente caliente”.

Gibbs en 1873 quien había ya definido la función termodinámica “energía disponible”, fue el primero en introducir explícitamente la noción de trabajo disponible, incluyendo la difusión del término.

Stodola en 1898 obtuvo una expresión para el concepto de “energía útil” como la diferencia entre la entalpía y el producto de una temperatura de referencia (la cual especifico como la temperatura ambiente) y el cambio en entropía $T_0\Delta S$.

Gouy aplico el concepto de “trabajo disipado” (destrucción de exergía en términos modernos) a maquinas térmicas.

En 1929 Rosin & Fehling calcularon la exergía de combustibles, Emden en 1938 y Rant en 1947 desarrollaron uno de los primeros análisis de exergía de un proceso químico. En Rusia en el año de 1949 se desarrolló una aplicación del concepto de “energía disponible” al análisis de intercambiadores de calor.

En 1953 Zoran Rant sugirió que el término exergía se debería de usar para denotar la capacidad de trabajo técnico. En la práctica, tomó 50 años para que la denominación de Rant fuera aceptada en todo el mundo: aun en el presente, algunos autores en los Estados Unidos aún usan la terminología obsoleta “disponibilidad”.

En los años 50 la revisión critica de la eficiencia de primera ley condujo a una “definición” de la segunda ley basada en el parámetro de comportamiento, esto condujo a la definición moderna de eficiencia que se usa hoy en día (esto se puede ver en el libro de exergía de Kotas, o en el libro de termodinámica de Moran o en el libro de optimización de Bejan). En general la idea incluida en los libros anteriores esta enfocada a mostrar que el comportamiento termodinámico de cualquier proceso en el cual la energía se convierte de una forma a otra forma no puede ser medida adecuadamente por consideraciones de la primera ley, y que la energía de flujos hacia el interior o hacia el exterior debe por lo tanto ser expresada en términos de exergía.

A finales de los años sesenta la teoría de la exergía estaba mas o menos completa, pero se tenían solamente unas cuantas aplicaciones prácticas (la mayoría de plantas de conversión de energía o sistemas químicos); pero en general se puede decir que para estas fechas la aplicación industrial de la teoría de la exergía no existía.

En los años setentas se empezó a difundir y aplicar la teoría de la exergía, esto se debió básicamente a dos causas, la primera es de que muchos libros iniciaron la inclusión dentro de su contenido la teoría de la exergía y la otra causa se refiere a la crisis de petróleo que se tuvo en el año de 1973, la cual forzó a las agencias gubernamentales a concentrarse en los ahorros de energía, incrementado la eficiencia, se conoció la importancia de las pérdidas irreversibles y de aquí se inicio en gran medida el uso de la teoría de la exergía.

En los años 70 se publicaron alrededor de 70 artículos técnicos, en esa época no se utilizaba la palabra exergía, se utilizaban las palabras “energía disponible”. En los Estados Unidos en el año de 2004 el número de artículos publicados sobre el tema de exergía fue de alrededor de 500, existiendo en la actualidad una revista con el nombre de International Journal of Exergy (IJEX). En los libros de texto de termodinámica, en la mayoría de estos le dedican a la exergía por lo menos un capítulo.

A partir del inicio del uso de la teoría de la exergía, se han tenido numerosas contribuciones en diferentes campos de la ciencia y la tecnología; por ejemplo Zsargut en 1983 estudió las implicaciones del análisis de exergía en sistemas de enfriamiento, Russell en 1986 aplicó la teoría a sistemas de aire acondicionado, Suzuki en 1988 estudió la exergía de la radiación solar y sus implicaciones en la teoría de colectores solares. El concepto de exergía es aplicado en otros campos, tales como la química, la física aplicada y la bioquímica entre otros.

En los ciclos de potencia con vapor, aparte de los trabajos fundamentales de los primeros años en los que se desarrolló la teoría, a la fecha se tiene un nuevo interés en estos estudios enfocados ahora al concepto de ciclos con “cero CO₂” para la producción de hidrógeno, también con la reciente modalidad de tener plantas de cogeneración.

Actualmente los ciclos con turbina de gas todavía son objetivos de la aplicación de esta teoría, confirmando la idea de que el ciclo Brayton (especialmente con los más recientes avances en materiales y en tecnología de enfriamiento) continuará vigente por algunos años más.

A principios de los años sesenta se propuso la aplicación en conjunto del análisis de exergía y de ingeniería económica bajo el nombre de Exergo-economía, la propuesta de este nombre fue en Europa (Baehr) y en los Estados Unidos con el nombre de Termoeconomía (Tribus).

En 1986 se desarrolló una notación matricial muy general por Valero y se le dio el nombre de Termoeconomía estructural. Esta está basada en la construcción de una “matriz de costos exergéticos” integrada sobre la base de la conectividad del proceso y de las reglas de los costos de exergía

Después de los trabajos de Valero se ha incrementado el interés en la Termoeconomía.

Dentro de la información respecto a libros que tratan la exergía, se tienen los de Ahern (1980), Kotas (1985), Moran (1982), Sussman (1980), Bejan (1986), este último libro es el más referido en el análisis de exergía y de Termoeconomía y los libros por Zsargut (1988 y 2005) los cuales contemplan tanto aspectos teóricos como de aplicaciones.

Cabe hacer mención del libro “Thermal Design and Optimization” de Adrian Bejan, George Tsatsaronis y Michael Moran, el cual proporciona una introducción y descripción sencilla y rigurosa para el diseño de sistemas térmicos tanto desde el punto de vista energético como exergético. Incluyendo una descripción detallada de ingeniería económica y termoeconomía.

Para lograr los objetivos planteados; este documento se integró con cuatro capítulos que van desde hacer una revisión del panorama general de la energía en el primer capítulo, para posteriormente describir los sistemas con que cuenta la central convencional y repotenciada en el segundo capítulo, efectuando posteriormente los análisis energético y exergético de la central repotenciada en los capítulos restantes. Integrando finalmente las conclusiones del documento en su conjunto.

CAPITULO 1.

PANORAMA ENERGÉTICO Y TECNOLÓGICO. EFICIENCIA ENERGÉTICA Y AMBIENTAL DEL PROYECTO.

Introducción.

A continuación se hace una breve descripción del panorama general de la energía, haciendo énfasis posteriormente al caso México, adicionalmente se hace una descripción de las principales tecnologías de generación que se tienen en México, indicando los nombres de las centrales que las aplican. Dentro de estas tecnologías están las centrales termoeléctricas convencionales, las centrales turbogás, las centrales de ciclo combinado, las centrales de combustión interna, etc.

Posteriormente se describe brevemente la tecnología que tiene implementada la central, indicándose también el alcance de la repotenciación.

Finalmente se describen los conceptos de eficiencia energética y eficiencia ambiental relacionados a estos elementos con el concepto de repotenciación.

1.1 Panorama general de la energía.

La demanda neta de electricidad a nivel mundial, según reporte de la IEO 2011, se prevé tenga un incremento promedio de 2.3% anual entre los años de 2008 a 2035, la generación neta mundial de electricidad tendrá un incremento de 84%, que pase de 19.1 trillones de kilowatts hora en 2008 a 25.5 trillones de kilowatts hora en 2020 y 35.2 trillones de kilowatts hora en 2035. Sin embargo la reciente recesión a nivel mundial ha producido una disminución en la tasa de crecimiento en el uso de la electricidad en 2008 y ha resultado además sin cambio en el uso de la electricidad durante 2009.

El impacto de la recesión en el consumo de la electricidad se ha sentido más en el sector industrial. La demanda en los sectores residencial y comercial es menos sensible al cambio en las condiciones económicas de lo que lo es en el sector industrial, debido a que la gente generalmente continúa consumiendo electricidad aún en épocas de recesión.

En la tabla 1.1 se muestra una proyección de la generación de electricidad por fuente de energía para los años del 2007 al 2035 en trillones de kilowatts – hora. Los efectos de la recesión han afectado el crecimiento del sector, la proyección mostrada en la tabla, espera que el crecimiento en el uso de la electricidad regrese a las tasa de antes de la recesión, en el año de 2015.

Tabla 1.1 Proyección de la generación de electricidad neta de países pertenecientes a la OECD (Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico) y no pertenecientes a la OECD, por fuente de generación (trillones de kWh)¹

REGION	2008	2015	2020	2025	2030	2035	2007-2035 (1)
OECD							
Líquidos	0.4	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	-0.8
Gas natural	2.3	2.5	2.7	2.9	3.4	3.8	1.8
Carbón	3.6	3.3	3.4	3.5	3.6	3.8	0.2
Nuclear	2.2	2.4	2.6	2.7	2.8	2.9	1.0
Renovables	1.8	2.3	2.7	2.9	3.1	3.2	2.2
Total OECD	10.21	10.91	11.61	12.41	13.21	13.91	1.2
NO OECD							
Líquidos	0.7	0.6	0.6	0.6	0.5	0.5	-1.0
Gas natural	1.8	2.4	3.0	3.5	4.1	4.6	3.4
Carbón	4.1	5.2	5.6	6.7	7.9	9.1	3.0
Nuclear	0.4	0.7	1.2	1.5	1.7	2.0	6.0
Renovables	1.9	2.8	3.6	4.0	4.5	5.0	3.7
Total No OECD	8.9	11.81	13.91	16.31	18.81	21.22	3.3
Mundial							
Líquidos	1.0	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8	-0.9
Gas natural	4.2	4.9	5.6	6.5	7.5	8.4	2.6
Carbón	7.7	8.5	8.9	10.2	11.5	12.9	1.4
Nuclear	2.6	3.2	3.7	4.2	4.5	4.9	2.4
Renovables	3.7	5.1	6.3	7.0	7.6	8.2	3.1
Total mundial	19.11	22.72	25.52	28.72	31.93	35.23	2.3

(1) Cambio en por ciento anual promedio.

Fuente: International Energy Outlook 2011

Respecto al comportamiento que ha tenido el consumo de combustibles primarios para generar electricidad, se puede mencionar que ha cambiado en gran medida en las pasadas cuatro décadas a nivel mundial. El carbón continúa siendo el combustible más ampliamente usado para la generación de electricidad, sin embargo la generación a partir de combustible nuclear se ha incrementado rápidamente desde los años 70 a los años 80 y la generación utilizando gas natural ha crecido rápidamente en los años 80's y los años 90's. El uso de combustóleo para la generación de electricidad ha estado declinando desde mediados de los años 70's cuando los precios de petróleo aumentaron abruptamente.

Por otro lado, los altos precios de combustibles fósiles registrados entre 2003 y 2008 combinados con la preocupación acerca de las consecuencias ambientales de las emisiones de gases de efecto invernadero, ha renovado el interés a nivel mundial en el desarrollo de alternativas a los combustibles fósiles, específicamente, la energía nuclear y las diferentes fuentes de energía renovables.

1.2 Panorama de la energía en México.

En nuestro país, la generación de electricidad se prevé² que se incremente a un promedio de 3.2 % anualmente de 2007 a 2035, más del doble que la tasa de crecimiento en Canadá y casi el cuádruple de

¹ International Energy Outlook, 2011, pg. 86

² International Energy Outlook, 2010, pg. 83

la tasa de Estados Unidos, por lo tanto, se ha reconocido la necesidad como parte del programa de expansión de la infraestructura eléctrica de incrementar la capacidad instalada de generación en 8.6 GW de 2006 a 2012. Las plantas actualmente en construcción traerán 1304 MW en 2010 y 750 MW en 2012.

Básicamente, el incremento en la generación de energía eléctrica usa como combustible gas natural; en forma paralela, se implementan planes para reducir el uso de diesel y combustóleo en el sector energético. Se prevé³ que la generación en base a gas natural se cuadruplica, pasando de 90 billones de kilowatts hora en 2007 a 369 billones de kilowatts hora en 2035.

El resultado del crecimiento de la demanda de gas natural, dejará atrás o rebasará el crecimiento de la producción, dejando al país dependiente de las importaciones por tubería de los Estados Unidos y mediante buques metaneros en forma líquida de otros países teniendo que considerar para su gasificación plantas gasificadoras como las de Altamira en el Golfo de México, Costa Azul en el pacífico y la terminal de gas natural licuado en Manzanillo, Colima, también en el pacífico; esta última construyéndose bajo la modalidad de prestador de servicios, asignándose el contrato en Marzo del 2008 y teniendo prevista su terminación para el 2011 y su operación para el 2012.

Mucho del crecimiento del sector de generación de energía se espera que sea en la forma de generación a base de gas natural, las fuentes de energía renovable son la segunda fuente de crecimiento más rápido en la proyección.

La generación de energía renovable se incrementará en 2.9 % por año de 2007 a 2035, comparada con el 5.2% de generación utilizando gas natural. Las fuentes de energía renovable son en mayor medida la generada por medio de centrales hidroeléctricas (73%) y la energía geotérmica (19%). Los dos más importantes proyectos hidroeléctricos que están en proceso son La Yesca que se pretende completar para el año de 2012 (750 MW) y el proyecto La Parota, el cual se ha pospuesto y se pretende completar para el año 2018.

El uso del agua para la generación de electricidad se incrementará en 2.3% por año y representará más del 60% de la generación neta total a partir de fuentes renovables de energía en 2035.

En el presente, virtualmente no hay generación de energía eléctrica usando el sol o el viento. Se tiene como meta tener una capacidad instalada de 2.5 GW utilizando el viento en el Istmo de Tehuantepec por el 2012. Se espera que esto aumente o fomente el uso del viento como generador de energía en el corto tiempo. Aún más considerando que México tiene como meta la reducción en 50% a nivel nacional de la emisión de gases de efecto invernadero de los niveles que se tenían en el 2002, debido a esto, se debe de dar un gran impulso a las instalaciones solares y de viento, considerando a estas como las instalaciones más factibles de crecer debido al grado de madurez de la tecnología con respecto a otras fuentes de generación de energía renovable.

1.3 Tecnologías de generación.

A continuación se hace una breve descripción de las principales tecnologías de generación que se tienen en México, indicando los nombres de las principales centrales que las aplican.

³ International Energy Outlook, 2010 pg.84

1.3.1 Termoeléctrica convencional

Una termoeléctrica convencional consta principalmente de un generador de vapor, una turbina de vapor, un condensador, bombas de condensado, bombas de agua de alimentación, torre de enfriamiento o sistema de enfriamiento con agua de mar, un generador eléctrico y una red de tubos por los que circula agua o vapor dependiendo el sistema de que se trate.

Esta tecnología opera a grandes rasgos de la siguiente manera; por medio de quemadores se inyecta a la caldera energía térmica obtenida del poder calorífico del combustible; esta energía permite vaporizar el agua; el vapor producido sobrecalentado es enviado a la turbina, en ésta, la energía del vapor se convierte en energía mecánica, con lo que se impulsa la turbina llegando a girar a 3600 rev/min, posteriormente la energía mecánica se transmite al generador que finalmente produce energía eléctrica.

Después de este proceso el vapor es conducido al condensador donde se condensa, pasa al pozo caliente y de aquí mediante bombas de condensado se envía al desgasificador, de donde succionarán las bombas de agua de alimentación para reinyectar a la caldera para que se repita el ciclo.

El agua utilizada para condensar el vapor en el condensador, es tomada de una torre de enfriamiento o del mar mediante una obra de toma, utilizando en ambos casos equipos de bombeo del 50 % de capacidad, estas bombas son las de agua de circulación

Este tipo de centrales es conocido también como centrales termoeléctricas convencionales, utilizan combustóleo en su operación y se localizan cerca de los puertos como es el caso de las centrales de Tuxpan, Puerto Libertad, Guaymas, Topolobampo, Mazatlán, Manzanillo I y Manzanillo II o cerca de las refinerías de Petróleos Mexicanos como es el caso de Tula, Salamanca, Altamira y Poza Rica para aprovechar la facilidad para el suministro del combustible.

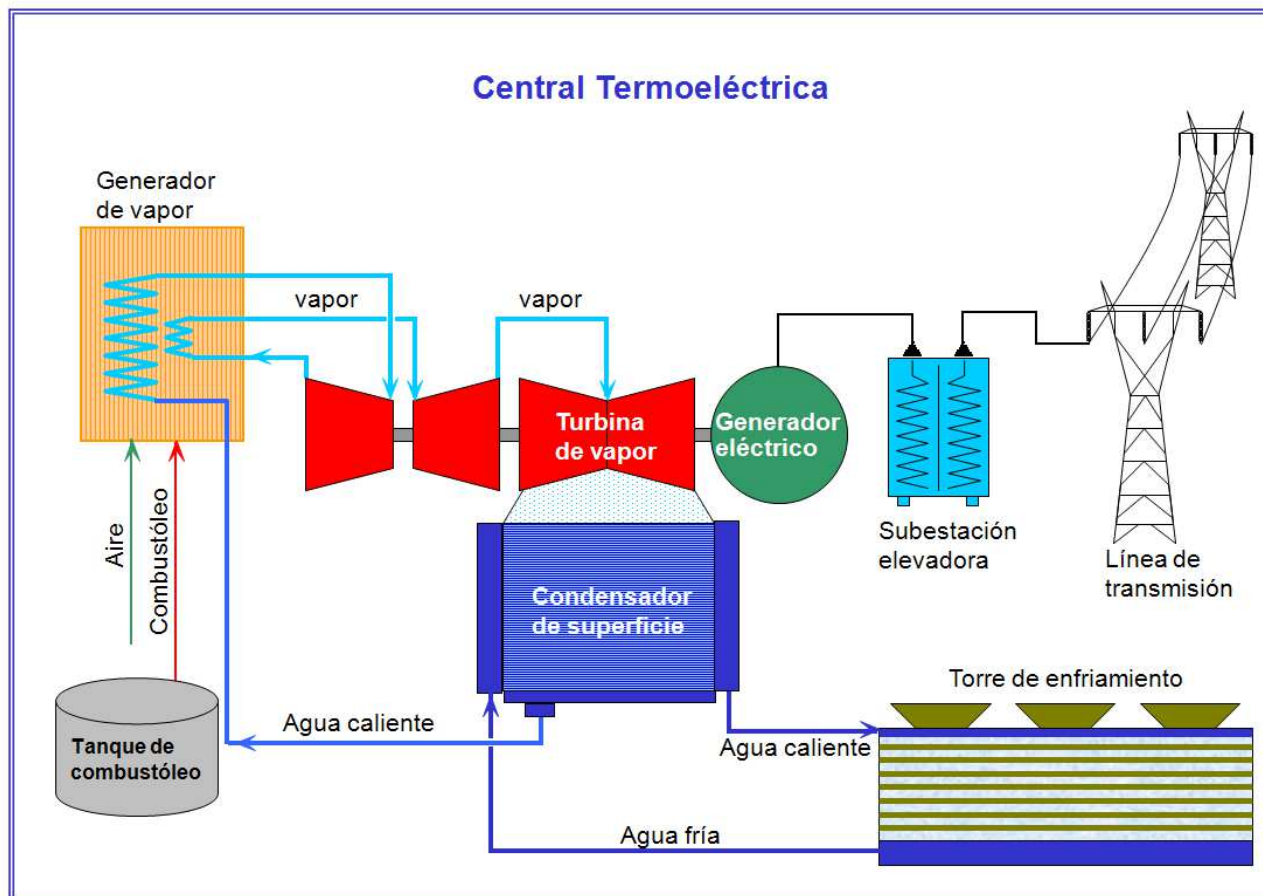


Figura 1.1 Diagrama de proceso de una central convencional.⁴

1.3.2 Centrales Turbogás

La generación de energía eléctrica en éste tipo de centrales se logra tomando aire de la atmósfera a través de un filtro, este aire es conducido a un compresor. El aire después de ser comprimido en el compresor, llega a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible, generándose la combustión y produciéndose gases de combustión con alta presión y elevada temperatura, la energía cinética que resulta de la expansión de esta mezcla hace girar la turbina de gas. Acoplado a ésta turbina se encuentra el generador que se encarga de transformar la energía mecánica obtenida por la turbina en energía eléctrica.

Los gases de la combustión, después de haber trabajado en la turbina, son descargados directamente a la atmósfera.

Los combustibles que utilizan las plantas turbogás son el gas natural o el diesel.

⁴Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

En cuanto a la operación de estas unidades, se tiene que el tiempo de arranque es muy corto además que tienen versatilidad para cubrir la demanda, esto les da grandes ventajas para satisfacer cargas en horas pico. Las capacidades de estas unidades van desde 0.50 MW hasta 267 MW.

Los parámetros de operación de las turbinas de gas se ven afectados sensiblemente por las condiciones climatológicas del lugar en donde se encuentra dicha unidad, ya que la presión barométrica y la temperatura del aire influyen en la potencia y eficiencia de la unidad. Actualmente, centrales de este tipo en México las tenemos ubicadas en Tuxpan, Huinala, Presidente Juárez y Mérida II.

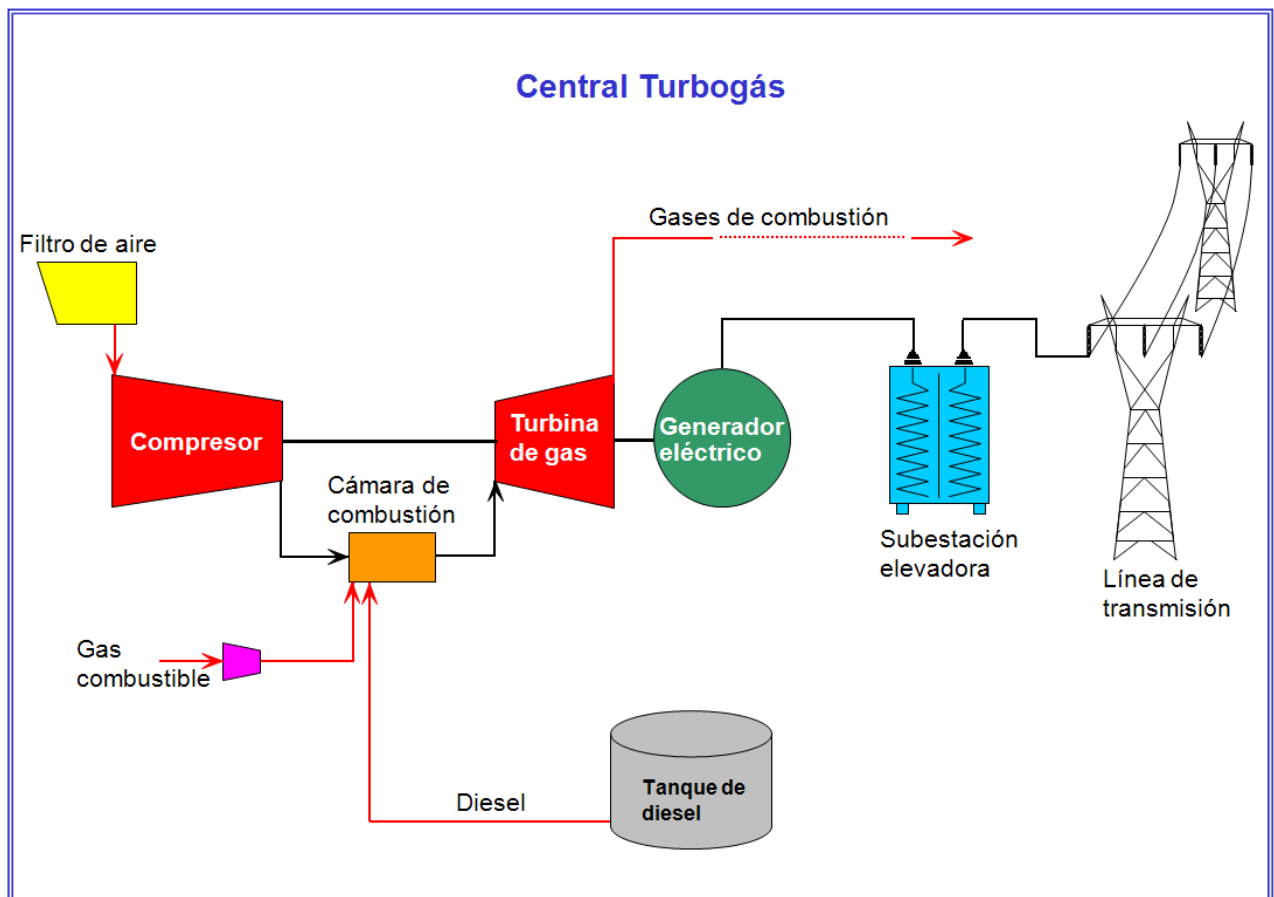


Figura 1.2 Diagrama de proceso de una central turbogás.⁵

1.3.3 Centrales de ciclo combinado

Las centrales de ciclo combinado están conformadas por la combinación de dos diferentes tipos de ciclos: ciclo de gas (ciclo Brayton) y ciclo de vapor (ciclo Rankine). Una vez que termina el ciclo térmico de la unidad turbogás, el cual fué descrito en la sección anterior, los gases expulsados, los

⁵Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

cuales poseen un alto contenido energético ya que su temperatura llega a ser de hasta 623 °C, son conducidos a un recuperador de calor, en donde se lleva a cabo una transferencia de calor entre agua y gases de combustión, elevándose la temperatura del agua llevándola a su fase de vapor, este vapor será conducido hacia la turbina de vapor del ciclo Rankine con la finalidad de generar más energía eléctrica.

La altitud y la temperatura del aire también influyen en el funcionamiento de este tipo de centrales, pues utilizan turbinas de gas.

Debido a las altas temperaturas de quemado y a la utilización del recuperador de calor, los ciclos combinados son de los más eficientes, llegando a tener los ciclos combinados más modernos, una eficiencia mayor a 60%⁶ (neta) además de tener un máximo aprovechamiento de los combustibles. El avance en el comportamiento de las turbinas de gas se ha incrementado continuamente, lo que ha generado una mejoría en la eficiencia térmica.

El arreglo general de una planta de ciclo combinado tiene diversas posibilidades de configuración. La proporción en el número de unidades turbogás por unidad de vapor varía desde 1:1 hasta 4:1 respectivamente. En cuanto al criterio de diseño de la fase de vapor existen tres configuraciones básicas.

- Recuperador de calor sin combustible adicional.
- Recuperador de calor con combustible adicional.
- Generador de vapor convencional.

Las plantas de ciclo combinado pueden utilizar otros combustibles que no sea gas natural, como lo es el gas de síntesis.

Respecto a la modalidad anterior, se tiene el ciclo combinado con gasificación integrada el cual abre la posibilidad de aprovechar diversos combustibles mediante su gasificación, con el fin de obtener gas de síntesis para ser utilizado en las turbinas a gas de un ciclo combinado. La gasificación de carbón, biomasa y coque de petróleo (proyectos Altamira y Emilio Portes Gil), son opciones importantes. Con este proceso se soluciona en buena medida el problema ambiental asociado con la combustión de energéticos primarios de baja calidad.

Una ventaja de este tipo de plantas es la posibilidad de construirlas en dos etapas. La primera es construir únicamente la unidad turbogás para que opere en ciclo abierto; esta, puede ser terminada en un plazo breve e inmediatamente iniciar su operación; posteriormente, se puede terminar la construcción de la unidad de vapor, y completarse así el ciclo combinado.

Dentro de esta categoría, se encuentran ciclos combinados totalmente nuevos, así como las conversiones de unidades turbogás a centrales de ciclo combinado. Tal es el caso de la reubicación de la turbina de gas No. 7 existente en la C.T. Presidente Adolfo López Mateos, localizada en Tuxpan, Veracruz al predio de la C.T. Poza Rica en donde se localizan tres unidades turbogeneradores de vapor

⁶http://www.siemens.com/press/en/pressrelease/?press=/en/pressrelease/2011/fossil_power_generation/epf20110564.htm

(actualmente en operación y que serán rehabilitadas y modernizadas) para que en conjunto con las interconexiones necesarias se constituya un ciclo combinado.

Algunos ciclos combinados como el indicado anteriormente tienen particularidades, por ejemplo en la integración del ciclo combinado CCC Poza Rica, el nuevo HRSG será de tres niveles de presión, y por lo tanto se utilizarán dos de las extracciones de cada turbina de vapor para que sea inducido el vapor de los niveles de media presión y de baja presión de tal forma que se obtendrá la mayor eficiencia del ciclo. En este proyecto, se tendrán derivaciones de vapor (by pass) hacia el condensador por cada nivel de presión de cada una de las turbinas de vapor cuya capacidad (del by pass) estará en función de la capacidad térmica máxima disponible de disipación de calor del sistema de enfriamiento (condensador principal – torre de enfriamiento – bombas de agua de circulación) de la central, esto con la finalidad de que el ciclo combinado pueda continuar en operación en caso de falla de una de las turbinas de vapor.

La tecnología de ciclo combinado es la que actualmente en México tiene más auge, entre otras se tienen las centrales de ciclo combinado de Valle de México, Tula, El Sauz, Hermosillo, Gómez Palacio, Dos Bocas, Samalayuca II, Huinala I, Río Bravo, Presidente Juárez, Valladolid, Mérida II y Baja California.

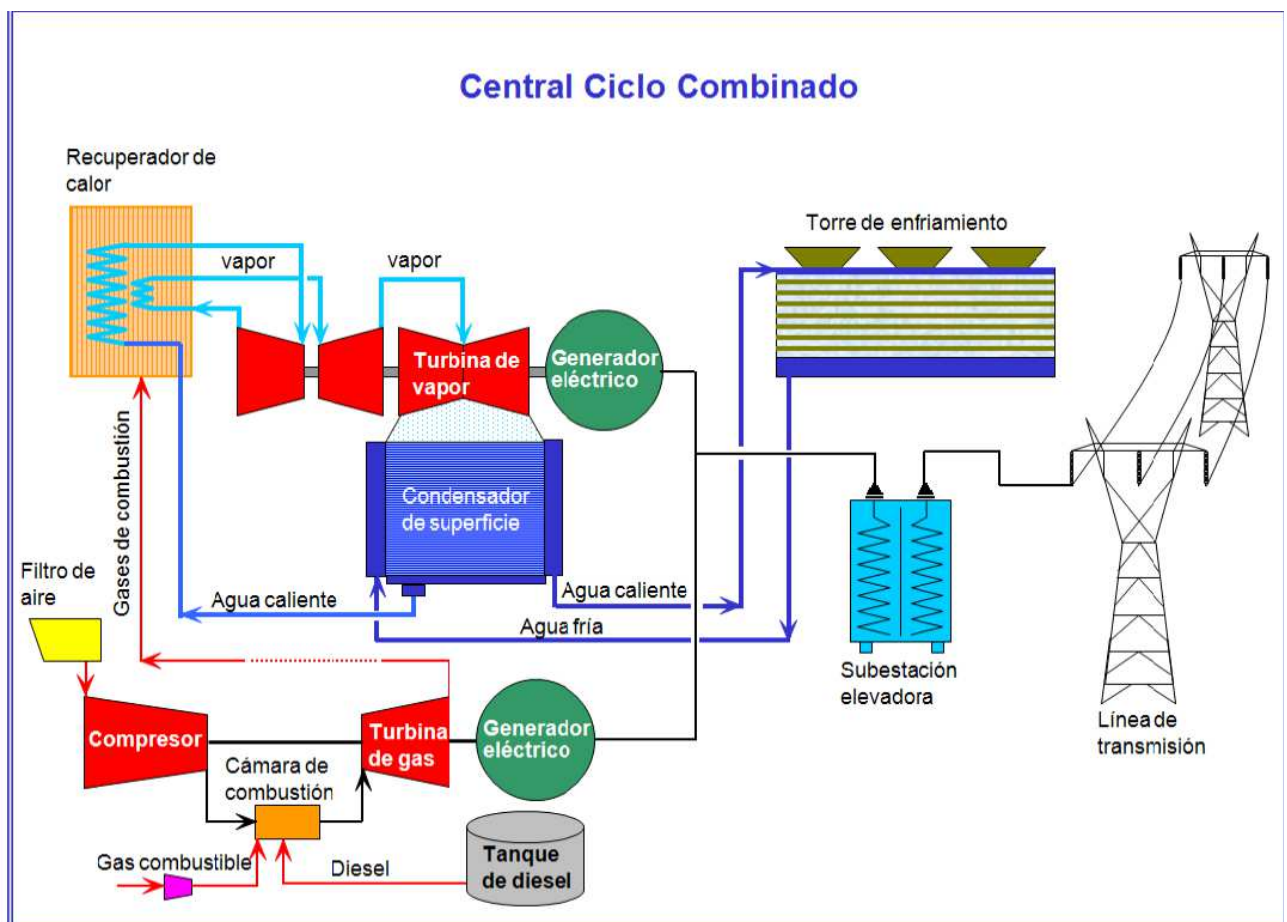


Figura 1.3 Diagrama de proceso de una central de ciclo combinado.⁷

⁷Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

1.3.4 Centrales de combustión interna

El principio de funcionamiento de una central de combustión interna sigue la tecnología de los motores diesel, esto es, aprovecha la expansión de los gases de combustión para obtener energía mecánica, la cual a su vez es transformada en energía eléctrica en el generador. Los motores pueden estar diseñados para quemar una mezcla de combustóleo y diesel en la proporción indicada y garantizada y como combustible de respaldo 100% diesel. Cada unidad de combustión interna tiene asociado un Recuperador de calor (HRSG) por sus siglas en inglés, con el cual se generará vapor saturado para el calentamiento del sistema de combustible, teniéndose que este sistema de calentamiento se puede realizar por venas de vapor o se puede optar por usar traza eléctrica. Este tipo de centrales cuenta además con una caldera auxiliar que genera el vapor requerido para: el arranque de las unidades y para el calentamiento del combustóleo cuando las unidades se encuentren fuera de servicio, así como un sistema de enfriamiento que consta de dos circuitos uno de alta temperatura y otro de baja temperatura. La remoción de calor de dichos circuitos es con la ayuda de intercambiadores de calor y radiadores de tubos aletados, los cuales se refrigeran por aire.

Por lo regular las centrales de este tipo instaladas en México son de relativamente pequeña capacidad y la mayoría de ellas se encuentran instaladas en la península de Baja California, entre las que se encuentran ya operando, tenemos a la CCI Guerrero Negro II la cual consiste de tres unidades generadoras accionadas con motores diesel, cada una de 3 MW, en total 9 MW y se encuentra en Baja California Sur en los límites con el estado de Baja California, en el sitio denominado "El Vizcaíno". Esta central opera con una mezcla de combustóleo y diesel, el combustóleo es transportado por autotanques desde la CD Puerto San Carlos, donde hay instalaciones de CFE para recepción de combustóleo y el diesel es transportado por pipas desde Santa Rosalía (donde existe almacenamiento de una empresa privada) hasta la central en donde se tiene un tanque de almacenamiento de 1000 m³ suficiente para 10 días de operación a plena carga.

Otra central de este tipo que a la fecha se encuentra en etapa de construcción es la CCI Guerrero Negro III, la cual se encontrará localizada en el mismo predio en el que se encuentra Guerrero Negro II, por lo tanto se tendrán interconexiones en algunos sistemas entre las dos centrales, esta central consistirá de dos o tres unidades motogeneradoras de combustión interna diseñadas para quemar 100 % combustóleo o una mezcla de combustóleo y diesel (máximo 15% diesel). Cada unidad motogeneradora debe tener asociado un recuperador de calor con el cual se debe generar vapor para satisfacer los consumos misceláneos.

Un poco más hacia el sur de estas dos centrales, se tiene en proyecto la construcción de la CCI Santa Rosalía II la cual estará ubicada en el municipio de Mulege en el estado de Baja California Sur, esta central consistirá de tres o cuatro unidades motogeneradoras, estas unidades deberán ser diseñadas para quemar 100% combustóleo o una mezcla de combustóleo-diesel (máximo 15 % de diesel) y como combustible de respaldo diesel 100% sin limitaciones operativas de tiempo y carga. Cada unidad motogeneradora debe tener asociado un recuperador de calor.

En el extremo sur de la península se pretende tener instaladas ya en su etapa final cuatro centrales de combustión interna, Baja California Sur I, II, III y IV, las centrales I y II cuentan con unidades diesel del tipo combustión interna con una generación neta de 37.5 +- 15% MW eléctricos netos. El

combustible con el cual operan sigue los mismos lineamientos de las centrales anteriores, tanto el diesel como el combustóleo son transportados desde la Terminal de recepción de combustibles de PEMEX refinación en Punta Prieta B.C.S. Cada unidad tiene asociado un recuperador de calor.

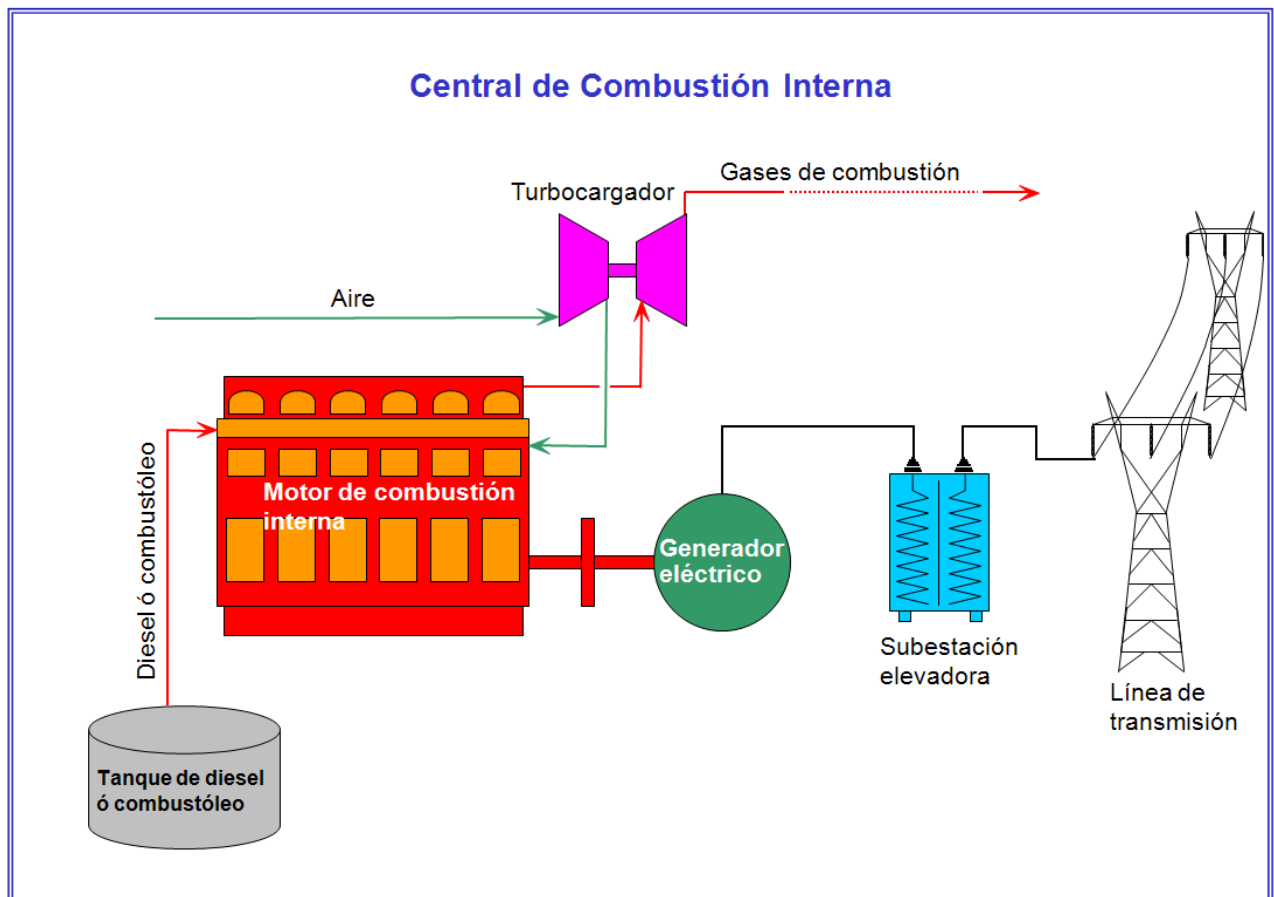


Figura 1.4 Diagrama de proceso de una central de combustión interna.⁸

1.3.5 Centrales carboeléctricas subcríticas

Las plantas carboeléctricas subcríticas, por lo regular de una capacidad igual o menor de 350 MW, prácticamente no difieren en cuanto a su concepción básica de las termoeléctricas convencionales; convierten la energía química contenida en el carbón en energía térmica. El calor liberado en la caldera por la combustión es transferido al agua de alimentación, la cual por el efecto del calor, se convierte en vapor. El vapor generado en la caldera a altas condiciones de presión y temperatura es dirigido a la turbina, donde se convierte su energía térmica en energía mecánica de rotación del eje. Esta energía mecánica de rotación es convertida a energía eléctrica en el generador eléctrico, el cual está acoplado directamente al eje de la turbina.

⁸Copar, CFE. 2011. 31 Ed.

El único cambio importante es el uso del carbón como combustible y que las cenizas de los residuos de la combustión, requieren de varias maniobras y espacios muy grandes para su manejo y confinamiento.

Básicamente, el sistema de manejo de carbón incluye los dispositivos de recepción y descarga del mineral (camiones, patios de almacenamiento, cargadores, tolvas, bandas transportadoras, máquinas apiladoras - recogedoras).

El carbón es transportado desde las zonas de explotación hasta la planta por vía terrestre principalmente (también pudiera hacerse por vía férrea, usando en la parte final los carros volteadores). Una vez pesado y descargado, se procede a su almacenamiento en el patio de carbón.

Generalmente, el carbón es almacenado al aire libre, en pilas, expuesto a la acción del aire, el agua y el calor, circunstancias que, sumadas a su composición química, tienen la potencialidad de desencadenar procesos degradativos del mineral por fenómenos de autocombustión, o por la disminución de su poder calorífico.

En razón de lo anterior, será siempre conveniente realizar algunas maniobras orientadas a la preservación de la calidad del mineral, a través de las siguientes acciones:

- Realizar una clasificación previa por tamaños de partículas para apilar el carbón en capas de gruesos y finos.
- Almacenar el carbón hasta la altura recomendada de la pila, con el fin de contrarrestar las condiciones de transferencia de calor.
- Monitorear la ventilación y la temperatura durante el apilamiento del carbón.
- Manejar las pilas separadas de acuerdo con la rotación del carbón, de tal forma que se tenga una pila en formación y otra de consumo.
- Verificar la temperatura interna de las pilas a diferentes alturas.

Posteriormente, del patio de acopio, el carbón se hace pasar a través de separadores electromagnéticos con el objeto de remover cualquier material que pueda causar algún daño en los equipos. Posteriormente, el carbón es transportado por medio de bandas hasta las unidades de molienda, triturado y pulverizado, para finalmente ser entregado a los silos que alimentan las calderas.

El sistema de manejo de residuos de la combustión (sistema de manejo de cenizas) se compone de dos subsistemas, el sistema de manejo de cenizas de fondo y el sistema de manejo de cenizas volátil (el cual debe contar con un equipo para su colección, por ejemplo un precipitador electrostático). Para el manejo de estos dos tipos de residuos, se cuenta con un sistema de bandas transportadoras las cuales alimentan a la máquina apiladora encargada de distribuir la ceniza en el patio de almacenamiento, este patio de almacenamiento debe tener las preparaciones para evitar filtraciones hacia el subsuelo y eliminar así la posible contaminación de los mantos freáticos y tener las provisiones para almacenamiento de la ceniza en función de la vida útil de la central.

Las centrales de este tipo instaladas en México, son la central termoeléctrica Río Escondido (José López Portillo) la cual cuenta con 4 unidades instaladas de 300 MW cada una, la central Carbón II , la cual cuenta con cuatro unidades de 350 MW cada una y la central de Petacalco la cual cuenta con 6 unidades de 350 MW cada una , estas centrales difieren en el sistema de enfriamiento principal ya que la central Río Escondido cuenta con un estanque para almacenamiento de agua , el cual es usado para el enfriamiento del agua utilizada en el condensador para el condensado del vapor, la central Carbón II utiliza para el enfriamiento del agua, torres de enfriamiento, las cuales toman el agua de repuesto de la red de pozos o del estanque de enfriamiento de la C.T. Río Escondido. La central de Petacalco, utiliza como suministro de agua al condensador, agua de mar, la cual es obtenida mediante una obra de toma. Cabe hacer mención que después de la transferencia de calor, esta agua es retornada al mar cumpliendo previamente con la normatividad ambiental vigente.

1.3.6 Carboeléctricas supercríticas

Las plantas de este tipo generalmente son de capacidades mayores a 350 MW, actualmente se encuentran en operación unidades de hasta 1,050 MW de capacidad.

Se les denomina supercríticas por la presión de vapor que se emplea en el generador de vapor y en la turbina de vapor. Normalmente en unidades de gran tamaño, la presión del vapor principal producido en una caldera de presión subcrítica oscila entre los 167-180 bar ; en la de presión supercrítica es de 240-250 bar y en la de presión ultra supercrítica, de 270- 310 bar . Comparada con una planta subcrítica, una planta supercrítica es mucho más eficiente que una planta subcrítica, produciendo más energía a partir de menos carbón y con más bajas emisiones.

Los diseños actuales de plantas supercríticas tienen costos de instalación solamente 2 % más altos que los costos de una planta subcrítica. Los costos de combustible son considerablemente más bajos debido al incremento de eficiencia y los costos de operación están en el mismo nivel que los de las plantas subcríticas. El costo específico de instalación, es decir el costo por megawatt decrece con el incremento en el tamaño de la planta.

En México se encuentra actualmente operando una central supercrítica, la Central Carboeléctrica Pacífico, se localiza en Petacalco, estado de Guerrero en el extremo NE del predio que ocupan las seis unidades de la C.T. Plutarco Elías Calles. La central cuenta con una unidad turbogeneradora con capacidad neta garantizada de 648 MW. El generador de vapor supercrítico produce vapor sobrecalentado de 542 °C a 25.1 MPa y vapor recalentado de 568°C, para la turbina de vapor con una capacidad de 648 MW (netos).

La capacidad máxima continua del generador de vapor es de 2,250,000 kg/hora que cumple la capacidad demandada por la turbina cuando opera a VTA (válvulas completamente abiertas) con todos los calentadores de agua de alimentación en servicio.

El generador de vapor es una caldera de operación de presión deslizable supercrítica.

La unidad turbogeneradora instalada marca Mitsubishi es una turbina de tres cilindros, escape cuádruple en tándem compuesto, de recalentamiento de condensado, que consiste de una turbina combinada de alta presión – presión intermedia y dos turbinas de baja presión de doble flujo.

El sistema de agua de enfriamiento tiene una particularidad, ya que el agua de enfriamiento es tomada del canal de descarga de las unidades 1 a 6 a través de una obra de toma construida en el canal de descarga existente, o sea que el agua para enfriamiento de la central pacifico es tomada del agua de la descarga de los condensadores de las unidades 1 a 6 de la C.T. Petacalco.

Las bombas que manejan el agua de este sistema son del tipo turbina vertical, la temperatura de bombeo es de 37°C, la densidad de agua de diseño es de 1018.45 kg/m³ y el flujo nominal por bomba es de 50195 m³/h.

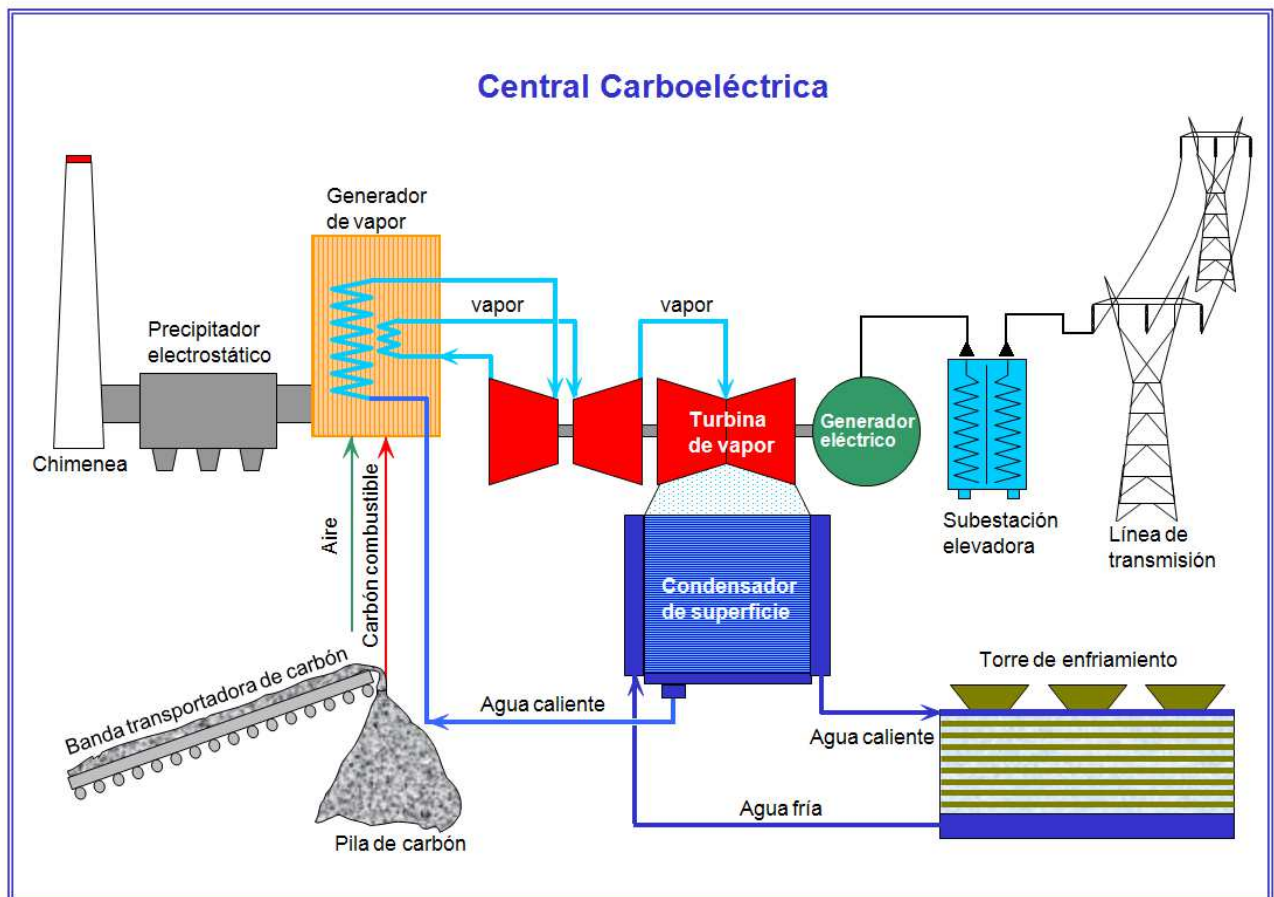


Figura 1.5 Diagrama de proceso de una central carboeléctrica convencional.⁹

1.3.7 Central nucleoelectrica

El funcionamiento en cuanto a la producción de energía eléctrica de estas plantas es similar al de las termoeléctricas convencionales, ya que también utilizan vapor a presión para mover los turbogeneradores. Lo que marca la diferencia es que la energía térmica utilizada para producir vapor, proviene del calor obtenido al fisurar átomos de uranio y plutonio en el interior del reactor nuclear, el cual sustituye a la caldera de una termoeléctrica convencional.

⁹Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

Una vez que se produce calor dentro del reactor, éste es recogido por un fluido que pasa alrededor del combustible, se conoce como refrigerante, el cual se evapora y se envía a la turbina. El vapor después de accionar la turbina pasa por un condensador donde cambia a su estado líquido, gracias a los tubos de enfriamiento por los cuales circula agua del mar, de un río, o bien de acuíferos subterráneos. El circuito agua-vapor es un circuito cerrado y es completamente independiente del circuito de enfriamiento del sistema turbina-condensador.

Los componentes principales de un reactor nuclear son:

- Un núcleo que está compuesto por el combustible, el moderador y el refrigerante.
- Un sistema de control y seguridad para regular el ritmo de liberación de energía.
- Un contenedor hermético, donde se encuentra el material nuclear.
- Un sistema de enfriamiento para transportar el calor producido.

El uranio enriquecido es el combustible utilizado con más frecuencia en las centrales nucleares, en el cual se aumenta la proporción del isótopo fisionable o sea uranio ²³⁵.

El tipo de reactores más utilizado en el mundo es el de agua ligera. Estos reactores utilizan agua como moderador y refrigerante. Existen dos tipos de reactores de agua ligera, el de agua hirviente BWR y el de agua a presión PWR.

- BWR-Boiling water reactor.
- PWR-Pressurized water reactor.

La diferencia principal de este tipo de reactores es la manera de producir el vapor que acciona la turbina. En los reactores PWR, el ciclo utilizado es indirecto, el agua que circula a través del núcleo se mantiene a una presión alta de tal manera que ésta no hierve.

Luego el circuito primario cede su energía a un circuito secundario y el vapor que se produce es enviado a la turbina, después este vapor va al condensador y se transforma a su estado líquido y regresa al núcleo.

Por otro lado en el reactor de tipo BWR el refrigerante no está a presión muy elevada y por lo tanto el agua hierve, el vapor producido se separa y se seca dentro de la vasija del reactor; después es enviado directamente a la turbina, luego al condensador donde regresa a su estado líquido y se conduce nuevamente al reactor con la ayuda de varias bombas de alimentación. La central nuclear Laguna Verde utiliza este tipo de reactor.

México cuenta con una sola central nuclear, esta se encuentra localizada en Punta Limón junto al Golfo de México, a la altura del kilómetro 42.5 de la carretera federal 180 Cardel – Nautla en el municipio de Alto Lucero en el estado de Veracruz.

La Central consta de dos unidades gemelas con un reactor nuclear tipo BWR- 5 de la compañía General Electric y con un turbogenerador Mitsubishi en cada una de ellas.

La razón del uso de esta tecnología en México, se encuentra en las estrategias energéticas ya que el uranio sustituye al petróleo, al gas y al carbón representando una estrategia para la diversificación de las fuentes primarias de energía, logrando asimismo un uso racional de los recursos energéticos no renovables.

Desde el punto de vista ambiental, se evita la contribución al efecto invernadero y a la lluvia acida en el planeta, eliminando la quema de los combustibles fósiles.

La central fue diseñada para una potencia nominal de 675 MW eléctricos, por unidad, sin embargo su potencia efectiva fue de 654 MW eléctricos por unidad.

A finales de la década de los 90's fue realizado un aumento del 5% a la potencia térmica del reactor nuclear obteniendo 2027 MW térmicos para alcanzar la potencia efectiva de 686.7 MW eléctricos por unidad.

Los edificios principales con que cuenta la central son: reactor, turbogenerador, control, generadores diesel, edificio de obra de toma, tratamiento de desechos radiactivos, purificación y tratamiento de agua y talleres.

El edificio del reactor aloja al reactor nuclear (BWR-5GE), sus sistemas auxiliares y los dispositivos de seguridad, la plataforma de recarga de combustible y la alberca de almacenamiento de combustible gastado. El edificio del turbogenerador aloja a los recalentadores de vapor, la turbina de alta y las dos turbinas de baja presión, al condensador y a los calentadores de agua de alimentación y al generador eléctrico. La central cuenta adicionalmente con tres generadores diesel de emergencia, una obra de toma para agua de mar para enfriamiento del condensador. Finalmente, para su seguridad, la central cuenta con cinco barreras de seguridad.

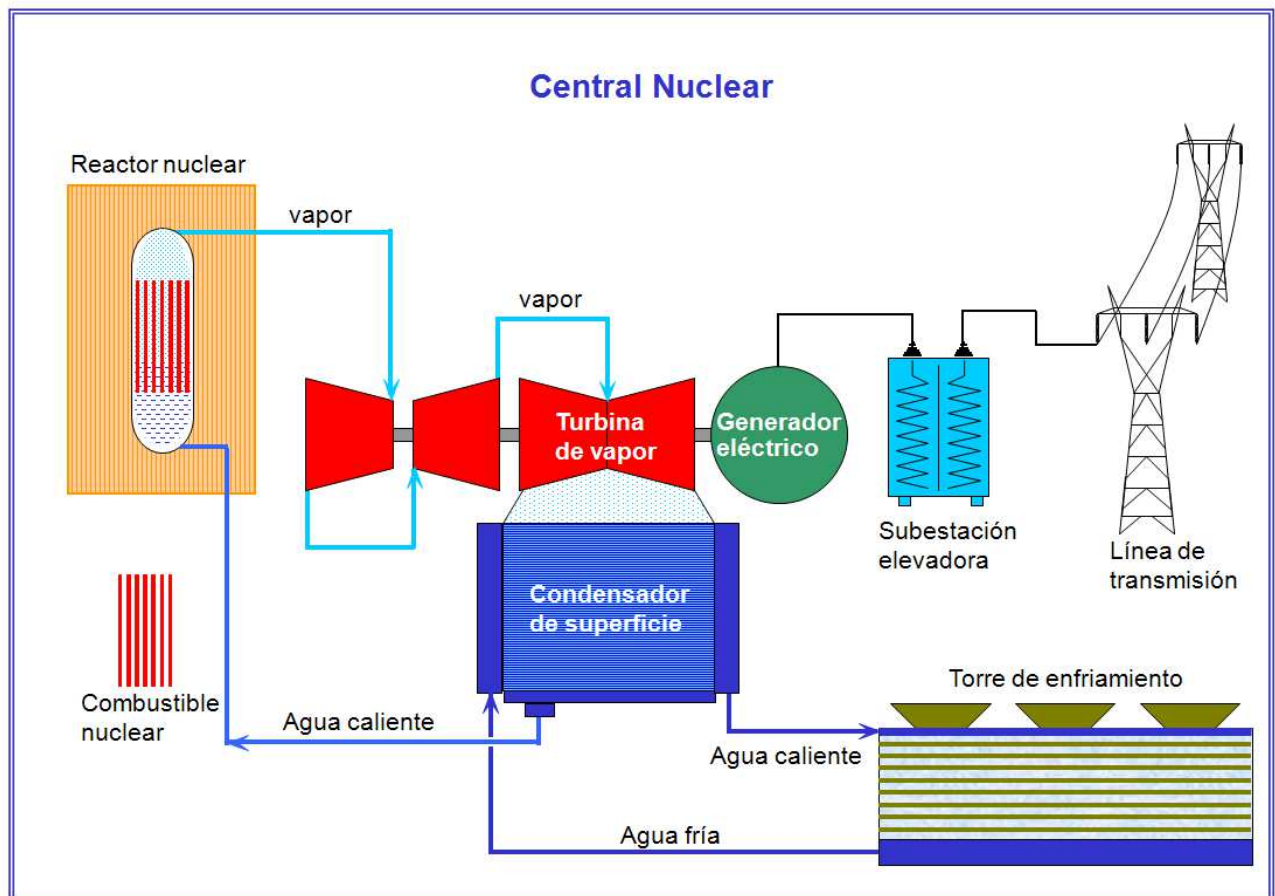


Figura 1.6 Diagrama de proceso de una central nuclear.¹⁰

1.3.8 Centrales hidroeléctricas.

Las centrales hidroeléctricas utilizan la energía potencial del agua como fuente primaria para generar electricidad. Estas plantas se localizan en sitios en donde existe una diferencia de altura entre la central eléctrica y el suministro de agua. De esta forma, la energía potencial del agua se convierte en energía cinética que es utilizada para impulsar el rodete de la turbina y hacerla girar para producir energía mecánica. Acoplado a la flecha de la turbina se encuentra el generador que finalmente convierte la energía mecánica en eléctrica.

Una característica importante es la imposibilidad de su estandarización, debido a la heterogeneidad de los lugares en donde se dispone del aprovechamiento hidráulico, dando lugar a una gran variedad de diseños, métodos constructivos, tamaños y costos de inversión.

¹⁰Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

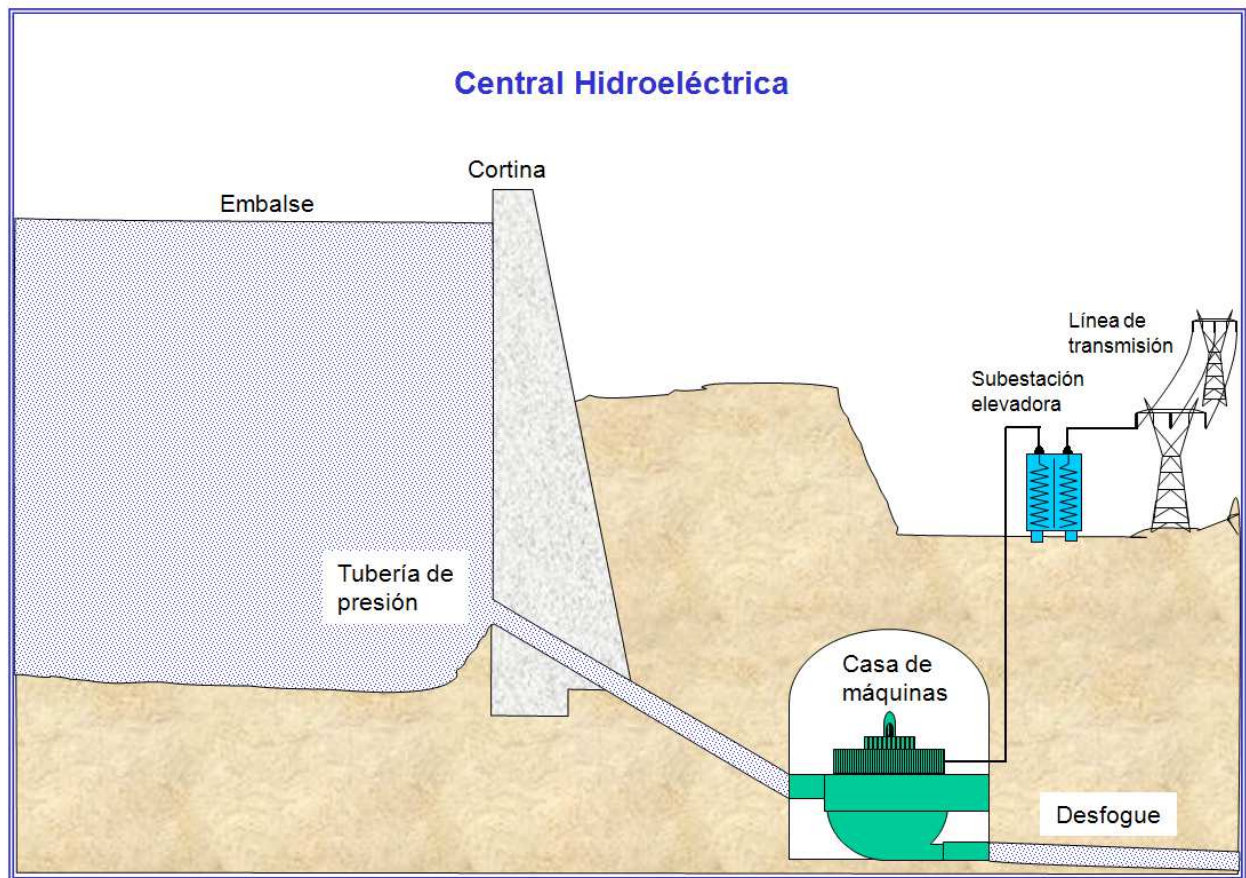


Figura 1.7 Diagrama de proceso de una central hidroeléctrica.¹¹

1.3.9 Central geotermoeléctrica.

Como su nombre lo indica la energía geotérmica es la energía calorífica proveniente del núcleo de la tierra, la cual se desplaza hacia la superficie terrestre gracias al magma que fluye por medio de las fisuras existentes en las rocas sólidas y semisólidas del interior de la tierra, alcanzando niveles cercanos a la superficie, donde las condiciones geológicas favorecen su acumulación.

Por su parte la geotermia se encarga del aprovechamiento del calor y el agua que se ha concentrado en el subsuelo, estos sitios son conocidos como yacimientos geotérmicos; a su vez éstos están asociados a fenómenos volcánicos y sísmicos que son originados por los movimientos subterráneos que ocurren con frecuencia entre los límites de las placas litosféricas en las que se divide la porción sólida más externa de la tierra.

Un yacimiento geotérmico está constituido por una fuente de calor, un acuífero y una capa sello. Se considera como fuente de calor a una cámara de magma en proceso de enfriamiento. El acuífero es cualquier formación litológica con suficiente permeabilidad para alojar agua meteórica percolada desde la superficie o desde otros acuíferos someros. La capa sello es otra

¹¹Copar , CFE. 2011 .31 Ed.

formación similar al acuífero únicamente que este tiene menor permeabilidad y su función es impedir que se disipen en su totalidad los fluidos geotérmicos en la superficie.

Mediante pozos específicamente perforados, se extraen a la superficie las aguas subterráneas, éstas poseen una gran cantidad de energía térmica almacenada, al salir éstas se transforman en vapor que se utiliza para la generación de energía eléctrica.

El funcionamiento de las plantas geotérmicas es similar al de una termoeléctrica de vapor, y la diferencia principal consiste en la producción del vapor ya que éste se extrae del subsuelo. Cuentan con un separador puesto que del pozo se obtiene una mezcla agua-vapor; el vapor seco se dirige a una turbina donde se transforma la energía cinética en mecánica y ésta a su vez en electricidad en el generador eléctrico.

Respecto a este tipo de centrales, se tiene campos geotérmicos en explotación principalmente en las zonas de Cerro Prieto, ubicado en la parte norte del estado de Baja California, en los azufres en el estado de Michoacán y últimamente el campo geotérmico de Los Hornos ubicado en la región oriental del estado de Puebla y occidental del estado de Veracruz, en este último campo geotérmico, se tienen en proceso de construcción la fase A y la fase B, estos proyectos se desarrollan en forma independiente aunque tienen interconexiones entre las unidades correspondientes a cada fase. El campo geotérmico se encuentra a una elevación sobre el nivel del mar de 2800 metros y tiene una superficie de 12.5 km².

El arreglo de las unidades geotermoeléctricas está integrado por una turbina de vapor, un generador eléctrico, un condensador, torre de enfriamiento y sistemas principales y auxiliares.

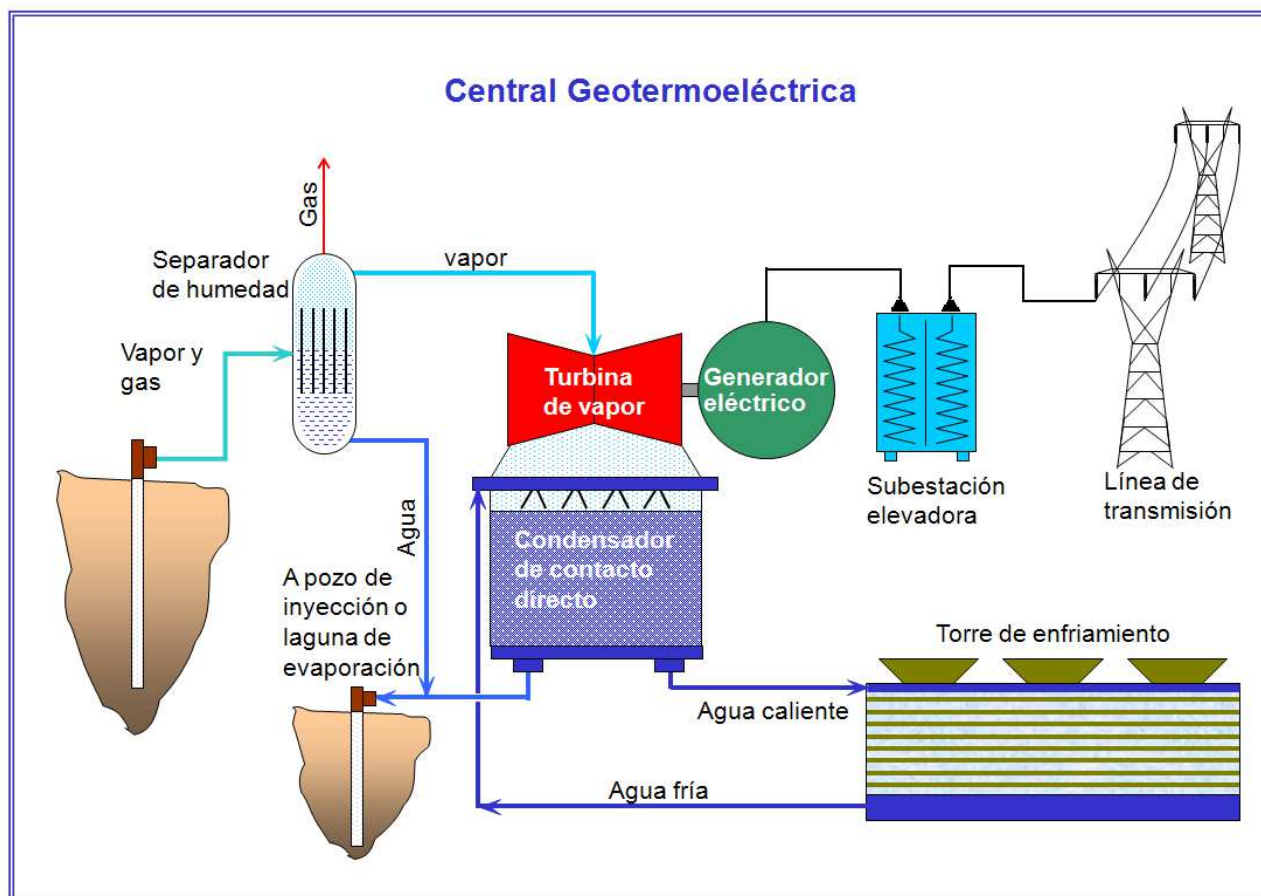


Figura 1.8 Diagrama de proceso de una central geotermoeléctrica.¹²

1.3.10 Centrales eoloeléctricas

Este tipo de unidad generadora convierte la energía cinética del viento en energía eléctrica. Un parque eólico está conformado por un gran número de turbinas dispuestas estratégicamente en lugares donde existe el recurso eólico adecuado.

Las turbinas eólicas están diseñadas para convertir la energía del movimiento del viento (energía cinética) en la energía mecánica, al mover un eje. Luego en los generadores de la turbina, ésta energía mecánica se convierte en electricidad. La electricidad generada se puede almacenar en baterías, o utilizar directamente.

En teoría la cantidad de energía obtenida es proporcional al cubo de la velocidad del viento. En la práctica la mayoría de las turbinas eólicas no son muy eficientes. Los mejores generadores eólicos tienen eficiencias del 35% al 40%. Los aerogeneradores aprovechan la velocidad de los vientos comprendidos entre 5 y 20 m/s. Con velocidades inferiores a 5 m/s, el aerogenerador no

¹²Copar, CFE. 2011. 31 Ed.

funciona ya que no hay suficiente energía como para superar las pérdidas del sistema y por encima del límite superior debe pararse, para evitar daños a los equipos.

Los elementos principales de cualquier turbina de viento son:

- Rotor: Las aspas del rotor se diseñan para que giren en el viento, moviendo el generador de la turbina; típicamente tienen tres aspas con extensiones de 42 a 80 m de diámetro.
- Caja de engranes: Los engranes se utilizan para aumentar la frecuencia para la producción eléctrica.
- Generador: Este es quien genera la electricidad cuando el rotor gira. La electricidad se transfiere a la siguiente etapa usando el cableado (para el almacenaje, envío a la red o para el uso directo). Las turbinas de gran escala generalmente contienen generadores con capacidades entre 600 kV y 2 MW.
- Torre: La torre eleva el montaje de las turbinas sobre las corrientes de aire turbulentas cerca de la tierra y permite capturar un viento de mayor velocidad. El diseño de torre es particularmente crítico, pues deben ser tan altas como sea económicamente posible (generalmente entre 40 y 100 metros), también deben ser robustas, permitir el acceso a la turbina para su mantenimiento.

En México se cuenta con campos eólicos en el estado de Oaxaca, en donde se encuentran localizadas las centrales de La Venta I y II y las centrales eoloeléctricas de Oaxaca I, II, III y IV. También en el estado de Baja California, se encuentra localizada la primera central eólica en la zona de La Rumorosa. Esta Central, La Rumorosa I consta de 5 generadores Gamesa de 2 MW cada uno para hacer un total de 10 MW. El modelo de la turbina es G-87 y el diámetro del rotor es de 87 metros.

1.4 Tecnología que tiene implementada la central y alcance de la repotenciación.

1.4.1 Tecnología que tiene implementada la central¹³

La Central Termoeléctrica Manzanillo I, consta de cuatro unidades U1, U2, U3 y U4 cada una de 300 MW de capacidad, lo que suma un total de 1200 MW de capacidad instalada.

La tecnología que tiene implementada esta central es la convencional, la cual consta principalmente de un generador de vapor de tipo intemperie, fabricado por Mitsubishi Heavy Industries tipo radiante con recalentamiento, horno presurizado y circulación controlada, la presión de vapor en el domo es de 188 kg/cm^2 (184.428 bar), el flujo de vapor es de 975220 kg/h en la salida del sobrecalentador, y la temperatura en este punto es de 540.55 °C, la temperatura del agua de alimentación en la entrada al economizador es de 251.2 °C, el sistema de combustión es a base de combustóleo y cuenta con quemadores tangenciales basculantes. Para el control de temperatura del vapor se hace mediante inclinación de quemadores, recirculación de gases y atemperadores, la central cuenta también con una turbina de vapor marca Mitsubishi del tipo de dos cilindros, en línea, doble escape, de condensación

¹³CFE, Central Termoeléctrica Manzanillo. Prontuario de datos técnicos.pg. 10

y recalentamiento. La turbina de alta presión (TAP) y la turbina de presión intermedia (TPI) están localizadas en una misma carcaza.

Las turbinas mencionadas anteriormente son una combinación del tipo acción – reacción. El vapor entra a la TAP a través de dos válvulas de estrangulamiento, cada válvula está ensamblada conjuntamente con la caja de vapor que se encuentra a cada lado de la turbina. Las cajas de vapor a su vez descargan a la carcaza de AP y PI, a través de 8 conductos, cada uno conectado a una tobera por medio de juntas de expansión; cuatro de estas toberas se encuentran en la parte inferior o base y cuatro en la parte superior o cubierta. El vapor llega a la etapa de impulso y sigue por los álabes de la TAP, hasta su descarga en la base de la carcaza superior, continuando por tuberías hasta el recalentador del generador de vapor. De aquí regresan al vapor ya recalentado y pasando por las válvulas de paso e interceptoras alcanza la TPI. Estas válvulas se encuentran montadas en la parte superior de la carcaza exterior. Las salidas de estas válvulas van a la carcaza inferior de la TPI, conectándose a esta por medio de unas juntas de deslizamiento. El vapor pasa a través de los álabes de reacción de la sección de PI, que están localizados en cada extremo del rotor de la turbina de AP y PI hasta su descarga en la parte superior de la carcaza exterior.

De aquí se conecta por medio de dos tuberías (cross over) a la carcaza de la turbina de presión baja (TBP). Los cross over tienen juntas de expansión que les permite absorber las expansiones térmicas.

La TBP es totalmente a reacción, de doble flujo y el vapor entra por el centro de la misma, fluyendo hacia sus extremos en donde descarga al condensador.

La turbina cuenta con extracciones que sirven para alimentar a los calentadores de agua de alimentación.

Como parte del sistema de enfriamiento de la central, las unidades cuentan cada una con un condensador de superficie marca Swecomex cuyo objetivo es condensar el vapor de escape procedente de la turbina de baja presión, descargando el condensado en el pozo caliente, de donde este será succionado por las bombas de condensado para posteriormente ser enviado al desgasificador. Este condensador es del tipo delta “V” dividido con una superficie de 16835.6 m², con 19644 tubos. Originalmente, la presión de operación en sus inicios fue de 63.5 mm de Hg. y su capacidad para condensar vapor era de 605030 kg/hr.

También cuenta cada unidad con dos bombas de agua de circulación, estas bombas succionan agua de mar del cárcamo principal de la obra de toma y la descargan a través de ductos de concreto hasta el condensador principal. Se tiene instaladas dos bombas del 50% de capacidad cada una, la operación de estas bombas es simultánea. La carga dinámica total es de 9 m.c.a. y manejan un caudal de 6.44 m³/s por bomba. .

El sistema de condensado el cual es parte de la tecnología que actualmente tiene implementada la central consta de dos bombas de condensado del 100% de capacidad cada una, una en operación normal y una de respaldo, marca Byron Jackson, modelo 18KXF-KXH4-5P-VMT de cinco pasos con

carga dinámica de 206.4 m, caudal de 238.2 l/s, velocidad de la bomba de 1770 rev/min y 1000 HP de potencia. Estas bombas succionan el condensado del pozo caliente del condensador principal y lo envían al deareador a través de los calentadores de baja presión, de este deareador succionan tres bombas de agua de alimentación, las cuales son las encargadas de suministrar el agua necesaria al generador de vapor para su operación, el fabricante de las bombas es Pacific Pumps, las bombas son multietapa con 6 pasos, manejan un caudal de 535895 kg/hr y tienen una potencia de 6000 HP con una eficiencia de 77.3%.

También dentro de los equipos principales con que cuenta la central, los cuales pertenecen al sistema de enfriamiento de auxiliares, se tienen tres bombas centrífugas horizontales marca Goulds con una presión de descarga de 3.4 kg/cm^2 (3.33 bar), un flujo de 20833 l/min, una velocidad de 1800 rev/min y una potencia de 200 HP; estas bombas operan en el lado cerrado del sistema de enfriamiento de auxiliares y son del 100 % de capacidad cada una, estando dos bombas en operación normal, y una de respaldo.

El agua de este sistema se enfría a su vez con agua de mar; para esto se cuenta con un arreglo de dos bombas verticales marca Goulds modelo VIT-28 TLD de un paso con una presión de descarga de 2.5 kg/cm^2 (2.45 bar), un caudal de 471 l/s, una velocidad de 1180 rev/min y una potencia de 200 HP, del 100% de capacidad cada una; una en operación normal y otra de respaldo, las cuales se encuentran ubicadas en el mismo cárcamo de bombeo que las bombas de enfriamiento principal. El enfriamiento se efectúa por medio de intercambiadores de calor de superficie.

Esta central es independiente de la central Manzanillo II, incluyendo las plantillas de personal que las operan. La central opera actualmente con combustóleo, el cual se recibe mediante un oleoducto que parte de la terminal marítima de PEMEX y llega hasta dos tanques de almacenamiento con una capacidad de 51194 m^3 cada uno. Estos tanques están interconectados a tres tanques de capacidad de 42734 m^3 pertenecientes a la C.T. Manzanillo II, con esto las centrales se apoyan mutuamente en el sistema de abastecimiento de combustóleo.

1.4.2. Alcance de la repotenciación.

El Proyecto consiste en repotenciar la central termoeléctrica Manzanillo I, unidad 1 y unidad 2 para su operación como Ciclo Combinado, para lo cual incluirá como equipos principales a los turbogeneradores de gas con sus sistemas auxiliares, los generadores de vapor por recuperación de calor y sus sistemas auxiliares, y la repotenciación de las turbinas vapor existentes.

El proyecto consta de tres etapas, la primera etapa comprende hasta la aceptación provisional de las turbinas de gas en ciclo abierto del modulo 1, la segunda etapa comprende hasta la aceptación provisional de la integración a ciclo combinado del modulo 2 y la tercera etapa comprende hasta la aceptación provisional de la integración a ciclo combinado del modulo 1, momento en el cual debe entrar en operación el sistema de sinergia.

El módulo 1 comprende el arreglo de las turbinas de gas 1, 2 y 3 con sus recuperadores de calor y la unidad de vapor 1 existente repotenciada y el modulo 2 comprende el arreglo de las turbinas de gas 4, 5 y 6 con sus recuperadores de calor y la unidad de vapor 2 existente repotenciada.

Los turbogeneradores de gas del módulo 1 operarán en una primera etapa en ciclo abierto, por lo cual se considera la instalación de chimeneas temporales que se retiraran cuando el módulo se integre a la operación como ciclo combinado, y los turbogeneradores de gas del módulo 2 operarán sólo como ciclo combinado. Así mismo, se considerarán todas las adecuaciones necesarias para la integración de turbogeneradores de gas del módulo 1 a ciclo combinado, una vez que termine el periodo de operación en ciclo abierto de los mismos.

Se considera el cierre de las extracciones de vapor de las turbinas de vapor existentes, por lo tanto, se considera la sustitución de los álabes existentes, por álabes de diseño mejorado que permitan manejar un mayor caudal de vapor a las nuevas condiciones de presión y temperatura y que soporten las nuevas cargas de empuje.

El esquema de repotenciación es de 3 niveles de presión, con recalentamiento. Los generadores de vapor por recuperación de calor (HRSG) se diseñaran de tal forma que consideran los niveles de presión indicados y suministren el vapor a las condiciones de presión, temperatura, flujo y entalpía requeridas por el esquema de repotenciación.

Los sistemas de control de las turbinas de vapor rehabilitadas junto con el Sistema de Control de las nuevas unidades turbogás se integran a un sistema de control distribuido (SCD), de tal forma que la operación del ciclo combinado es automática.

Las turbinas de gas usarán gas natural como combustible.

Los generadores de vapor actuales con sus auxiliares quedarán fuera de servicio.

1.5 Eficiencia energética

En el análisis termodinámico de ciclos y plantas de potencia, la eficiencia térmica y la potencia de salida son de primera importancia. La eficiencia térmica es la relación del trabajo neto al calor adicionado al ciclo o a la planta de potencia. Para la determinación de la eficiencia energética de una planta de potencia, deben tomarse en cuenta todos los auxiliares de la central, las no idealizaciones en las turbinas, en las bombas, la fricción, la transferencia de calor, el estrangulamiento, etc. Así como las diferencias entre la operación a carga completa y a carga parcial.

En la repotenciación de una central existente, se toma a la eficiencia como una medida de la economía de la planta de potencia debido a que afecta el capital, combustible y costos de operación. Se puede considerar adicionalmente otro parámetro que refleja más fácilmente la economía del combustible. Este parámetro es el heat rate (HR), el cual está definido como la cantidad de calor adicionado por lo regular en kJ o BTU para producir una unidad de trabajo, normalmente en kilowatts hora (kWh). El

heat rate tiene por lo tanto las unidades de kJ/kWh o BTU/kWh. El HR es inversamente proporcional a la eficiencia, de aquí que entre menor sea su valor es mejor.

A continuación se muestra la tabla 1.2 donde se indican entre otros parámetros, los valores típicos para la eficiencia y el régimen térmico de centrales con diferente tecnología.

Tabla 1.2 Valores típicos para la eficiencia y el régimen térmico para centrales en función de la tecnología.¹⁴

Central	Número de unidades (1)	Capacidad por unidad (MW)		Eficiencia (%)		Régimen térmico (kJ/kWh)		Vida útil (años)	Factor de planta 0.750	Usos propios (%)
		Bruta	Neta	Bruta	Neta	Bruto	Neto			
Termoeléctrica convencional	2	350.00	337.30	39.56	38.13	9100	9443	30	0.650	3.6
	2	160.00	153.76	36.39	34.47	9892	10294	30	0.650	3.9
	2	84.00	80.61	32.45	31.14	11095	11562	30	0.650	4.0
(2) Turbogás aeroderivada gas	1	41.59	41.04	36.69	36.21	9812	9943	30	0.125	1.3
(2) Turbogás aeroderivada gas	1	102.79	100.90	39.25	38.53	9171	9343	30	0.125	1.8
(2) Turbogás industrial gas	1	84.77	83.76	29.45	29.10	12222	12370	30	0.125	1.2
(2) Turbogás industrial gas	1F	186.61	184.52	33.49	33.11	10750	10872	30	0.125	1.1
	1G	258.44	255.49	34.89	34.49	10317	10436	30	0.125	1.1
(2) Turbogás aeroderivada diesel	1	39.15	38.52	37.16	36.56	9689	9847	30	0.125	1.6
(2) Ciclo combinado gas	1Fx1	283.36	277.06	50.58	49.45	7118	7280	30	0.800	2.2
	2Fx1	569.73	556.59	50.94	49.76	7067	7234	30	0.800	2.3
	3Fx1	853.32	834.22	50.89	49.75	7075	7237	30	0.800	2.2
	1Gx1	372.02	364.57	51.22	50.20	7028	7172	30	0.800	2.0
	2Gx1	753.82	738.28	51.53	50.47	6986	7133	30	0.800	2.1
(3) Combustión interna	1	42.20	40.53	44.25	42.50	8136	8470	25	0.650	3.9

¹⁴CFE. Costos y Parámetros de Referencia para la Formulación de Proyectos de Inversión en el Sector Eléctrico. (2011). Generación. Pg. 1.8

	2	18.40	17.05	43.73	40.52	8232	8884	20	0.650	7.3
	3	3.60	3.27	37.81	34.38	9521	10472	20	0.650	9.1
Carboeléctrica	2	350.00	324.79	37.87	35.15	9505	10243	30	0.800	7.2
Carboeléctrica supercrítica s/desulfurador.	1	700.00	625.56	43.09	38.50	8356	9350	30	0.800	10.6
Carboeléctrica supercrítica c/desulfurador	1	700.00	625.56	43.08	38.50	8356	9530	30	0.800	10.6
Nuclear (ABWR)	1	1400.00	1351.00	34.92	33.70	10309	10683	60	0.900	3.5
Geotermoeléctrica										
Cerro Prieto	4	26.95	24.97	19.02	17.62	18927	20427	30	0.850	7.3
Los Azufres	4	26.60	24.98	18.30	17.18	19672	20949	30	0.850	6.1

- 1) Número de unidades por cada central o numero de turbinas de gas y modelo de estas (F o G) por cada turbina de vapor (1x1, 2x1 o 3x1)
- 2) Potencia y eficiencia en condiciones ISO: Temperatura ambiente de 15 grados centígrados, humedad relativa del 60% y presión atmosférica al nivel del mar.
- 3) Potencia y eficiencia en condiciones ISO 15550:2002; ISO 3046-1:2002: Temperatura ambiente de 25°C, humedad relativa del 30% y presión barométrica de 1.0 bar.

Fuente: COPAR (2011)

Obviamente hay una gran diferencia en la eficiencia de operación para varias unidades debido al tipo de tecnología, tamaño, costos de combustible y operación y muchas otras consideraciones tangibles e intangibles, tales como lineamientos locales, políticas nacionales, requerimientos futuros, variaciones estacionales ambientales, etc.

Las Condiciones ambientales también influyen en la eficiencia, agua y aire ambiente más fríos nos conduce a tener eficiencias más altas. Adicionalmente alturas mayores tienen presiones ambientales más bajas lo cual afecta la compresión y la expansión. Por ejemplo, las turbinas de gas producen potencia menor a elevaciones por encima del nivel del mar. La pérdida de potencia de salida es una función de la pérdida en presión ambiental. Menor altitud conduce a eficiencias mayores.

1.6 Eficiencia ambiental.

La importancia de la eficiencia ambiental de la industria de la generación eléctrica surge de la alta demanda de energía combinada esta con la preocupación en el calentamiento global. Este concepto es actualmente esencial para todos los países del mundo. De aquí surge la necesidad al relacionar este concepto con el tema del presente trabajo, de efectuar una comparación entre las eficiencias ambientales de la central Manzanillo I unidades 1 y 2 al quemar combustóleo y al quemar gas.

Los dos tipos de combustibles están considerados como combustibles fósiles, los dos tiene el mismo propósito fundamental dentro de una central térmica, este propósito es el quemado de los mismos en la central para convertir energía química en energía térmica, después en energía mecánica y finalmente en energía eléctrica. Al efectuarse la combustión se obtienen varios productos que se consideran como indeseables, entre estos tenemos para el combustóleo los NO_x, SO₂, partículas materiales y el CO₂, y para el gas natural, su combustión libera muy pequeñas cantidades de SO₂ y NO_x, virtualmente no ceniza o partículas materiales, y mucho menores niveles de dióxido de carbono y monóxido de carbono.

Dos puntos aparecen como básicos para la eficiencia ambiental en la conexión con el proceso de conversión.

El primero es que tan eficientemente se comporta la conversión, o, en otras palabras, cuanta energía eléctrica se obtiene de una unidad de energía química.

El segundo punto es que tan limpia es la tecnología de quemado de los dos tipos de combustibles.

Podríamos estimar La calidad de la combustión, en función de los productos emitidos, considerados como indeseables anteriormente en el proceso de generación de una unidad de energía eléctrica.

Se debe mencionar que aunque los dos puntos anteriores están relacionados a través de la cantidad de combustibles fósiles usados para la generación de una unidad de energía eléctrica, estos no coinciden. En particular el mejoramiento en uno de ellos podría conducir al deterioro del otro indicador.

Otro aspecto de eficiencia es el porcentaje de energía eléctrica generada disponible para uso productivo o consumo, como la ubicación de la generación de energía eléctrica y el consumo por lo regular están muy distantes una de la otra, la energía se pierde en el proceso de transmisión y distribución.

La eficiencia ambiental combina por lo tanto las regulaciones ambientales con las mejoras tecnológicas, esto incluye a un mejor uso de los tipos combustibles, lo cual redundará en emisiones contaminantes más bajas y en una reducción en las pérdidas de energía eléctrica.

1.7 Conclusiones.

Como se puede ver en la tabla 1.1, la generación de energía eléctrica se prevé siga incrementándose a una tasa promedio de 2.3% hasta el año 2035, claro que esto no contempla la influencia de una nueva recesión a nivel mundial en la generación, por otro lado con respecto al tipo de combustible utilizado, se puede ver en la misma tabla una tendencia a reducir el uso de combustibles líquidos, principalmente combustóleo, esto por las consecuencias ambientales que se tienen al emitir como productos de la combustión gases de efecto invernadero. Asimismo, a pesar del accidente nuclear de la planta de Fukushima en Japón, actualmente a un año de este accidente, la energía nuclear se considera más segura y esto se reflejará en el incremento de generación utilizando esta tecnología.

En el caso de México, actualmente se sigue la tendencia mundial de reducción de combustibles líquidos y el aumento del uso de gas natural como combustible para generación a excepción de las centrales que se encuentran instaladas en la península de Baja California, las cuales debido a la dificultad para llevar gas natural, continuarán operando con combustóleo y/o diesel. Asimismo, la generación de energía usando el sol o el viento es muy limitada en nuestro país, teniéndose únicamente centrales eólicas instaladas en el Istmo de Tehuantepec, en el estado de Oaxaca y la primera instalación usando energía solar a instalarse por parte del ciclo combinado en Agua Prieta en el estado de Sonora, esta instalación financiada por el banco mundial.

Respecto a las tecnologías de generación, en México, prácticamente se tienen en mayor o menor medida las mismas tecnologías usadas en otros países, tales como las centrales convencionales, ciclos combinados, centrales de combustión interna, centrales hidroeléctricas, central nuclear, etc.

De estas tecnologías la que tiene implementada la central Manzanillo I es la de central convencional usando como combustible combustóleo, esta tecnología en su momento siguió la tendencia a nivel mundial respecto al uso de combustóleo y a generadores de vapor convencionales no dando importancia a las emisiones producto de la combustión como elementos altamente contaminantes.

Al decidir la repotenciación de las unidades 1 y 2 de la central termoeléctrica Manzanillo, se tomaron en consideración entre otros elementos la eficiencia ambiental y la eficiencia energética ligados estos elementos a la viabilidad económica y financiera del proyecto.

CAPITULO 2.

PRINCIPALES SISTEMAS DE LA C.T. MANZANILLO I Y LA TERMINAL DE GAS NATURAL LICUADO.

Introducción.

La central termoeléctrica Manzanillo I, U1 y U2 se localiza a las orillas de la laguna de Cuyutlán, en el Ejido de Campos en el municipio de Manzanillo a 5 km al sur del puerto de Manzanillo, Colima.

Las unidades 1, 2, 3 y 4 existentes operan bajo un ciclo Rankine convencional utilizando generadores de vapor (calderas). Esta central usa actualmente para su operación combustóleo. Los sistemas que la componen son muy variados y se encuentran principalmente dentro de las áreas mecánica y eléctrica, teniendo éstas como apoyo las áreas de diseño de planta, instrumentación y control y protección ambiental.

En de este capítulo, se hace una descripción de los sistemas que se modificarán por efecto de la repotenciación, se indica el estado actual y la modificación correspondiente. Se incluyen los diagramas de arreglo de equipo (central convencional y ciclo combinado).

Asimismo, debido a que una de las partes del presente estudio se relaciona con la terminal de gas natural licuado, se incluirá dentro de las descripciones indicadas anteriormente, la correspondiente a esta terminal, haciendo énfasis posteriormente al sistema de agua de sinergia y su relación con la central termoeléctrica.

2.1 Arreglo de la central convencional y del ciclo combinado.

En el anexo A.1 se incluye la figura 2.1 la cual es un diagrama de la central convencional antes de la repotenciación, en donde se indican los equipos principales y su interrelación.

En el anexo A.2 se incluye la figura 2.2 la cual es un diagrama en donde se muestran los principales equipos correspondientes a la central repotenciada.

2.2 Descripción de los sistemas actuales y su modificación correspondiente.

A continuación se hace una breve descripción de los sistemas que se modificarán por efecto de la conversión a ciclo combinado de la central, se incluye el estado actual y la modificación correspondiente.

2.2.1 Turbina de vapor y sistemas relacionados.

2.2.1.1. Sistema de vapor principal (actual).

En este sistema, actualmente el vapor producido por el generador de vapor es conducido hacia la turbina por dos tuberías, que son las líneas de vapor principal.

El vapor es admitido a la turbina a través de dos tipos de válvulas en serie, las de estrangulamiento y las de gobierno, teniendo cada línea de vapor principal este arreglo de válvulas.

El objetivo de las válvulas de estrangulamiento es cortar el flujo de vapor hacia la turbina, cuando ésta esté trabajando en condiciones anormales de operación o también cuando el operador decida que deban cerrarse. Cabe mencionar que las válvulas de estrangulamiento además de cortar el flujo de vapor lo pueden regular. Regularmente estas válvulas efectúan el control del flujo de vapor desde el inicio del rodado de la turbina hasta las 3384 rev/min. Por lo que cuando las válvulas de estrangulamiento están regulando el flujo de vapor las de gobierno deben estar 100% abiertas.

El vapor llega a la turbina de alta presión, una vez que realiza su trabajo sale de ésta y se dirige al recalentador por medio de dos líneas, llamadas de recalentado frío.

El vapor recupera condiciones nominales de temperatura (538°C) en el recalentador y regresa a la turbina a través de las líneas de recalentado caliente. Sobre cada línea de recalentado caliente se tienen dos válvulas conectadas en serie, las de paro de recalentado y las interceptoras.

El objetivo de las válvulas de paro de recalentado es cortar el flujo de vapor hacia las turbinas que siguen, turbina de presión intermedia (TPI) No.1 y No. 2 y baja presión, y las interceptoras regulan el flujo de vapor hacia estas turbinas.

El vapor después de pasar por la válvula interceptora entra a la turbina de presión intermedia No. 1, al salir de esta y dirigirse a la TPI No. 2 se toma el vapor que alimenta la extracción No. 6 después de pasar el vapor por la TPI No.2 y realizar su trabajo el vapor se envía a la turbina de baja presión a través de dos líneas llamadas cross over. De la salida de la TPI No. 2 se toma el vapor que alimenta la extracción No. 5. El vapor al llegar a la TBP se divide y alimenta a cada una de las dos secciones que la conforman. De esta turbina se alimentan las extracciones No. 4,3,2 y 1.

Finalmente el vapor que realiza su trabajo en la TBP se descarga al condensador principal, donde se recolectara el condensado para iniciar nuevamente el ciclo hasta convertirse en vapor nuevamente.

2.2.1.2 Sistema de vapor principal (ciclo combinado)

En la conversión a ciclo combinado, ahora el vapor principal obtenido de los sobrecalentadores de alta presión de los tres (3) recuperadores de calor por unidad se envía a la turbina de vapor de alta presión. El suministro de vapor principal de cada HRSG es a las condiciones límite de presión y temperatura requerido por el diseño de la turbina.

Dentro de los límites de HRSG, el sobrecalentador de alta presión contiene un atemperador el cual usa agua de alimentación de alta presión que proporciona control de temperatura y mantiene la temperatura a la salida del sobrecalentador de alta presión.

El sistema de vapor principal también suministra vapor a los sellos de la turbina durante el arranque. Se tiene una válvula reductora de presión y un atemperador en la línea para bajar la presión y la temperatura de acuerdo a los requerimientos de la turbina.

Línea de vapor recalentado frío

La descarga de la turbina de alta presión (existente), se conecta, con una tubería que conduce vapor recalentado frío una vez que éste es expedido, conduciendo este vapor desde la sección de alta presión de la turbina y uniéndose estas en una línea, a la cual también se conectará la tubería de la sección de media presión, para llegar a la boquilla de conexión del recalentador del HRSG; antes de llegar a esta boquilla se intercala un atemperador.

En el punto bajo de cada tubería de vapor recalentado frío se tiene una pierna colectora de drenajes con válvula motorizada la cual se lleva hasta el tanque colector de drenaje y luego al condensador principal.

Las condiciones de diseño de la tubería de vapor recalentado frío como son la presión y temperatura se determinan como sigue:

La presión de diseño del vapor recalentado frío se determina por la presión máxima de salida en la turbina de alta presión en el rango de diseño del ciclo combinado y bajo los requerimientos del código ASME-ANSI B31.1.

Línea de vapor de recalentado caliente

El vapor recalentado caliente es conducido inicialmente desde las boquillas de descarga del recalentador del HRSG hasta las cercanías de la turbina de media presión donde se separa para llegar en dos ramales y conectarse cada una a las respectivas válvulas de paro e interceptoras del vapor de media presión continuando hasta las boquillas de entrada de vapor de la turbina de media presión. Cerca de las válvulas de paro se tienen puntos bajos con sus correspondientes colectores de drenaje que drenan a través de válvulas motorizadas.

La presión y temperatura de diseño de la tubería de vapor de media presión se determinan como sigue:

La presión de diseño del vapor de media presión será igual a la presión del vapor recalentado frío a la salida de la turbina de alta presión, menos las caídas de presión de esta tubería y la que se produzca en el recalentador correspondiente a la carga del rango de diseño del ciclo combinado, bajo los requerimientos del código ASME-ANSI B31.1 última edición.

La temperatura de diseño del vapor de media presión corresponderá a la temperatura de diseño empleada para la tubería de alta presión.

2.2.1.3 Turbina de vapor (actual)

La turbina como grupo está dividida en dos secciones o cuerpos, en uno se encuentran dos turbinas, la de alta presión, y la de presión intermedia. En el otro cuerpo esta la turbina de baja presión.

La función de la turbina de vapor es generar 300 MW, utilizando vapor sobrecalentado como energía motriz. La turbina existente es de tipo tandem – compound, de acción y reacción, doble flujo en el escape de la turbina de baja presión, con condensación, y con recalentamiento.

Cada una de las líneas de vapor principal llegan a una caja de vapor la cual tiene a su entrada una válvula de estrangulamiento de doble tapón y son la válvula piloto y la válvula principal, y 4 válvulas de gobierno que son las que permiten la salida del vapor de la caja hacia la turbina, la válvula piloto se utiliza en los arranques para el control de flujo de vapor a la turbina cuando se realiza un rodado total (válvulas de gobierno 100 % abiertas) teniendo su máxima carrera, suficiente para llevar la unidad al 20 % de carga, para posteriormente abrir la válvula principal.

El vapor que sale de las cajas de vapor a través de las válvulas de gobierno es dirigido a las cámaras de las toberas donde el vapor pierde presión pero aumenta velocidad para ser impactado con las ruedas del primer paso de la turbina (paso Curtis) que consta de 2 pasos de acción haciendo que gire el rotor de ésta.

El vapor que sale del paso Curtis es dirigido a la turbina de alta presión que consta de 10 pasos de reacción siendo su salida del vapor a través de 2 líneas llamadas de recalentado frío hacia el recalentador del generador de vapor donde se volverá a incrementar su temperatura nuevamente a 540 - 545 °C.

Para su control de temperatura en la línea de recalentado frío se tiene una atemperación proveniente de la descarga del tercer paso de las bombas de agua de alimentación.

La salida de vapor del generador de vapor (recalentador) es a través de 2 líneas llamadas de recalentado caliente las cuales llegan a los 4 pasos de reacción de la turbina de presión intermedia 1 pasando por las válvulas de paro que es de apertura (turbina restablecida) o cierre (turbina disparada) y de las válvulas interceptoras (regulan en bajas cargas).

El vapor que sale de la turbina intermedia 1 es dirigido a los 4 pasos de reacción de la turbina de intermedia 2.

De la salida de vapor de la turbina de intermedia 2 el vapor se dirige a la turbina de baja presión entrando por el centro y fluyendo por los 6 pasos de reacción de cada lado para finalmente dirigirse al condensador principal.

La turbina de baja presión cuenta con un rocío a carcaza a través de una válvula de control que suministra agua de la descarga de las bombas de condensado para evitar sobrecalentamientos ($> 70\text{ }^{\circ}\text{C}$) en el escape de la TBP.

2.2.1.4 Turbina de vapor (ciclo combinado)

El turbogenerador de vapor existe y como parte de la conversión a ciclo combinado, se rehabilita y adecua para su operación y extender su vida útil 25 años más. La modernización está relacionada con las carcazas internas y externas, rotor, álabes fijos y móviles, sellos, chumaceras, válvulas de suministro, paro y control de vapor, así como los componentes directamente relacionados al funcionamiento de la turbina de vapor.

2.2.2. Sistemas auxiliares

2.2.2.1. Sistema de condensado (actual).

Este sistema se usa principalmente para extraer el agua de condensado del pozo caliente para enviarlo mediante las bombas de condensado al deareador, suministrar agua de repuesto al ciclo o enviar los excedentes de agua de condensado al tanque de almacenamiento de condensado para mantener el nivel normal de agua en el pozo caliente del condensador principal.

También se consideran las funciones auxiliares como suministrar agua de condensado para sellos, atemperaciones y llenado inicial a diferentes equipos o sistemas del ciclo.

La obtención de condensado se hace después de que el vapor que trabaja en la turbina de baja presión se dirige a través del escape hacia el condensador, en donde al chocar con los tubos de este, el vapor se condensa al ceder su calor al agua que circula por el interior del tubo. Por el cambio de volumen del vapor al convertirse en agua se forma vacío.

Se cuenta con dos bombas de condensado, cada una es para el 100% de carga de la unidad y la de reserva entra en automático por disparo o falla de la bomba de condensado que esté en servicio.

El flujo de condensado fluye a través de los calentadores de baja presión 1, 2,3 y 4 por el interior de los tubos donde se efectúa parte del calentamiento del agua al incrementar su temperatura en estos calentadores.

2.2.2.2. Sistema de condensado (ciclo combinado).

Al considerar las nuevas condiciones en las que opera el sistema de condensado (envío de agua a los desgasificadores de los recuperadores de calor), se tomó la decisión de efectuar el cambio de estas bombas por otras que suministren un mayor caudal y una mayor carga dinámica, la trayectoria de la tubería se modificó quedando el sistema de suministro de agua desde el pozo caliente del condensador de superficie, en donde se condensa el vapor que sale de la turbina y del bypass de vapor y termina en el desgasificador de cada uno de los módulos generadores de vapor por recuperación de calor (HRSG).

2.2.2.3 Otras modificaciones.

Adicionalmente a lo anterior, dentro del alcance de la conversión a ciclo combinado, se considera la deshabilitación de los generadores de vapor existentes, así como todos sus auxiliares y elementos

correspondientes a los sistemas asociados, por ejemplo las bombas de agua de alimentación, los desgasificadores, los calentadores de alta y baja presión, el sistema de enfriamiento, etc. Requiriéndose adicionalmente la demolición exclusivamente de las instalaciones que interfieran con las nuevas instalaciones del ciclo combinado, tales como banquetas, cárcamos, drenajes, alumbrado, andenes, algunos edificios, soportes, tuberías, etc.

2.3. Nuevos sistemas de la configuración de la repotenciación.

A continuación se describen los principales sistemas nuevos que configuran la repotenciación de la central Manzanillo I U1 y U2

2.3.1. Generador de vapor por recuperación de calor y sistemas relacionados.

2.3.1.1. Sistema generador de vapor por recuperación de calor.

Este equipo es nuevo y es parte del alcance de suministro de la repotenciación. La función principal de este equipo es generar vapor a diferentes niveles de presión: alta, media y baja presión, aprovechando el calor proveniente de los gases de combustión generados por la turbina de gas, los vapores producidos son enviados a la turbina de vapor para conformar el ciclo agua-vapor.

El recuperador de calor cuenta con tres niveles de presión y recalentamiento intermedio, con circulación natural de los gases de escape de la turbina en sentido horizontal a través de los tubos verticales de agua de alimentación.

En la repotenciación de las unidades 1 y 2 de la C.T. Manzanillo mediante la conversión a ciclo combinado, se considera la instalación de tres HRSG asociados a tres turbinas de Gas por cada unidad (módulo). Estos tres HRSG del módulo 1 y los otros tres del módulo 2 alimentarán a la turbina de vapor correspondiente existente.

A grandes rasgos el funcionamiento de este equipo es el siguiente: el agua de alimentación de alta presión es enviada a los economizadores de alta presión y posteriormente al domo de alta presión, el vapor generado posteriormente es enviado a los sobrecalentadores para producir vapor de alta presión, que es enviado a la turbina de alta presión existente. El vapor saturado de media presión sale del domo de media presión, y es primeramente calentado en el sobrecalentador de presión intermedia y después combinado con el vapor de recalentado proveniente de la descarga de alta presión de la turbina, obteniéndose las características finales en el recalentador.

El vapor recalentado caliente es enviado a la turbina de media presión. El vapor de baja presión es calentado en el sobrecalentador de baja presión, para enviarlo posteriormente a la turbina de baja presión.

Cada recuperador de calor operará a tres niveles de presión: baja presión (BP), media presión (IP) y alta presión (AP). Recibiendo a la entrada los gases de escape de cada una de las turbinas de gas. Estos gases fluyen horizontalmente a través de las secciones de transferencia. Las secciones de transferencia

de calor estarán configuradas en la dirección de la salida de los gases de escape provenientes de la turbina de gas, de forma que se obtenga un aprovechamiento óptimo de la energía contenida en los gases de escape.

Ducto de entrada de gases de escape

Se tiene un ducto de entrada al sistema del recuperador de calor para entregar los gases de escape desde la turbina de gas hasta la entrada del recuperador. El ducto está diseñado para minimizar la caída de presión y distribuir el calor en la entrada al sobrecalentador.

Ducto de salida y chimenea de gases de escape

El ducto de salida así como la chimenea se usan para enviar los gases de escape provenientes del recuperador de calor hacia la atmosfera.

2.3.1.2. Sistema de agua de alimentación para el HRSG

La función principal del sistema de agua de alimentación es el aporte de agua, previamente calentada en los economizadores, a los domos de alta y media presión del recuperador de calor para la producción de vapor de alta y media presión, y mantenimiento de los niveles de los domos de alta presión dentro de los límites establecidos. Para ello se dispone de dos bombas del 100% de capacidad para el circuito de alta presión y de dos bombas del 100% de capacidad para el circuito de media presión por cada HRSG. Cada bomba está protegida mediante una línea de recirculación de flujo mínimo en la descarga de la bomba, que incluye una válvula tipo Yarway la cual actúa mecánicamente y envía el flujo mínimo de regreso al desgasificador. Las bombas de alta y media presión aspiran del domo de baja presión del recuperador de calor.

2.3.3. Turbina de gas y sistemas relacionados.

2.3.3.1. Turbina de gas

Los turbogeneradores de gas son la primera parte medular que se adicionará para realizar la conversión de ciclo simple a ciclo combinado. Estos turbogeneradores utilizarán gas como combustible y transformarán la energía de la combustión del gas en energía eléctrica a través de un generador eléctrico acoplado a la turbina.

Los turbogeneradores de gas del módulo 1 operarán en una primera etapa en ciclo abierto, por lo cual se considera la instalación de chimeneas temporales que se retirarán cuando el módulo se integre a la operación como ciclo combinado. Los turbogeneradores de gas del módulo 2 operarán solo como ciclo combinado por lo que no se tomarán previsiones para chimeneas temporales.

El aire necesario para la combustión se tomará del ambiente por medio de elementos de admisión que incluye un sistema de filtrado de aire. Este caudal de aire será introducido en un compresor de flujo axial multietapa acoplado como parte integral de la turbina, el cual eleva la presión desde la

atmosférica hasta la requerida por el sistema de combustión. El combustible que utilizará la turbina será gas natural. El aire se enfriará previamente en los enfriadores de aire de admisión que son parte del sistema de suministro de agua de sinergia (condición 100% de carga con sinergia).

Las turbinas disponen de un sistema de combustión DLN (Dry Low NO_x), el cual reduce las emisiones de NO_x a la atmósfera. Los gases generados en la combustión, con un alto contenido energético, se expanden a través de cada una de las etapas de la turbina de gas, transformando la energía térmica de estos gases en energía mecánica, la cual es transmitida al generador eléctrico que está acoplado a cada turbina para su transformación en electricidad.

En ciclo abierto o por mantenimiento del generador de vapor por recuperación de calor, los gases de escape de cada turbina serán enviados a la atmósfera por medio de la chimenea temporal. En ciclo combinado los gases calientes producto de la combustión son enviados a la atmósfera a través de la chimenea una vez que han pasado por el generador de vapor por recuperación de calor.

2.4 Sistema de agua de sinergia

La función de este sistema será la de conducir el agua generada en la descarga de los vaporizadores de rack abierto (ORV) de la terminal de GNL hacia los enfriadores de aire de las unidades turbogás instaladas en la C.T. Manzanillo y retornar esta misma agua hacia la terminal de GNL; todo esto con la finalidad de aprovechar las bajas temperaturas que se producen en el proceso de regasificación, utilizándolas para enfriar el aire de entrada a las unidades turbogás de la CT Manzanillo

El sistema de agua de sinergia está compuesto por un sistema de bombeo diseñado para impulsar agua de servicios a 6.5°C almacenada en un cárcamo ubicado junto a los vaporizadores, en las instalaciones de la terminal de GNL. Dichas bombas deben aportar la presión adecuada para que el agua de sinergia recorra alrededor de 6 km de tubería de 36" hasta la C.T. Manzanillo I, en donde ingresará a intercambiadores de calor y enfriará el aire de entrada a los compresores de aire antes de la etapa de combustión. A la salida de las unidades turbogás el agua estará a 17 °C y deberá contar con la presión suficiente para retornar a la terminal de GNL y alimentar nuevamente a la unidad regasificadora.

Previendo la pérdida de agua debido a purgas o a evaporación, el sistema cuenta con una reposición de agua cruda, este repuesto de agua se efectúa mediante unos conductos derivados del sistema que alimenta agua a la C.T. Manzanillo, el repuesto de agua se hace en el cárcamo de agua de sinergia

El sistema de suministro de agua de cruda de servicios cuenta con tres (3) bombas del 50% de capacidad cada una, del tipo centrífuga vertical, de cárcamo húmedo y de velocidad constante, acoplada directamente a motor eléctrico de inducción, con su enfriamiento respectivo. Cada bomba posee conexiones para drenaje, venteo y lubricación de las chumaceras y sello de la flecha. Sólo dos de estas bombas estarán en operación, mientras que la restante quedará como respaldo. Las dos bombas en funcionamiento deberán manejar un caudal de 1385 kg/s, y tendrán la capacidad para enviar el agua cruda hasta la C.T. Manzanillo y regresarla hasta la entrada de los vaporizadores de la terminal de

GNL. Las bombas se instalarán en la misma zona de la terminal y se ubicarán en el cárcamo de agua de sinergia

Estas bombas están diseñadas en base a la última edición de las normas del ANSI/HI para bombas verticales. La carga dinámica de estas bombas es la necesaria para vencer las pérdidas por fricción en todo el sistema incluyendo los enfriadores de aire de las unidades turbogás, más la carga estática desde el nivel mínimo de agua cruda en el cárcamo de los vaporizadores de GNL hasta el retorno del agua de servicios, cumpliendo con los valores comprometidos de presión en el punto de interconexión con las instalaciones de la TGNL, antes que el fluido entre nuevamente a los vaporizadores.

Cada bomba está diseñada tomando en consideración la operación en forma continua, y sin situaciones anormales, tales como aumento excesivo de temperatura, vibraciones, cavitación, distorsiones, deflexiones, alto nivel de ruido u otros defectos, sin exceder los valores garantizados para las condiciones de diseño

Este sistema está diseñado para arrancar en forma automática una vez que las acciones anteriores han sido realizadas. O también se puede arrancar en forma manual, lo cual se puede hacer una vez lleno el sistema, con las válvulas de aislamiento abiertas considerando que la presión y temperatura deben ser las adecuadas en las líneas correspondientes, y los niveles de las cámaras del cárcamo de bombeo son los adecuados

Las bombas del sistema de agua de sinergia pueden detenerse manualmente desde el panel local, también el SCD está programado para detener las bombas automáticamente en caso de que el nivel del agua en el cárcamo de bombeo disminuya por debajo del nivel de sumergencia mínima.

El sistema cuenta con las preparaciones requeridas para el llenado inicial.

En el anexo A.3 se incluye la figura 2.3 donde se muestra un diagrama con los principales equipos asociados a este sistema, tanto de la terminal de gas natural licuado, como de la central termoeléctrica Manzanillo I

2.5 Conclusiones.

Como se describe en este capítulo, por causa de la repotenciación algunos de los equipos que forman parte del ciclo convencional, dejarán de usarse desmantelando únicamente los que interfieran con las nuevas instalaciones, así, por lo tanto los generadores de vapor de las unidades 1 y 2 así como todos sus auxiliares ya no formarán parte del nuevo sistema, también todos los calentadores de alta y baja presión y las extracciones asociadas a los mismos se cancelan. Adicionalmente a esto, se han revisado las condiciones de operación de equipos que pudieran formar parte del nuevo ciclo para determinar si las características de operación son suficientes para las nuevas condiciones operativas, dentro de estos sistemas se encuentran el sistema de agua de circulación (tuberías, válvulas, bombas de agua de circulación y condensador, etc.) y el sistema de condensado (pozo caliente, bombas de condensado, etc.). Como consecuencia de la revisión se optó por un nuevo sistema de condensado y por utilizar el

sistema de agua de circulación existente con algunas adecuaciones. Asimismo, el nuevo sistema de enfriamiento de auxiliares se independiza del sistema existente.

Adicionalmente otros sistemas de la central se afectaron, entre estos tenemos al sistema de aire comprimido, el sistema de protección contra incendio, el sistema de gases de servicio, etc.

Un aspecto importante de la repotenciación es el estado en que quedan las turbinas de vapor, pasando de una potencia de generación de 300 MW a una potencia de 256.154 MW para 100% de carga sin sinergia, y 259.75 MW con sinergia, ambas para condiciones de diseño de verano y 100% de carga.

Como alcance de la repotenciación se incluye el sistema de agua de sinergia, cuya repercusión en el nuevo ciclo combinado se analiza en capítulos posteriores, este sistema cuenta para protección del mismo con un sistema de disipación de energía para el caso de que ocurran fenómenos transitorios (arranque o paro de bombas), esta protección se logra instalando dispositivos de alivio (válvulas y cámaras de aire).

En el anexo A.6 se incluyen otros sistemas relacionados con la repotenciación.

CAPITULO 3.

ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CENTRAL.

Introducción.

En este capítulo, se aplicarán los conceptos básicos de la termodinámica para determinar cuáles son los caudales másicos correspondientes a cada equipo, para determinar las propiedades termodinámicas correspondientes a cada estado y para la obtención de la energía térmica del proceso. También se harán los balances de energía y se analizarán los resultados.

El caso analizado corresponde a la repotenciación de la unidad 1 de la C. T. Manzanillo I y las condiciones de carga de la unidad analizadas son 100%, 75% y 50% sin sinergia y 100% de carga con sinergia, todas correspondientes a condiciones de diseño de verano.

3.1 Consideraciones.

Para desarrollar los balances de masa, energía y exergía, se hacen las siguientes consideraciones:

1.- Se considera que toda la planta y sus componentes se encuentran en estado estacionario, esto significa que todas las propiedades no varían con el tiempo. Si consideramos un volumen de control en estado estacionario, esto significa que la cantidad total de masa en cualquier instante t presente en el sistema es constante.

Considerando la ecuación para balance de materia

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Donde:

$\sum_e \dot{m}_e$ = Suma de los caudales másicos entrando al volumen de control.

$\sum_s \dot{m}_s$ = Suma de los caudales másicos saliendo del volumen de control.

El termino $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$ ya que de acuerdo a lo anteriormente indicado la cantidad de materia en el volumen de control y sobre las fronteras del sistema no varía con respecto al tiempo.

Entonces la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (3.2)$$

Que significa que la sumatoria de los flujos másicos que entran a un sistema es iguales a la sumatoria de los flujos másicos que salen del mismo.

Similarmente considerando al volumen de control, en estado estacionario, la variación de la energía en el volumen de control y sobre las fronteras del sistema es independiente del tiempo, o sea:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$$

2.- En el balance de energía el término Q_{vc} correspondiente a la transferencia de calor por unidad de tiempo en el volumen de control se iguala a cero en el balance energético debido a que es muy pequeño al compararlo con las otras transferencias de calor que tienen lugar a través de las fronteras del volumen de control.

Esta consideración está justificada de acuerdo a alguna o varias de las siguientes causas:

- La superficie exterior del volumen de control está completamente aislada.
- La superficie exterior es muy pequeña para que exista una transferencia de calor representativa.
- La diferencia de temperatura entre los alrededores y el volumen de control es mínima y por lo tanto la transferencia de calor.
- El fluido que circula por el sistema abierto lo hace tan rápido que no da tiempo a que ocurra una transferencia de calor.

3.- También se considerara al flujo como unidimensional. Este tipo de flujo se considera que existe si las propiedades en la frontera de entrada y salida de flujo no varían en la sección transversal, estas propiedades solo pueden variar en la dirección del flujo. En los análisis que se efectuarán a cada equipo se considera que las fronteras permeables del volumen de control pueden seleccionarse de modo que esta idealización se justifique.

Para un régimen estacionario, la ecuación para flujo másico unidimensional se reduce a:

$$\dot{m} = \rho Av \tag{3.3}$$

Donde v es la velocidad media y el producto Av se considera el flujo o caudal volumétrico.

4.- Otra consideración aplicable, la cual está asociada solo a las ecuaciones de la energía, consiste en considerar a los términos de energía cinética y potencial de la materia que entra y sale del volumen de control como despreciable, esto no significa que las velocidades sean cero o que no existían variaciones en la altura.

5.- Dentro de la ecuación de la energía, El término \dot{W}_{vc} se eliminará si no hay trabajo en el eje.

3.2 Análisis de conservación de la masa y energético para un volumen de control.

En esta sección del capítulo se desarrolla el uso de el principio de la conservación de la masa para un volumen de control y el principio de la conservación de la energía para el mismo sistema abierto o volumen de control considerando que esta es la energía que acompaña a los flujos de masa que entran o salen del volumen de control.

Posteriormente se aplicaran estos balances de masa y energía para los diferentes volúmenes de control definidos tomando en cuenta las diferentes consideraciones indicadas anteriormente.

3.2.1 Principio de conservación de la masa para un volumen de control.

Para un volumen de control, el principio de la conservación de la masa se expresa como sigue:

La variación con respecto al tiempo de la masa dentro de un volumen de control en el instante t es igual a la diferencia entre las masas que entran y salen del volumen de control a través de las fronteras permeables por unidad de tiempo.

Un caso importante para los desarrollos posteriores es aquel en el que los flujos de entrada y de salida del volumen de control ocurren a través de una o más secciones. Para este caso el principio de la conservación de la masa toma la forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.4)$$

El lado izquierdo de esta ecuación representa la tasa de cambio de la masa contenida dentro del volumen de control, \dot{m} indica el flujo másico en una sección de entrada al volumen de control en el instante t y \dot{m} representa el flujo másico que abandona el volumen de control a través de una sección de salida en el instante t.

La ecuación 3.4 se utiliza para efectuar el balance de flujo másico. Al aplicar posteriormente la ecuación 3.4, todos los términos se expresaran en kg/s de acuerdo al Sistema Internacional de Unidades de Medida.

En la tabla No. 3.1 se muestran las ecuaciones correspondientes para su aplicación en el balance de masa para cada uno de los equipos principales que integran la repotenciación,

Tabla 3.1 Ecuaciones para el balance de masa correspondientes a los principales equipos que integran la repotenciación.

No.	EQUIPO	BALANCE
1	Turbina de baja presión	$m_{21}-m_{24} = 0$
2	Turbina de media presión	$m_{16}-m_{21}+m_{20}=0$
3	Turbina de alta presión	$m_{12}-m_{13} = 0$
4	Condensador	$m_{24}+m_1-m_5 = 0$
5	Bombas de condensado	$m_5-m_6 = 0$
6	Bombas de agua de alimentación de media presión	$m_9-m_{10} = 0$
7	Bombas de agua de alimentación de alta presión	$m_8-m_{11} = 0$
8	Compresor	$m_C-m_D = 0$
9	Cámara de combustión de la TG	$m_D+m_A-m_E = 0$
10	Turbina de gas	$m_E-m_F = 0$
11	HRSG	$m_F-m_I = 0$
12	Enfriador de aire (lado aire)	$m_B-m_C = 0$

Nota: Los subíndices utilizados están referidos al arreglo general de la central repotenciada que se encuentra en el anexo A.2

Fuente: Elaboración propia.

Y en la tabla No. 3.2 se muestran los resultados de la aplicación de las ecuaciones; Ambas tablas corresponden a las condiciones de diseño de verano y 100% de carga sin sinergia.

Tabla 3.2. Resultados de la aplicación de las ecuaciones incluidas en la tabla no. 3.1 para la condición de 100% de carga con sinergia.

No.	EQUIPO	BALANCE (kg/s)
1	Turbina de baja presión	$211.00-105.5-105.5 = 0$
2	Turbina de media presión	$181.167-211+29.833 = 0$
3	Turbina de alta presión	$151.166-151.166 = 0$
4	Condensador	$211+3.694-214.694 = 0$
5	Bombas de condensado	$208.916 -208.916 = 0$
6	Bombas de agua de alimentación de media presión	$10.70-10.70 = 0$
7	Bombas de agua de alimentación de alta presión	$50.981-50.981 = 0$
8	Compresor	$429.278 - 429.278 = 0$
9	Cámara de combustión de la TG	$429.278+9.461-438.739 = 0$
10	Turbina de gas	$438.739-438.739 = 0$
11	HRSG	$438.739-438.739 = 0$
12	Enfriador de aire (lado aire)	$429.278-429.278 = 0$

Fuente: Elaboración propia.

3.2.2 Principio de conservación de la energía para un volumen de control.

Para un volumen de control, el principio de la conservación de la energía se expresa de la siguiente forma: La variación de la energía respecto al tiempo dentro del volumen de control es igual al flujo neto de energía que atraviesa la frontera como calor y trabajo más el flujo total de energía que entra con la masa en el volumen de control menos el flujo total de energía que sale con la masa del volumen de control.

De acuerdo a lo anterior, para un volumen de control considerando un flujo unidimensional con una sola entrada y salida, tenemos la siguiente ecuación:

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p) = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(u_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e) - \dot{m}(u_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s) \quad (3.5)$$

Donde:

U = Energía interna.

E_c = Energía cinética

E_p = Energía potencial

\dot{Q} = Variación de calor con respecto al tiempo.

\dot{W} = Variación del trabajo con respecto al tiempo.

\dot{m} = Caudal másico.

u_e = Energía interna a la entrada por unidad de masa.

V_e = Velocidad de entrada.

g = Aceleración debida a la gravedad.

z_e = Posición de entrada con respecto a una referencia común con la posición de salida

u_s = Energía interna a la salida por unidad de masa.

V_s = Velocidad de salida.

z_s = Posición de salida con respecto a una referencia común con la entrada

En la ecuación anterior se separa el trabajo \dot{W} en dos partes. La primera se debe al trabajo asociado a la frontera permeable, a este tipo de trabajo se le conoce como trabajo de flujo y se refiere al trabajo que necesita la masa que entra o sale del volumen de control para empujar el fluido hacia adentro o hacia fuera del sistema, mediante ecuaciones se representa a este trabajo como:

$$\dot{W}_{permeable} = \dot{m}(pv) \quad (3.6)$$

Considerando una entrada y una salida:

$$\dot{W}_{permeable} = \dot{m}_e(pv)_e - \dot{m}_s(pv)_s \quad (3.7)$$

La otra parte del trabajo, es el asociado a la frontera impermeable, considera todos los trabajos asociados al desplazamiento de un límite, a efectos eléctricos o al asociado a la rotación de un eje.

Finalmente, el trabajo \dot{W} total es igual a:

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s(p_s v_s) - \dot{m}_e(p_e v_e) \quad (3.8)$$

Sustituyendo la ecuación 3.8 en la ecuación 3.5 y arreglando los términos de entrada y de salida, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p)_{vc} = \dot{Q} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e(u_e + p_e v_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e) - \dot{m}_s(u_s + p_s v_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s)$$

Si se incluye el concepto de entalpía:

$$h = u + pv$$

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p)_{vc} = \dot{Q} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e) - \dot{m}_s(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s) \quad (3.9)$$

Para permitir la aplicación donde existen varias secciones sobre los límites del sistema en los cuales entra o sale masa, es más adecuada la siguiente ecuación:

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p)_{vc} = \dot{Q} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e) - \sum \dot{m}_s(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s) \quad (3.10)$$

Donde \dot{W}_{vc} representa todos los modos de trabajo que se realizan en las fronteras impermeables.

Si consideramos que el volumen de control se encuentra en situación estacionaria, se hace la siguiente simplificación:

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p)_{vc} = 0$$

Y la ecuación 3.10 queda como:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s) \quad (3.11)$$

Donde:

h_e = de entrada.

h_s = entalpía de salida.

3.3 Componentes de los sistemas para el balance de energía.

El primer paso para efectuar el balance de energía es determinar las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos de entrada y salida de los equipos principales que conforman la central repotenciada. Las propiedades de cada uno de los puntos indicados en el arreglo de la central repotenciada (anexo No. 3.1) se incluyen en el anexo No. 3.2. Las propiedades obtenidas corresponden a 100% de carga sin sinergia, 100% de carga con sinergia, 75% de carga y 50% de carga, todos los porcentajes de carga asociados a las condiciones de verano.

3.4 Balance de energía.

A continuación se planteará el balance de energía de los componentes principales que conforman la central, para esto se aplicará la ecuación 3.11. También se aplicaran las consideraciones indicadas en la sección 3.2. Los valores de entalpía y de caudal másico, se toman de los calculados e indicados en el anexo No. 3.2

Al aplicar posteriormente la ecuación 3.11, todos los términos se expresaran en kJ/s de acuerdo al Sistema Internacional de Unidades de Medida.

En la tabla No. 3.3 se muestran las ecuaciones correspondientes para cada uno de los componentes principales que integran la repotenciación, las ecuaciones indicadas en la tabla 3.3 son resultado de la aplicación de la ecuación 3.11 y de las consideraciones indicadas en la sección 3.2.

Tabla 3.3 Ecuaciones para el balance de energía correspondientes a los principales equipos que integran la repotenciación

No.	Equipo	Balance
1	Turbina de baja presión	$\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{24}) - \dot{W}_{TBP} = 0$
2	Turbina de media presión	$\dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{32} h_{32} - \dot{W}_{TMP} = 0$
3	Turbina de alta presión	$\dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{W}_{TAP} = 0$

4	Condensador	$\dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{rvs} h_{rvs} - \dot{Q}_{COND} = 0$
5	Bombas de condensado	$\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{B.COND} = 0$
6	Bombas de agua de alimentación de media presión	$\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{46} h_{46} + \dot{W}_{BMP} = 0$
7	Bombas de agua de alimentación de alta presión	$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{44} h_{44} + \dot{W}_{BAP} = 0$
8	Compresor	$\dot{m}_C h_C - \dot{m}_D h_D + \dot{W}_{comp} = 0$
9	Cámara de combustión de la TG	$-\dot{m}_D h_D - \dot{m}_A h_A + \dot{m}_E h_E - \dot{Q}_{C.Comb} = 0$
10	Turbina de gas	$\dot{m}_E h_E - \dot{m}_F h_F - \dot{W}_{T.Gas} = 0$
11	HRSG	$\dot{m}_F h_F - \dot{m}_I h_I - \dot{Q}_{HRSG} = 0$
12	Enfriador de aire	$\dot{m}_B h_B - \dot{m}_C h_C - Q_{aire} = 0$

Nota: Los subíndices utilizados están referidos al arreglo general de la central repotenciada que se encuentra en el anexo A.2.

Fuente: Elaboración propia.

3.4.1. Balance de energía de los componentes.

3.4.1.1. Ciclo de vapor

A continuación se desarrolla el balance de energía, considerando condiciones de diseño de verano a los diferentes porcentajes de carga, solo se consideran los componentes de mayor peso en el ciclo combinado.

Cabe hacer mención que los valores utilizados de entalpía (h), flujo másico, etc., para los diferentes porcentajes de carga (100% sin sinergia, 100% con sinergia, 75% y 50%) se incluyen en el anexo No. A.4. Los números de las secciones, se indican como subíndices en las ecuaciones y se encuentran indicados en los anexos A.2 y A.4.

A. Turbina de vapor

A.1. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de baja presión (100% de carga sin sinergia).

$$Pot = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{24}) = m_{21}(3101. - 2391.700) = 203.444(709.3) = 144302.8kW$$

Análisis de unidades para la potencia:

$$Potencia = \frac{kg}{s} \left(\frac{kJ}{kg} \right) = \frac{kJ}{s} = kW$$

A.2. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de alta presión (100% de carga sin sinergia).

$$Pot = \dot{m}_{13}(h_{12} - h_{13}) = 147.583(3433. - 3133.) = 147.583(300) = 44274.9 \text{ kW}$$

A.3. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de media presión (100% de carga sin sinergia).

$$Pot. media = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{44}) \tag{3.12}$$

$$Pot. media = \frac{632.5}{3.6} (3534.186 - 3149.481)$$

Potencia de la turbina de media presión = 67590.60 kW

A.4. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de baja presión. (100% de carga con sinergia).

$$Pot = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{24}) = m_{21}(3088. - 2391.7) = 211(696.3) = 146919.3 \text{ kW}$$

A.5. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de alta presión (100% de carga con sinergia).

$$Pot = \dot{m}_{13}(h_{12} - h_{13}) = 151.166(3407. - 3114.) = 151.166(293.) = 44291.64 \text{ kW}$$

A.6. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de media presión. (100% de carga con sinergia).

$$Potencia de la turbina de media presión = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{44})$$

Potencia de la Turbina de media presión = 68596.90 kW

A.7. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de baja presión (75% de carga)

$$Pot = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{24}) = \frac{621.9}{3.6} (3105. - 2399.1) = 172.75(705.9) = 121944.22 \text{ kW}$$

A.8. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de alta presión. (75% de carga)

$$Pot = \frac{460.497}{3.6} (h_{12} - h_{13}) = 127.916(3453. - 3149.) = 127.916(304.) = 38886.46 \text{ kW}$$

A.9. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de media presión. (75% de carga)

$$\text{Potencia de la turbina de media presión} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{44})$$

$$\text{Potencia de la Turbina de media presión} = 59564.06 \text{ kW}$$

A.10. Cálculo de la potencia de la turbina de vapor de baja presión. (50% de carga).

$$Pot = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{24}) = \frac{514.8}{3.6}(3103.1080 - 2410.3802) = 143(692.7278) = 99060.0754 \text{ kW}$$

A.11. Cálculo de la potencia de la turbina de alta presión. (50% de carga).

$$Potencia = \frac{380.296}{3.6}(h_{12} - h_{13}) = 105.638(3474.0 - 3165.0) = 32642.14 \text{ kW}$$

A.12. Cálculo de la potencia de la turbina de media presión. (50% de carga).

$$\text{Potencia de la turbina de media presión} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{44})$$

$$\text{Potencia de la Turbina de media presión} = \frac{457.1}{3.6}(3545.0 - 3151.76) = 49930.52 \text{ kW}$$

Tabla 3.4 Potencias de la turbina de vapor para los diferentes porcentajes de carga

	Unidades	100% de carga	100% de carga con sinergia	75 % de carga	50 % de carga
Turbina de alta presión	kW	44274.9	44291.64	38886.46	32642.14
Turbina de media presión	kW	67590.60	68596.90	59564.06	49930.52
Turbina de baja presión	kW	144302.8	146919.3	121944.22	99060.075
TOTAL	kW	256168.61	259807.66	220394.75	180432.49

Fuente: Elaboración propia.

B. Condensador.

No se considera el agua de repuesto ya que este repuesto se hace en el pozo caliente

B.1. Análisis del condensador 100% de carga sin sinergia.

$$\dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} = 203.444 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{turbina de baja presión}} = 2391.70 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 1.764 \times 10^3 \text{ kg/h} = 0.49 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{regulador vapor de sellos (T=384)}} ; h = 3246.7 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{salida del condensador r}} = \dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} + \dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 203.444 \text{ kg/s} + 0.49 \text{ kg/s}$$

$$= 203.934 \text{ kg/s}$$

Las entalpías consideradas son:

$$h_{\text{regulador vapor de sellos (T=384)}} ; h = 3246.7 \text{ kJ/kg}$$

A la salida del condensador tenemos que la temperatura es de 44.17°C y $h_5 = 184.8872 \text{ kJ/kg}$

$$Q = (203.44)(2391.70) + 0.49 (3246.7) - 203.934(184.8872) =$$

$$= 486567.448 + 1590.883 - 37704.786 = 450453.545 \text{ kW}$$

B.2. Análisis del condensador 100% de carga con sinergia.

$$\dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} = 211 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{turbina de baja presión}} = 2391.7 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 0.49 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{regulador vapor de sellos}} = 3246.7 \text{ kJ/kg (se considera la misma que para el 100%)}$$

$$\dot{m}_{\text{salida del condensador r}} = \dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} + \dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 211 + 0.49 = 211.49 \text{ kg/s}$$

Las entalpías consideradas son:

A la salida del condensador tenemos que la temperatura es de 44.61°C y $h_5 = 186.7216 \text{ kJ/kg}$

$$Q = (211)(2391.7) + 0.49 (3246.7) - 211.49(186.7216) =$$

$$=504648.7+1590.883-39489.751 = 466749.832 \text{ kW}$$

B.3. Análisis del condensador 75 % de carga.

$$\dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} = 172.75 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{turbina de baja presión}} = 2399.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 0.330 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{regulador vapor de sellos}} = 3247.80 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{salida del condensador}} = \dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} + \dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 172.75 + 0.33 = 173.08 \text{ kg/s}$$

Las entalpías consideradas son:

A la salida del condensador tenemos que la temperatura es de 42.03°C y $h_5 = 175.9375 \text{ kJ/kg}$

$$Q = (172.75)(2399.1) + 0.33(3247.8) - 173.08(175.9375) =$$

$$= 414444.525 + 1071.774 - 30451.2625 = 385065.0365 \text{ kW}$$

B.4. Análisis del condensador 50 % de carga.

$$\dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} = 140.583 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{turbina de baja presión}} = 2410.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 0.2333 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{regulador vapor de sellos}} = 3249.19 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{salida del condensador}} = \dot{m}_{\text{turbina de baja presión}} + \dot{m}_{\text{regulador vapor de sellos}} = 140.583 + 0.2333 = 140.816 \text{ kg/s}$$

Las entalpías consideradas son:

A la salida del condensador tenemos que la temperatura es de 42.03°C y $h_5 = 166.7427 \text{ kJ/kg}$

$$Q = (140.583)(2410.9) + 0.2333(3249.19) - 140.816(166.7427) =$$

$$= 338931.5547 + 758.036 - 23480.04 = 316209.5507 \text{ kW}$$

C. Bombas de condensado

En este concepto se considera el agua de repuesto que se hace en el pozo caliente

Se tienen instaladas dos bombas de condensado del 100% cada una, una en operación normal y la otra de respaldo, la que se encuentra normalmente operando, suministra el flujo requerido por los tres recuperadores de calor, atemperación para vapor de la derivación (by pass) de la turbina de vapor, flujo de rocío de carcasa de la turbina de baja presión y el flujo a los tanques de repuesto de condensado. El flujo mayor de los indicados anteriormente corresponde al requerido por los tres recuperadores de calor. Lo anterior corresponde a un módulo del ciclo combinado.

Balance de energía

$$\dot{W} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \left(\frac{1}{\eta_m \eta_{bomba}} \right) \quad (3.13)$$

Se considera una eficiencia del motor eléctrico del 90%.

Se considera una eficiencia de la bomba del 79.8%

$$\dot{W} = 207.0555(187.3862 - 184.9067) \left(\frac{1}{(0.798)(0.9)} \right)$$

$$\dot{W} = 720.758 \text{ kW}$$

D. Bombas de agua de alimentación de media presión.

Se tienen instaladas 2 bombas de agua de alimentación por cada recuperador de calor, una operando y la otra de respaldo. Para estas bombas de presión intermedia, la potencia absorbida por bomba es de 94 kW. Como se tienen tres recuperadores de calor operando por unidad, la potencia absorbida considerada será igual a:

$$\dot{W} = 282 \text{ kW}$$

E. Bombas de agua de alimentación de alta presión.

Se tienen instaladas 2 bombas de agua de alimentación por cada recuperador de calor, una operando y la otra de respaldo. Para estas bombas de alta presión, la potencia absorbida por bomba es de 1505 kW. Como se tienen tres recuperadores de calor operando, la potencia absorbida considerada será igual a:

$$\dot{W} = 4515 \text{ kW}$$

Tabla 3.5 Resumen del comportamiento del condensador, de las bombas de condensado y de las bombas de agua de alimentación para las diferentes condiciones de carga.

	Unidades	100% de carga	100% de carga con sinergia	75 % de carga	50 % de carga
Condensador	kW	450453545	466749.832	385065.0365	316209.55
Bombas de Condensado	kW	720.758	720.758	720.758	720.758
Bombas de A.A. de Alta Presión	kW	4515	4515	4515	4515
Bombas de A.A. de Media Presión	kW	282	282	282	282

Fuente: Elaboración propia.

3.4.1.2. Ciclo de gas.

Para el análisis del ciclo de gas, no se consideran las caídas de presión por fricción por ser estas poco significativas, se considera que el flujo másico a través de los intercambiadores de calor es a presión constante.

Se desprecian también la transferencia de calor entre los componentes de la central y el medio ambiente ya que estas son de importancia secundaria.

Cuando el efecto de las irreversibilidades en la turbina y el compresor se hace más pronunciado, el trabajo desarrollado por la turbina decrece y el trabajo que entra al compresor crece, como resultado se tiene un descenso en el trabajo neto de la central térmica.

A. Compresor.

A.1 Cálculo de la potencia del compresor 100% de carga sin sinergia.

El flujo de aire de entrada al compresor es de 1463.1 ton /hr

$$T_{\text{entrada}} = 32^{\circ}\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$T_{\text{salida}} = 401^{\circ}\text{C} + 273.15 = 674.15 \text{ K}$$

$$h_{\text{entrada}} = 305.22 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{salida}} = 685.7722 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \frac{1463.1}{3.6} (685.7722 - 305.22) = 154662.7566 \text{ kW}$$

De 1463.1 se le resta 12.98% que se van a enfriamiento de la turbina y quedan 1273.189 que son los que entran a la cámara de combustión.

A.2 Cálculo de la potencia del compresor 100% de carga con sinergia.

El flujo de aire de entrada al compresor es de 1545.4 ton /hr

$$T_{\text{entrada}} = 19.8^{\circ}\text{C} + 273.15 = 292.95 \text{ K}$$

$$T_{\text{salida}} = 387^{\circ}\text{C} + 273.15 = 660.15 \text{ K}$$

$$h_{\text{entrada}} = 293.11 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{salida}} = 670.47 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \frac{1545.4}{3.6} (670.47 - 293.11) = 161991.96 \text{ kW}$$

De 1545.4 ton/hr se le resta 12.98% que se van a enfriamiento de la turbina y quedan 1344.8 ton/hr que son los que entran a la cámara de combustión.

A.3 Cálculo de la potencia del compresor 75% de carga.

El flujo de aire de entrada al compresor es de 1182.5 ton /hr

$$T_{\text{entrada}} = 32^{\circ}\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$T_{\text{salida}} = 406^{\circ}\text{C} + 273.15 = 679.15 \text{ K}$$

$$h_{\text{entrada}} = 305.22 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{salida}} = 690.9122 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \frac{1182.5}{3.6} (690.9122 - 305.22) = 126689.1655 \text{ kW}$$

De 1182.5 se le resta 12.98% que se van a enfriamiento de la turbina y quedan 1029.0115 que son los que entran a la cámara de combustión.

A.4 Cálculo de la potencia del compresor 50 % de carga.

El flujo de aire de entrada al compresor es de 952.8 ton /hr

$$T_{\text{entrada}} = 32^{\circ}\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$T_{\text{salida}} = 414^{\circ}\text{C} + 273.15 = 687.15 \text{ K}$$

$$h_{\text{entrada}} = 305.22 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{salida}} = 699.4705 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \frac{952.8}{3.6} (699.4705 - 305.22) = 104344.9657 \text{ kW}$$

De 952.8 se le resta 12.98% que se van a enfriamiento de la turbina y quedan 829.1265 que son los que entran a la cámara de combustión.

B. Cámara de combustión.

B.1 Análisis de la cámara de combustión 100% de carga sin sinergia.

$$Q = \dot{m}_A h_A + \dot{m}_D h_D - \dot{m}_E h_E \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_A = 8.8527 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 49178 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_D = 353.6636 \text{ kg/s}$$

$$h_D = 685.7722 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_E = 362.5163 \text{ kg/s}$$

$$h_E = 1535.6388 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 8.8227(49178) + 353.6636(685.7722) - 362.5163(1535.6588) =$$

$$= 435358.08 + 242532.665 - 556701.3462 = 121189.3988 \text{ kW}$$

B.2 Análisis de la cámara de combustión 100% de carga con sinergia.

$$\dot{m}_A = 9.4611 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 49178 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_D = 429.278 \text{ kg/s}$$

$$h_D = 670.47 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_E = 383.017 \text{ kg/s}$$

$$h_E = 1534.657 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 9.4611(49178) + 429.278(670.47) - 362.5163(1534.657) = \\ = 465277.9758 + 287818.0207 - 556338.1774 = 196757.8191 \text{ kW}$$

B.3 Análisis de la cámara de combustión 75 % de carga .

$$\dot{m}_A = 9.091 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 49178 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_D = 285.8365 \text{ kg/s}$$

$$h_D = 690.912 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_E = 292.9281 \text{ kg/s}$$

$$h_E = 1513.55 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 7.091(49178) + 285.8365(690.912) - 292.9281(1513.55) = \\ = 348721.198 + 197487.8679 - 443361.3258 = 102847.7401 \text{ kW}$$

B.4 Análisis de la cámara de combustión 50 % de carga.

$$\dot{m}_A = 5.3277 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 49178 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_D = 230.3129 \text{ kg/s}$$

$$h_D = 699.4705 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_E = 235.6406 \text{ kg/s}$$

$$h_E = 1435.87 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 5.3277(49178) + 230.3129(699.4705) - 235.6406(1435.87) = 262005.6306 + 161097.0793 - 338349.2683 = 84753.4416 \text{ kW}$$

C. Turbina de gas.

C.1 Cálculo de la potencia de la turbina de gas condición 100% sin sinergia.

El flujo másico a la turbina de gas es de :

$$\dot{m}_{\text{a la turbina de gas}} = 1273.189 + \dot{m}_{\text{comb}} = 1273.189 + 31.87 = 1305.059 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}}) \quad (3.15)$$

$$h_{\text{salida}} = 675.326 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{\text{salida}} = 618^\circ\text{C} = 1144.4^\circ\text{F}$$

$$h_{\text{entrada}} = 1535.6588 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Para una } T_{\text{entrada}} = 1296^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \frac{1305.059}{3.6} (1535.6588 - 675.326) = 362.5163 (860.3328) = 311884.6634 \text{ kW}$$

Entonces:

$$W_{\text{neta}} = W_T - W_C = 311884.6634 - 154662.7566 = 157221.9068 \text{ kW}$$

C.2 Cálculo de la potencia de la turbina de gas 100% de carga con sinergia.

El flujo másico a la turbina de gas es de :

$$\dot{m}_{\text{a la turbina de gas}} = 1344.8 + \dot{m}_{\text{comb}} = 1344.8 + 34.06 = 1378.86 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})$$

$$h_{\text{salida}} = 622.296 \text{ kJ/kg (calculado con el programa entalpía)}$$

$$T_{\text{salida}} = 608.7^{\circ}\text{C} = 1127.66^{\circ}\text{F}$$

$$h_{\text{entrada}} = 1534.657 \text{ kJ/kg}$$

para una $T = 1289.6^{\circ}\text{C}$

Entonces:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \frac{1378.86}{3.6} (1534.651 - 662.296) = 383.0166 (872.355) = 334126.44 \text{ kW}$$

Entonces:

$$W_{\text{neta}} = W_T - W_C = 334126.44 - 161991.96 = 172134.48 \text{ kW}$$

C.3 Cálculo de la potencia de la turbina de gas 75% de carga.

El flujo másico a la turbina de gas es de :

$$\dot{m}_{\text{a la turbina de gas}} = 1029.0115 + \dot{m}_{\text{comb}} = 1029.0115 + 25.53 = 1054.5415$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})$$

$$h_{\text{salida}} = 702.185 \text{ kJ/kg (calculado con el programa entalpía)}$$

$$T_{\text{salida}} = 642^{\circ}\text{C} = 1187.6^{\circ}\text{F}$$

$$h_{\text{entrada}} = 1513.55 \text{ kJ/kg}$$

Para una $T = 1273.6^{\circ}\text{C}$

Entonces:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \frac{1054.5415}{3.6} (1513.55 - 702.185) = 292.9281 (811.365) = 237671.6079 \text{ kW}$$

Entonces:

$$W_{\text{neta}} = W_T - W_C = 237671.6079 - 126689.1655 = 110982.44 \text{ kW}$$

C.4 Cálculo de la potencia de la turbina de gas 50% de carga.

El flujo másico a la turbina de gas es de :

$$\dot{m}_{\text{a la turbina de gas}} = 829.1265 + \dot{m}_{\text{comb}} = 829.1265 + 19.18 = 848.3065 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})$$

$$h_{\text{salida}} = 711.942 \text{ kJ/kg (calculado con el programa entalpía)}$$

$$T_{\text{salida}} = 649^\circ\text{C} = 1200.2^\circ\text{F}$$

$$h_{\text{entrada}} = 1435.87 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Para una } T = 1215^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \frac{848.3065}{3.6} (1435.87 - 711.942) = 235.6406 (723.9325) = 170587.957 \text{ kW}$$

Entonces:

$$W_{\text{neta}} = W_T - W_C = 170587.957 - 104344.9657 = 66242.99 \text{ kW}$$

D. Recuperador de calor.

D.1 Análisis del recuperador de calor 100 % de carga sin sinergia.

Se considera la composición química de los gases a la salida de la turbina y la temperatura de 110°C

$$h = 100.476 \text{ kJ/kg (calculado con el programa de entalpía)}$$

$$\dot{m}_F = 415.2694 \text{ kg/s}$$

$$h_F = 711.942 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_I = 415.2694 \text{ kg/s}$$

$$h_I = 80.689 \text{ kJ/kg}$$

La ecuación de comportamiento es :

$$Q = \dot{m}_F h_F - \dot{m}_I h_I \tag{3.16}$$

$$Q = 415.2694 (711.942) - 415.2694 (80.689) = 295742.2228 - 33504.6082 = 262237.6146 \text{ kW}$$

D.2 Análisis del recuperador de calor 100 % de carga con sinergia.

Se considera la composición química de los gases a la salida de la turbina y la temperatura de 111.9°C

$$h = 102.511 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_F = 438.739 \text{ kg/s}$$

$$h_F = 662.296 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_I = 438.739 \text{ kg/s}$$

$$h_I = 102.511 \text{ kJ/kg}$$

La ecuación de comportamiento es :

$$Q = \dot{m}_F h_F - \dot{m}_I h_I$$

$$Q = 438.739 (662.296) - 438.739 (102.511) = 290575.0847 - 44975.5736 = 245599.5111 \text{ kW}$$

D.3 Análisis del recuperador de calor 75 % de carga.

Se considera la composición química de los gases a la salida de la turbina y la temperatura de 99.4°C

$$h = 88.893 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_F = 335.5638 \text{ kg/s}$$

$$h_F = 702.185 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_I = 335.5638 \text{ kg/s}$$

$$h_I = 88.893 \text{ kJ/kg}$$

La ecuación de comportamiento es :

$$Q = \dot{m}_F h_F - \dot{m}_I h_I$$

$$Q = 335.5638 (702.185) - 335.5638 (88.893) = 235627.8669 - 29829.2728 = 205798.594 \text{ kW}$$

D.4 Análisis del recuperador de calor 50% de carga.

Se considera la composición química de los gases a la salida de la turbina y la temperatura de 91.7°C

$$h = 80.689 \text{ kJ/kg}$$

El flujo a la salida del recuperador de calor es de

$$952.8 + 19.18 = 971.98 = 269.994 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_F = 269.9944 \text{ kg/s}$$

$$h_F = 711.942 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_I = 269.9944 \text{ kg/s}$$

$$h_I = 80.689 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 269.9944 (711.942) - 269.9944 (80.689) = 192220.3531 - 21785.5781 = 170434.775 \text{ kW}$$

3.4.1.3 Comportamiento de la turbina de gas.

3.4.1.3.1 Comportamiento de la turbina de gas 100% con sinergia.

$$\text{Potencia bruta de salida} = 172134.48 \text{ kW}$$

$$\text{Combustible PCI (LHV) (25°C)} = 1675 \text{ GJ/h} = 465277.77 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 34.03 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

$$\text{Eficiencia bruta(LHV)} = \frac{\text{Potencia bruta de salida}}{\text{kW}} = \frac{172134.48}{465277.77} = 0.3699$$

$$\text{Gross Heat Rate(LHV)} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.3699} = 9730.7639 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.3.2 Comportamiento de la turbina de gas 100% de carga sin sinergia.

$$\text{Potencia bruta de salida} = 157221.9068 \text{ kW}$$

$$\text{Combustible PCI (LHV) (25°C)} = 1567 \text{ GJ/h} = 435277.7778 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia bruta(LHV)} = \frac{\text{Potencia bruta de salida}}{\text{kW}} = \frac{157221.9068}{435277.7778} = 0.3611$$

$$\text{Gross Heat Rate(LHV)} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.3611} = 9966.8044 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.3.3 Comportamiento de la turbina de gas 75 % de carga.

Potencia bruta de salida = 110982.44 kW

Combustible PCI (LHV) (25°C) = 1256 GJ/h = 348888.88 kW

$$\text{Eficiencia bruta(LHV)} = \frac{\text{Potencia bruta de salida}}{\text{kW}} = \frac{110982.44}{348888.88} = 0.3181$$

$$\text{Gross Heat Rate(LHV)} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.3181} = 11317.1056 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.3.4 Comportamiento de la turbina de gas 50 % de carga.

Potencia bruta de salida = 66242.99 kW

Combustible PCI (LHV) (25°C) = 943 GJ/h = 261944.4444 kW

$$\text{Eficienciabruta(LHV)} = \frac{\text{Potenciabruta de salida}}{\text{kW}} = \frac{6624299}{2619444444} = 0.2528$$

$$\text{Gross Heat Rate(LHV)} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.2528} = 14235.4685 \text{ kJ/kWh}$$

Tabla 3.6 Resumen del comportamiento de los principales componentes del ciclo de gas.

	Compresor	Turbina de gas			HRSG	C.de Comb.
	Potencia	Pot.bruta	Eficiencia	Heat rate bruto	Flujo de Calor cedido por los gases	Flujo de calor suministrado
	kW	kW	%	kJ/kWh	kW	kW
100% de carga sin sinergia	154662.75	157221.9	36.11	9966.8	238717.61	121189.39
100 % de carga con sinergia	161991.96	172134.48	36.99	9730.76	245599.51	196757.81
75% de carga	126689.16	110982.44	31.81	11317.1	205798.59	102847.74
50% de carga	104344.96	66242.99	25.28	14235.46	170434.77	84753.44

Fuente: Elaboración propia.

3.4.1.4 Análisis del ciclo combinado

3.4.1.4.1 Comportamiento del ciclo combinado 100% de carga con sinergia.

$$\text{Potencia bruta de salida} = 3 (P_{TG}) + P_{TV} = (172134.48)3 + P_{TB} + P_{TM} + P_{TA}$$

$$= (172134.48)3 + 146919.3 + 68596.9 + 44291.64 = 516403.44 + 259807.84 = 776211.28 \text{ kW}$$

Combustible PCI (LHV) a 25 °C = 465277.77 kW por turbina

Calculo de la eficiencia bruta del ciclo combinado

$$\eta_{cc} = \frac{\text{Potencia bruta de salida}}{\text{Calor suministrado por las 3TG}} = \frac{776211.28}{(465277.77)3} = \frac{776211.28}{1395833.31} = 0.556$$

Cálculo del heat rate bruto.

$$\text{Heat Rate} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.556} = 6474.23 \text{ kJ/kWh}$$

Cálculo de la eficiencia y el heat rate netos.

$$\text{Potencia neta de salida} = 776211.28 - P_{\text{auxiliares}} = 755090.28 \text{ kW}$$

$$\eta_{ccneta} = \frac{755090.28}{1395833.31} = 0.5409$$

Cálculo del heat rate neto.

$$\text{Heat Rate} = \frac{3600}{\eta_{CCneta}} = \frac{3600}{0.5409} = 6655.3430 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.4.2 Comportamiento del ciclo combinado 100% de carga sin sinergia.

$$\text{Potencia bruta de salida} = 3 (P_{TG}) + P_{TV} = (157221.90)3 + P_{TB} + P_{TM} + P_{TA}$$

$$= (157221.90)3 + 144302.80 + 67590.60 + 44274.9 = 471665.70 + 256168.30 = 727834.00 \text{ kW}$$

Combustible PCI (LHV) a 25 °C = 435277.7778 kW por turbina

Calculo de la eficiencia bruta del ciclo combinado

$$\eta_{cc} = \frac{\text{potencia bruta de salida}}{\text{Calor suministrado por las 3TG}} = \frac{727834.00}{(435277.7778)3} = 0.5573$$

Calculo del heat rate bruto.

$$\text{Heat Rate} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.5573} = 6459.1946 \text{ kJ/kWh}$$

Cálculo de la eficiencia y el heat rate netos.

$$\text{Potencia neta de salida} = 727834.00 - P_{\text{auxiliares}} = 727799.7161 - 20000 = 707799.7161 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{ccneta}} = \frac{707799.7161}{(435277.7778)3} = 0.542$$

Cálculo del heat rate neto.

$$\text{HeatRate} = \frac{3600}{0.542} = 6642.066 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.4.3 Comportamiento del ciclo combinado 75% de carga.

$$\text{Potencia bruta de salida} = 3 (P_{\text{TG}}) + P_{\text{TV}} = (110982.44)3 + P_{\text{TB}} + P_{\text{TM}} + P_{\text{TA}}$$

$$= (110982.44)3 + 121944.22 + 59564.06 + 38886.46 = 332947.32 + 220394.74 = 553342.48 \text{ kW}$$

$$\text{Calor suministrado} = \text{Combustible PCI (LHV) a } 25 \text{ }^\circ\text{C} = 348888.88 \text{ kW por turbina}$$

Cálculo de la eficiencia bruta del ciclo combinado

$$\eta_{\text{cc}} = \frac{\text{potencia bruta de salida}}{\text{Calor suministrado por las 3TG}} = \frac{553342.48}{(348888.88)3} = 0.5286$$

Cálculo del heat rate bruto.

$$\text{HeatRate} = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.5286} = 6809.5258 \text{ kJ/kWh}$$

Cálculo de la eficiencia y el heat rate netos.

$$\text{Potencia neta de salida} = 553342.48 - P_{\text{auxiliares}} = 554361.32 - 20000 = 534361.32 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{ccneta}} = \frac{534361.32}{(348888.88)3} = 0.5105$$

Cálculo del heat rate neto.

$$HeatRate = \frac{3600}{\eta_{ccneta}} = \frac{3600}{0.5105} = 7051.40 \text{ kJ/kWh}$$

3.4.1.4.4 Comportamiento del ciclo combinado 50% de carga.

$$Potencia\ bruta\ de\ salida = 3 (P_{TG}) + P_{TV} = (66242.99)3 + P_{TB} + P_{TM} + P_{TA}$$

$$= (66242.99)3 + 99060.075 + 49930.52 + 32642.14 = 198728.97 + 181632.735 = 380361.705 \text{ kW}$$

Combustible PCI (LHV) a 25 °C = 261944.4444 kW por turbina

Cálculo de la eficiencia bruta del ciclo combinado

$$\eta_{cc} = \frac{\text{potencia bruta de salida}}{\text{Calor suministrado por las 3TG}} = \frac{380941.9653}{(261944.4444)3} = 0.4840$$

Cálculo del heat rate bruto.

$$HeatRate = \frac{3600}{\eta} = \frac{3600}{0.4840} = 7437.6572 \text{ kJ/kWh}$$

Cálculo de la eficiencia y el heat rate netos.

$$Potencia\ neta\ de\ salida = 380941.9653 - P_{auxiliares} = 380941.9653 - 20000 = 360941.9653 \text{ kW}$$

$$\eta_{ccneta} = \frac{360941.9653}{(261944.4444)3} = 0.4593$$

Cálculo del heat rate neto.

$$Heat\ Rate = \frac{3600}{\eta_{ccneta}} = \frac{3600}{0.4593} = 7837.8251 \text{ kJ/kWh}$$

Tabla 3.7 Resumen del comportamiento del ciclo combinado.

	Potencia Bruta de salida	Heat Rate Bruto	Eficiencia	Heat Rate Neto
	kW	kJ/kWh	%	kJ/kWh
100% de carga sin sinergia	727834.00	6459.19	54.20	6642.06
100 % de carga con sinergia	776211.28	6474.23	54.09	6655.34
75% de carga	553342.48	6809.52	51.05	7051.40
50% de carga	380361.705	7437.65	45.93	7837.82

Fuente: Elaboración propia.

3.5 Conclusiones.

Al comparar los diferentes porcentajes de carga, de acuerdo a lo indicado en la tabla No. 3.4, se puede observar un decremento en la potencia de salida de la turbina de vapor en sus tres niveles de presión, esto por efecto de la reducción del flujo de vapor hacia la turbina de baja presión, la de alta presión y la de presión intermedia, comportándose en forma similar la potencia total del conjunto. Una excepción es el uso del sistema de agua de sinergia, ya que al tener en operación este sistema se observa un incremento en la potencia total comparada a los mismos niveles de carga.

Similarmente para el caso del condensador la carga a disipar se incrementa ya que esta es función del flujo másico de escape de la turbina de baja presión, el cual pasa de 203.444 kg/s a 211 kg/s, este último para el caso de operación con el sistema de sinergia. Un cambio en la presión del vapor afecta la cantidad de calor removido en el condensador debido al cambio en el flujo másico. Entre mayor sea el flujo másico, mas calor podrá ser removido en el condensador.

Respecto al ciclo de gas, su comportamiento se resume en la tabla 3.6, donde se indican las potencias del compresor, las cuales disminuyen en la medida de la reducción del porcentaje de carga, notándose un incremento en el consumo de potencia cuando está operando el sistema de sinergia. Respecto a la potencia bruta de la turbina de gas, se nota un incremento al pasar de 157.221 MW a 172.134 MW, siendo este último caso para cuando opera el sistema de sinergia, reduciéndose la potencia también en la medida de la reducción del porcentaje de carga a la que opera la unidad.

La eficiencia de la turbina de gas y el Heat Rate están relacionados como se indica en la ecuación utilizada para su cálculo, teniéndose el menor heat rate y la mejor eficiencia de la turbina de gas para el caso cuando opera el sistema de sinergia.

CAPITULO 4.

ANÁLISIS EXERGÉTICO.

Introducción

En este capítulo, primeramente se define el concepto de exergía, también llamada disponibilidad, se establece la ecuación para el balance de exergía para un volumen de control, definiendo cada uno de sus componentes, posteriormente se obtienen los valores de las exergías física y química de cada estado para formar la exergía total, tanto para el ciclo de vapor como para el ciclo de aire, finalmente se establecen y aplican las ecuaciones para el cálculo de la eficiencia exergética de los principales componentes del ciclo combinado y se obtiene la destrucción de exergía entendida como el potencial de trabajo desperdiciado durante un proceso como resultado de las irreversibilidades, y se obtienen las conclusiones.

El caso analizado corresponde a la repotenciación de la unidad 1 de la C. T. Manzanillo I y las condiciones de carga de la unidad analizadas son 100%, 75% y 50% sin sinergia y 100% de carga con sinergia, todas correspondientes a condiciones de diseño de verano.

4.1 Conceptos básicos.

La exergía se define como el trabajo teórico máximo útil (trabajo de flecha o trabajo eléctrico) obtenido cuando los sistemas interactúan hasta llegar al equilibrio, existiendo transferencia de calor solamente con el ambiente. Alternativamente la exergía es el trabajo teórico mínimo para formar una cantidad de materia a partir de sustancias presentes en el ambiente y llevar a la materia a un estado especificado.¹⁵

Uno de los principales usos de este concepto está en un balance de exergía en el análisis de sistemas térmicos. El balance de exergía es similar a un balance de energía pero difiere fundamentalmente en que mientras que el balance de energía es una aplicación de la ley de la conservación de la energía, el balance de exergía podría verse como una degradación de la energía. La degradación de la energía es equivalente a la pérdida irrecuperable de la exergía debido a que todos los procesos reales son irreversibles.

Para la definición de exergía es conveniente primero definir lo que se entiende por ambiente o ambiente de referencia y cómo pueden determinarse los valores numéricos de esta propiedad.

Cuando se analiza un sistema térmico es importante distinguir entre el ambiente y los alrededores del sistema, los alrededores se refieren a todo lo que no está incluido en el sistema. En la definición de exergía se debe distinguir entre una parte de los alrededores en donde las propiedades intensivas pueden variar durante las interacciones con el sistema y una mayor extensión de los alrededores a una distancia tal del sistema que las propiedades intensivas no varían por efecto de algún proceso que

¹⁵ Bejan, A. Thermal Design and Optimization, 1996

afecte al sistema y a los alrededores inmediatos. El concepto ambiente se refiere a esa mayor distancia respecto al sistema.

Por lo tanto, el ambiente es modelado como un sistema compresible simple con grandes dimensiones, el cual se mantiene a una presión y temperatura P_o y T_o uniformes. Conservando la idea de que el ambiente tiene que ver con el mundo físico actual, los valores de P_o y T_o utilizados para los análisis de este capítulo, se toman a partir de las condiciones de diseño, para P_o de 101.3 kPa y para T_o de 32 °C.

Para completar la comprensión de la propiedad exergía, es importante definir lo que se entiende por estado muerto.

Cuando la presión, temperatura, composición, velocidad o elevación de un sistema es diferente a los valores del ambiente, existe una oportunidad de desarrollar trabajo. Cuando el sistema vaya evolucionando hacia el equilibrio con el ambiente, esa oportunidad disminuirá hasta el grado de que cuando el ambiente y el sistema estén en equilibrio, no podrá tener lugar ningún cambio más del estado del sistema de forma espontánea, y por lo tanto cesa la realización de trabajo. A este estado del sistema se le llama estado muerto. En el estado muerto un sistema está en equilibrio mecánico, térmico y químico con el ambiente a P_o y T_o , es decir, la presión, temperatura y potenciales químicos del sistema igualan a los del ambiente respectivamente.

Se tiene identificado otro tipo de equilibrio entre el sistema y el ambiente. Esta es una forma restringida de equilibrio donde solamente se satisfacen las condiciones de equilibrio térmico y mecánico. A este estado del sistema se le conoce como estado muerto restringido.

4.1.1 Balance de exergía para un volumen de control.

El balance de flujo de exergía para un volumen de control, puede obtenerse a partir de la siguiente ecuación¹⁶.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - P_o \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e \epsilon_{f_e} - \sum_s \dot{m}_s \epsilon_{f_s} - \dot{E}_d \quad (4.1)$$

Donde:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \text{Tasa de cambio de exergía dentro del volumen de control.}$$

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j = \text{Tasa de transferencia de exergía por calor a través de la frontera del volumen de control.}$$

¹⁶Moran, M.J. & Shapiro, H.N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 2006

$\left(\dot{W}_{vc} - P_o \frac{dV_{vc}}{dt} \right)$ = Tasa de transferencia de exergía por trabajo a través de la frontera del volumen de control.

$\sum_e \dot{m}_e \varepsilon_{f_e} - \sum_s \dot{m}_s \varepsilon_{f_s}$ = Tasa de transferencia de exergía por flujo másico a través de la frontera del volumen de control.

\dot{E}_d = Tasa de destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control.

El subíndice e, denota la entrada, y el subíndice s, denota la salida. Si se considera flujo permanente, no tenemos variación de la exergía con respecto al tiempo, ni tampoco variación del volumen con respecto al tiempo; entonces $\frac{dE_{vc}}{dt} = \frac{dV_{vc}}{dt} = 0$ y la ecuación 4.1 toma la siguiente forma compacta:

$$0 = \sum_j \dot{E}q_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{E}f_e - \sum_s \dot{E}f_s - \dot{E}_d \quad (4.2)$$

Donde:

$$\dot{E}q_j = \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j \quad (4.3)$$

$$\dot{E}f_e = \dot{m}_e \varepsilon_{f_e} \quad (4.4)$$

$$\dot{E}f_s = \dot{m}_s \varepsilon_{f_s} \quad (4.5)$$

Son tasas de transferencia de exergía.

El termino \dot{E}_d corresponde a la tasa de destrucción de exergía, debido a irreversibilidades dentro del volumen de control y es igual a $\dot{E}_d = T_o \dot{s}_{gen}$, y el término \dot{W}_{vc} representa la tasa de transferencia de energía por trabajo diferente al trabajo de flujo.

En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, la exergía total de un sistema E se puede dividir en cuatro componentes, la exergía cinética, Ec, la exergía potencial, Ep, la exergía física Ef y la exergía química Eq, en forma de ecuación, queda¹⁷:

$$E = E_c + E_p + E_f + E_q \quad (4.6)$$

¹⁷ Bejan, A. Thermal Design and Optimization, 1996

Por unidad de masa, la ecuación anterior queda:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_c + \mathcal{E}_p + \mathcal{E}_f + \mathcal{E}_q \quad (4.7)$$

Las exergías cinética y potencial por unidad de masa se pueden expresar como:

$$\mathcal{E}_c = \frac{1}{2} V^2 \quad (4.8)$$

$$\mathcal{E}_p = \frac{1}{2} gz \quad (4.9)$$

Al sustituir las exergías cinética y potencial en la ecuación 4.7, esta nos queda como:

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2} V^2 + \frac{1}{2} gz + \mathcal{E}_f + \mathcal{E}_q$$

Si se considera un sistema en reposo relativo respecto al ambiente ($\mathcal{E}_c = \mathcal{E}_p = 0$), la ecuación 4.7 se reduce a:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_f + \mathcal{E}_q \quad (4.10)$$

Donde:

\mathcal{E} = Exergía total.

\mathcal{E}_f = Exergía física.

\mathcal{E}_q = Exergía química.

4.1.2 Exergía física

La exergía física es el máximo trabajo teórico útil obtenido cuando el sistema pasa de su estado inicial donde la temperatura es T y la presión es P a el estado muerto restringido donde la temperatura es T_o y la presión es P_o .

Para un volumen de control, la exergía física está asociada con la temperatura y la presión de un flujo de materia y el flujo de exergía para una sustancia pura e incompresible está dada por unidad de masa como:

$$\mathcal{E}_f = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4.11)$$

Por lo regular el análisis de un proceso físico requiere la diferencia de exergía física para dos estados, en lugar de los valores separados. Para este caso:

$$\varepsilon_{f_1} - \varepsilon_{f_2} = h_1 - h_2 - T_o (s_1 - s_2) \quad (4.12)$$

4.1.3 Exergía química estándar.

La exergía química es el trabajo máximo teórico útil obtenido cuando el sistema pasa del estado muerto restringido al estado muerto, donde está en completo equilibrio con el ambiente.

Las exergías químicas estándar también están basadas en valores estándar del ambiente, tanto de presión P_o como de temperatura T_o .

El ambiente estándar se considera como un conjunto de sustancias de referencia con concentraciones estándar las cuales reflejan lo mejor posible la conformación química del ambiente natural.

4.2 Balance de exergía

4.2.1 Cálculo de exergía física.

4.2.1.1 Cálculo de exergía física de los componentes del ciclo de vapor.

Para determinar los valores de exergía, se toman como condiciones de diseño la presión de 101.3 kPa y de temperatura de 32°C.

Para los valores anteriores, la entalpía y la entropía serán los siguientes:

$$T_o = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$s_o = 0.4640 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 134.1095 \text{ kJ/kg}$$

$$P_o = 101.3 \text{ kPa}$$

La ecuación a utilizar es la siguiente:

$$\varepsilon = h - h_o - T_o (s - s_o)$$

Para el punto No. 1, indicado en la tabla del anexo A.4, correspondiente a las condiciones de carga del 100% sin sinergia y para validar la ecuación, al sustituir los valores indicados anteriormente y los indicados en el anexo referido anteriormente, el resultado que se obtiene es el siguiente:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 104.7781 - 134.1095 - 305.15 (0.3671 - 0.4640) = -29.3314 - 305.15 (-0.0969) = \\ &= -29.3314 + 29.269 = 0.2376 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Análisis de unidades para la exergía física.

$$\varepsilon_f = \frac{kJ}{kg} - K \left(\frac{kJ}{kgK} \right) = \frac{kJ}{kg} - \frac{kJ}{kg} = \frac{kJ}{kg}$$

Los valores de exergía restantes para las condiciones de carga del 100% sin sinergia, 100% con sinergia, 75% y 50% se incluyen en los anexos A.4 y A.5.

4.2.1.2 Cálculo de exergía física de los componentes del ciclo de aire.

La constante del gas de los productos de la combustión varía desde 288 J/kg K hasta 297.5 J/kg K dependiendo de la relación de aire – combustible (r_{fa}), esto de acuerdo a la ecuación:

$$R_{\text{combust.}} = 287.05 + 212.85 r_{fa} - 197.89 r_{fa}^2 \quad (4.13)$$

Donde la relación aire – combustible (r_{fa}) varía desde 0.0 ($R=288$ J/kg K) hasta $r_{fa} = 5.0$ ($R= 297.5$ J/kg K).

Como no se conoce la r_{fa} , entonces se considerara un valor medio para R ¹⁸

$$R = \frac{288 + 297.5}{2} = 292.75 \text{ J/kg K}$$

Cálculo de la exergía física 100 % de carga sin sinergia (sección A)

Para el gas natural (Metano)

$$\varepsilon_A = h_A - h_o - T_o (s_A - s_o) \quad (4.14)$$

Considerando que la temperatura del gas es aproximadamente la temperatura del ambiente, $T_A = T_o$

La ecuación para la exergía física se reduce a:

$$\varepsilon_A = RT_o \ln \frac{P_A}{P_o} \quad (4.15)$$

$$R = 519 \text{ J/kg K}$$

$$T_o = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$P_A = 21.99 \text{ bar}$$

$$P_o = 1.013 \text{ bar}$$

¹⁸ Walsh & Fletcher, Gas Turbine Performance

$$\varepsilon_A = 519(305.15) \ln \frac{21.99}{1.013} = 158372.85 (\ln 21.7078) = 487419.6194 \text{ J/kg} = 487.419 \text{ kJ/kg}$$

De forma similar, se obtienen los valores de la exergía para las condiciones de 100% de carga con sinergia, 75% de carga y 50% de carga, los cuales se incluyen en los anexos A.4 y A.5.

Cálculo de la exergía física para las secciones B y C, 100% de carga sin sinergia.

Para esta condición, los valores de las presiones del aire tanto del ambiente como del fluido que se maneja, es la misma, por lo tanto, al aplicar la ecuación de la sección A, el valor de la exergía es cero.

Cálculo de la exergía física para la sección D (salida del compresor) 100 % de carga sin sinergia.

Para la determinación de la exergía del estado D se usa la ecuación:

$$\varepsilon_D = \frac{\bar{h}_D - \bar{h}_o - T_o(\bar{s}_D - \bar{s}_o)}{M} \quad (4.16)$$

Donde M= 28.649 kg/kmol

Primero determinaremos \bar{h}_o usando la ecuación:

$$\bar{h}_o = \sum_{K=1}^N X_K \bar{h}_K \text{ donde K se refiere al componente.}$$

Determinación de \bar{h}_K para cada componente, usaremos la ecuación:

$$\bar{h}^o_{N_2} = 10^3 [H^+ + ay + (b/2)y^2 - cy^{-1} + (d/3)y^3], \text{ donde: } (y = 1 \times 10^{-3}) \quad (4.17)$$

Donde para el N₂ :

$$H^+ = -9.982$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$T = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.30515$$

$$\bar{h}_{oN_2} = 198.3$$

Para el O₂

$$H^+ = -9.589$$

$$a = 29.154$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = -1.017$$

$$T = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.30515$$

$$\bar{h}^o_{o_2} = 202.107 \text{ kJ/kmol}$$

Para el CO₂

$$H^+ = -413.886$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$T = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.30515$$

$$\bar{h}^o_{CO_2} = -393266.89 \text{ kJ/kmol}$$

Para el H₂O

$$H^+ = -253.871$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$T = 32^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.30515$$

$$\bar{h}^\circ_{H_2O} = -241629.99 \text{ kJ/kmol}$$

Cálculo de la mezcla.

$$\bar{h}_o = 198.3 (0.7748) + 202.107 (0.2059) + (-388251)(0.0003) + (-231140)(0.0190) = -4513.68 \text{ kJ/kmol}$$

Cálculo de \bar{s}_o

\bar{s}_o se determina usando la ecuación:

$$\bar{s}_o = \sum_{K=1}^N X_K \bar{s}_K \text{ donde K se refiere al componente.}$$

Determinación de \bar{s}_K para cada componente:

Para la determinación del primer componente, \bar{s}_{N_2D} (nitrógeno, sección D), se usa la siguiente ecuación:

$$\bar{s}_{N_2D}(T_D, X_{N_2D}) = \bar{s}^\circ_{N_2}(T_D) - \bar{R} \ln \frac{X_{N_2D} P_D}{P_{ref}} \quad (4.18)$$

En la cual para su aplicación primero debe de determinarse el valor $\bar{s}^\circ_{N_2}$, la obtención de este valor se describe para cada componente

Cálculo de \bar{s}°_D para el nitrógeno

$$\bar{s}^\circ_D = S^+ + a \ln T + by - (c/2)y^2 + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} T)^{19} \quad (4.19)$$

$$S^+ = 16.203$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

¹⁹ Bejan, A. Thermal Design and Optimization, 1996, Apéndice C.

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$y = 10^{-3}(T) = 10^{-3} (305.15) = 0.30515$$

$$\bar{s}^{\circ}_{N_2} = 16.203 + 30.418 \ln (305.15) + 2.544 (0.30515) - (-0.238/2) (0.30515)^{-2} + 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{N_2} = 16.203 + 174.015 + 0.7763 + 1.2779 = 192.272 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_D para el oxígeno

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} T)$$

$$S^+ = 36.116$$

$$a = 29.254$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = 0$$

$$y = 0.30515$$

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2} = 36.116 + 29.154 \ln (305.15) + 6.477 (0.30515) - (-0.184/2) (0.30515)^{-2} + (-1.017/2)(0.30515)^2$$

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2} = 205.817 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_D para el bióxido de carbono

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} T)$$

$$S^+ = -87.078$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2} = -87.078 + 51.128 \ln (305.15) + 4.368 (0.30515) - (-1.469/2) (0.30515)^{-2} + 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{CO}_2} = 214.636 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de $\bar{s}^{\circ}_{\text{D}}$ para el agua (gas)

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{D}} = S^+ + a \ln T + by - (c/2)y^2 + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} T)$$

$$S^+ = -11.75$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}} = -11.75 + 34.376 \ln(305.15) + 7.841(0.30515) - (-0.423/2)(0.30515)^2$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}} = 189.571 \text{ kJ/kmol K}$$

A continuación se aplicara la ecuación: $\bar{s}_{\text{N}_2\text{D}}(T_{\text{D}}, X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}) = \bar{s}^{\circ}_{\text{N}_2}(T_{\text{D}}) - \bar{R} \ln \frac{X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}}{P_{\text{ref}}}$ donde los valores de los componentes adicionales se indican a continuación:

$$X_{\text{N}_2} = 0.7748$$

$$P_{\text{D}} = 16.2 \text{ bar}$$

$$P_{\text{ref}} = 1 \text{ bar}$$

$$\bar{R} = 8.314 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el N_2

$$\bar{s}_{\text{N}_2}(T_{\text{D}}, X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}) = 192.272 - 8.314 \ln \frac{(0.7748)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 194.286 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el oxígeno O_2

$$\bar{s}_{\text{O}_2}(T_{\text{D}}, X_{\text{O}_2} P_{\text{D}}) = 205.817 - 8.314 \ln \frac{(0.2059)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{O_2} = 218.849 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el CO₂

$$\bar{s}_{CO_2}(T_D, X_{CO_2}P_D) = 214.636 - 8.314 \ln \frac{(0.0003)(1.013)}{1}$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 281.969 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el H₂O

$$\bar{s}_{H_2O}(T_D, X_{H_2O}P_D) = 189.571 - 8.314 \ln \frac{(0.019)(1.013)}{1}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 222.414 \text{ kJ/kmol K}$$

Finalmente para determinar la mezcla, esta se obtiene de la siguiente forma:

$$\bar{s}_O = \sum_{K=1}^N X_{KD} \bar{s}_{KD}$$

$$\bar{s}_O = 194.286 (0.7748) + 218.849 (0.2059) + 281.969(0.0003) + 222.414 (0.019)$$

$$\bar{s}_O = 150.532 + 45.061 + 0.08459 + 4.2258 = 199.903 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{h}_D para 100% de carga sin sinergia

Utilizando las mismas ecuaciones anteriores, tendremos lo siguiente:

Para el N₂

$$H^+ = -9.982$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$T = 401^\circ\text{C} + 273.15 = 674.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.67415$$

$$\bar{h}_{DN_2} = 11455.3 \text{ kJ/kmol}$$

Para el O₂

$$H^+ = -9.589$$

$$a = 29.154$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = -1.017$$

$$T = 401^\circ\text{C} + 273.15 = 305.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.67415$$

$$\bar{h}_{DO_2} = 11709.8 \text{ kJ/kmol}$$

Para el CO₂

$$H^+ = -413.886$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$T = 401^\circ\text{C} + 273.15 = 674.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.67415$$

$$\bar{h}_{DCO_2} = -376247 \text{ kJ/kmol}$$

Para el H₂O

$$H^+ = -253.871$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$T = 401^\circ\text{C} + 273.15 = 674.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 0.67415$$

$$\bar{h}_{DH_2O} = -228287 \text{ kJ/kmol}$$

Cálculo de la mezcla

$$\bar{h}_D = 11455.3 (0.7748) + 11709.8 (0.2059) + (-376247)(0.0003) + (-228287)(0.0190) = 6836.29 \text{ kJ/kmol}$$

Cálculo de \bar{s}_D

\bar{s}_D se determina usando la ecuación:

$$\bar{s}_D = \sum_{K=1}^N X_K \bar{s}_K \text{ donde } K \text{ se refiere al componente.}$$

Determinación de \bar{s}_K para cada componente:

Para la determinación del primer componente, \bar{s}_{N_2D} , se usa la siguiente ecuación:

$$\bar{s}_{N_2D}(T_D, X_{N_2}P_D) = \bar{s}^{\circ}_{N_2}(T_D) - \bar{R} \ln \frac{X_{N_2}P_D}{P_{ref}}$$

En la cual para su aplicación primero debe de determinarse el valor $\bar{s}^{\circ}_{N_2}$, la obtención de este valor se describe para cada componente

Cálculo de \bar{s}°_D para el nitrógeno

$$\bar{s}^{\circ}_D = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} T)$$

$$S^+ = 16.203$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$y = 10^{-3}(T) = 10^{-3} (674.15) = 0.67415$$

$$\bar{s}^{\circ}_{N_2} = 216.306 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_D para el oxígeno

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = 36.116$$

$$a = 29.254$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = 0$$

$$y = 0.67415$$

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2} = 230.347 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_D para el bióxido de carbono

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = -87.078$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$y = 0.67415$$

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2} = 251.924 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_D para el agua (gas)

$$\bar{s}^{\circ}_D = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = -11.75$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$y = 0.67415$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}} = 218.582 \text{ kJ/kmol K}$$

A continuación se aplicará la ecuación: $\bar{s}_{\text{N}_2\text{D}}(T_{\text{D}}, X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}) = \bar{s}^{\circ}_{\text{N}_2}(T_{\text{D}}) - \bar{R} \ln \frac{X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}}{P_{\text{ref}}}$ donde los valores de los componentes adicionales se indican a continuación:

$$X_{\text{N}_2} = 0.7748$$

$$P_{\text{D}} = 16.2 \text{ bar}$$

$$P_{\text{ref}} = 1 \text{ bar}$$

$$R = 8.314 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el N₂

$$\bar{s}_{\text{N}_2}(T_{\text{D}}, X_{\text{N}_2} P_{\text{D}}) = 216.306 - 8.314 \ln \frac{(0.7748)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 195.273 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el oxígeno O₂

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 220.332 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el CO₂

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 296.211 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el agua

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = 228.378 \text{ kJ/kmol K}$$

Finalmente para determinar la mezcla, esta se obtiene de la siguiente forma:

$$\bar{s}_D = \sum_{K=1}^N X_{KD} \bar{s}_{KD}$$

$$\bar{s}_D = 195.273 (0.7748) + 220.332 (0.2059) + 296.211(0.0003) + 228.378 (0.019)$$

$$\bar{s}_D = 151.298 + 45.3664 + 0.08886 + 4.33918 = 201.092 \text{ kJ/kmol K}$$

Finalmente, el cálculo de la exergía:

$$\varepsilon_D = \frac{\bar{h}_D - \bar{h}_o - T_o(\bar{s}_D - \bar{s}_o)}{M}$$

Donde al sustituir los valores:

$$\bar{h}_D = 6836.29 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_o = -4513.68 \text{ kJ/kmol}$$

$$T_o = 305.15 \text{ K}$$

$$\bar{s}_D = 201.092 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_o = 199.903 \text{ kJ/kmol K}$$

Se obtiene un valor final de:

$$\varepsilon_D = 383.644 \text{ kJ/kg}$$

Análisis de unidades para ε_D

$$\varepsilon_D = \frac{\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - K \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}} - \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}} \right)}{\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} = \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En forma similar se obtiene la exergía física del punto D (anexo A.2) para los diferentes porcentajes de carga. Los resultados se incluyen en los anexos A.4 y A.5.

Cálculo de la exergía física de los productos de la combustión (E, F, I) para la condición de 100% de carga.

Obtención de los valores de \bar{h}_o y \bar{s}_o para evaluar la exergía física de los productos de la combustión para el estado E.

Cuando una mezcla (productos de la combustión) es llevada a P_o y T_o , ocurre una cierta condensación; la mezcla consistirá de N_2 , O_2 y CO_2 junto con vapor de agua saturado en equilibrio con líquido saturado.

Sobre la base de 1 kmol de mezcla la composición a $32^\circ C$ y 1 atm (1.013 bar) es:

$$0.7505N_2, 0.1372O_2, 0.0314CO_2, 0.0297H_2O (g), 0.0510 H_2O (l)$$

Los valores de \bar{h}_o y \bar{s}_o requeridos para evaluar la exergía física de los productos de la combustión son respectivamente:

$$\begin{aligned}\bar{h}_o &= 0.75070 (0) + 0.1372 (0) + 0.0314 (-393521) + 0.0297 (-241856) + 0.0510 (-285829) = \\ &= -34117 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_o &= 0.7507 (193.452) + 0.1372 (221.115) + 0.0314 (242.856) + 0.0297 (217.530) + 0.0510 (69.948) = \\ &= 193.17 \text{ kJ/kmol K}\end{aligned}$$

Calculo de \bar{h}_E para 100% de carga sin sinergia

Utilizando las mismas ecuaciones anteriores, tendremos lo siguiente:

Para el N_2

$$H^+ = -9.982$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$T = 1296^\circ C + 273.15 = 1569.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 1.56915$$

$$\bar{h}_{DN_2} = 41025.68 \text{ kJ/kmol}$$

Para el O₂

$$H^+ = -9.589$$

$$a = 29.154$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = -1.017$$

$$T = 1296^\circ\text{C} + 273.15 = 1569.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 1.56915$$

$$\bar{h}_{DO_2} = 142932.6.8 \text{ kJ/kmol}$$

Para el CO₂

$$H^+ = -413.886$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$T = 1296^\circ\text{C} + 273.15 = 1569.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 1.56915$$

$$\bar{h}_{DCO_2} = -327354 \text{ kJ/kmol}$$

Para el H₂O

$$H^+ = -253.871$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$T = 1296^\circ\text{C} + 273.15 = 1569.15 \text{ K}$$

$$y = 10^{-3}(T) = 1.56915$$

$$\bar{h}_{DH_2O} = -190015 \text{ kJ/kmol}$$

Cálculo de la mezcla

$$\bar{h}_D = 41025.68 (0.7507) + 42932.6 (0.1372) + (-327354)(0.0314) + (-190015)(0.0807) = 11075.2046 \text{ kJ/kmol}$$

Para la obtención de \bar{s}_E se usa la ecuación $\bar{s}_E = \sum_{K=1}^N X_K \bar{s}_K$, donde para el estado E :

$\sum_{K=1}^N X_{KE} \bar{s}_{KE} = X_{N_2E} \bar{s}_{N_2E} + X_{O_2E} \bar{s}_{O_2E} + X_{CO_2E} \bar{s}_{CO_2E} + X_{H_2OE} \bar{s}_{H_2OE}$, para la determinación del primer componente, \bar{s}_{N_2E} , se usa la siguiente ecuación:

$$\bar{s}_{N_2E}(T_E, X_{N_2} P_E) = \bar{s}^\circ_{N_2E}(T_E) - \bar{R} \ln \frac{X_{N_2} P_E}{P_{ref}}$$

En la cual para su aplicación primero se determina el valor \bar{s}° . La obtención de este valor se describe para cada componente

Cálculo de $\bar{s}^\circ_{N_2E}$ para el nitrógeno

$$\bar{s}^\circ_E = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = 16.203$$

$$a = 30.418$$

$$b = 2.544$$

$$c = -0.238$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^\circ_{N_2E} = 16.203 + 30.418 \ln (1569.15) + 2.544 (1.569) - (-0.238/2) (1.569)^{-2} + 0$$

$$\bar{s}^\circ_{N_2E} = 16.203 + 221.837 + 3.9915 + 0.04833 = 242.079 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_E para el oxígeno

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2E} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = 36.116$$

$$a = 29.254$$

$$b = 6.477$$

$$c = -0.184$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2E} = 36.116 + 29.154 \ln (1569.15) + 6.477 (1.569) - (-0.184/2) (1.569)^{-2} + (-1.017/2)$$

$$\bar{s}^{\circ}_{O_2E} = 259.587 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_E para el bióxido de carbono

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2E} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = -87.078$$

$$a = 51.128$$

$$b = 4.368$$

$$c = -1.469$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2E} = -87.078 + 51.128 \ln (1569.15) + 4.368 (1.569) - (-1.469/2) (1.569)^{-2} + 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{CO_2E} = 296.288 \text{ kJ/kmol K}$$

Cálculo de \bar{s}°_E para el agua (gas)

$$\bar{s}^{\circ}_{H_2OE} = S^+ + a \ln T + by - (c/2) \ln y^{-2} + (d/2)y^2, \text{ donde } (y = 1 \times 10^{-3} \text{ T})$$

$$S^+ = -11.75$$

$$a = 34.376$$

$$b = 7.841$$

$$c = -0.423$$

$$d = 0$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}_E} = -11.75 + 34.376 \ln(1569.15) + 7.841(1.569) - (-0.423/2)(1.569)^2$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}_E} = 253.5869 \text{ kJ/kmol K}$$

A continuación se aplicará para cada componente, la ecuación: $\bar{s}_{\text{N}_2\text{E}}(\text{T}_E, \text{X}_{\text{N}_2}\text{P}_E) = \bar{s}^{\circ}_{\text{N}_2}(\text{T}_E) - \bar{R} \ln \frac{\text{X}_{\text{N}_2}\text{P}_E}{\text{P}_{\text{ref}}}$ donde los valores de los componentes adicionales se indican a continuación:

$$\text{X}_{\text{N}_2} = 0.7507$$

$$\text{P}_E = 16.2 \text{ bar}$$

$$\text{P}_{\text{ref}} = 1 \text{ bar}$$

$$\text{R} = 8.314 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el N₂

$$\bar{s}_{\text{N}_2}(\text{T}_E, \text{X}_{\text{N}_2}\text{P}_E) = 242.079 - 8.314 \ln \frac{(0.7507)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 221.308 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el oxígeno O₂

$$\bar{s}_{\text{O}_2}(\text{T}_E, \text{X}_{\text{O}_2}\text{P}_E) = 259.587 - 8.314 \ln \frac{(0.1372)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 252.946 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el CO₂

$$\bar{s}_{\text{CO}_2}(\text{T}_E, \text{X}_{\text{CO}_2}\text{P}_E) = 296.288 - 8.314 \ln \frac{(0.0314)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 301.907 \text{ kJ/kmol K}$$

Aplicación de la ecuación para el H₂O

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}}(T_E, X_{\text{H}_2\text{O}} P_E) = 253.5869 - 8.314 \ln \frac{(0.0807)(16.2)}{1}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = 251.3587 \text{ kJ/kmol K}$$

Finalmente para determinar la mezcla, esta se obtiene de la siguiente forma:

$$\bar{s} = \sum_{K=1}^N X_{KE} \bar{s}_{KE}$$

$$\bar{s} = 221.305 (0.7507) + 252.946 (0.1372) + 301.907(0.0314) + 251.3587 (0.0807)$$

$$\bar{s} = 166.1359 + 34.7041 + 9.4798 + 20.2846 = 230.6046 \text{ kJ/kmol K}$$

Finalmente el cálculo de la exergía para la sección E se efectúa de la siguiente forma:

$$\mathcal{E}_E = \frac{\bar{h}_E - \bar{h}_o - T_o(\bar{s}_E - \bar{s}_o)}{M}$$

$$\mathcal{E}_E = \frac{11075.20 - (-34117) - 305.15(230.6046 - 193.17)}{28.254}$$

$$\mathcal{E}_E = 1200.66 \text{ kJ/kg}$$

Similarmente se efectúan los cálculos de las exergías correspondientes a las secciones F e I. Los valores correspondientes a las diferentes condiciones de carga se incluyen en los anexos A.4 y A.5.

$$\mathcal{E}_F = 1428.50385 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathcal{E}_I = 1147.52808 \text{ kJ/kg}$$

4.2.2 Cálculo de la exergía química.

Cálculo de la exergía química para la sección A.

Para los siguientes cálculos se utilizara el modelo I^{20} , el cual ha ganado gran aceptación para evaluaciones de ingeniería.

La exergía química del metano es 824348 kJ/kmol, por lo tanto:

$$\mathcal{E}_q = \left(\frac{824348}{16.043} \right) = 51383.65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

²⁰ Bejan, A. Thermal Design and Optimization, 1996. Apéndice C

Cálculo de la exergía química para las secciones B, C y D.

Para los puntos B, C y D la composición del aire es muy parecida a la correspondiente al valor indicado en el modelo I, por lo tanto la exergía química se toma como cero.

$$\varepsilon_{qB} = \varepsilon_{qC} = \varepsilon_{qD} = 0$$

Cálculo de la exergía química para la sección E.

Para los productos de la combustión, aplican algunas consideraciones especiales:

Cuando una mezcla con la composición indicada en el estado E es llevada a P_0 y T_0 ocurre alguna condensación:

A 25°C y 100 kPa, la mezcla consiste de N_2 , O_2 y CO_2 junto con vapor de agua saturado en equilibrio con líquido saturado.

Se considera el peso molecular $M = 28.254$ kg/kmol y el análisis molar en %:

$$75.07 \text{ N}_2, 13.72 \text{ O}_2, 3.14 \text{ CO}_2, 8.07 \text{ H}_2\text{O (g)}$$

Sobre la base de 1 kmol de productos obtenidos de la combustión, la fase gaseosa a 25°C consiste de 0.9193 kmol de productos secos. (0.7507 N_2 , 0.1372 O_2 , 0.0314 CO_2) mas n_v kmol de vapor de agua. La presión parcial del vapor de agua es igual a la presión de saturación P_s a (25°C) que es igual a 0.0317 bar. La cantidad de vapor de agua presente se calcula mediante la ecuación:

$$P_s = X_v P$$

o sea:

$$0.0317 \text{ bar} = \frac{n_v}{n_{total}} (1 \text{ bar})$$

$$0.0317 \text{ bar} = \frac{n_v}{0.9193 + n_v} (1 \text{ bar})$$

recordando que :

$$75.07 + 13.72 + 3.14 = 91.93 \% \text{ (fase gaseosa).}$$

Al resolver la ecuación anterior nos da:

$$n_v = 0.03 \text{ kmol}$$

De acuerdo a lo anterior, el complemento de 0.03 para llegar a 0.0807 es de 0.0516 H_2O (líquido)

Finalmente la composición de los productos de la combustión a 25°C y 100 kPa queda:

0.7507 N₂, 0.1372 O₂, 0.0314 CO₂, 0.03 H₂O (g), 0.0506 H₂O (l)

La contribución de la fase gaseosa a la exergía química se obtiene de la ecuación :

$$\bar{\epsilon} = \sum x_k \bar{\epsilon}_k + RT_o \sum x_k \ln x_k$$

De la tabla C-2 (modelo I) se obtienen los siguientes valores:

$$\bar{\epsilon}_{kN_2} = 639$$

$$\bar{\epsilon}_{kO_2} = 3951$$

$$\bar{\epsilon}_{kCO_2} = 14176$$

$$\bar{\epsilon}_{kH_2O(g)} = 8636$$

Para el cálculo de las fracciones molares de los componentes, se considera la fracción total de los componentes gaseosos como:

$$0.7507 + 0.1372 + 0.0314 + 0.03 = 0.9493$$

En base a este valor se obtienen las fracciones molares:

$$x_{N_2} = \frac{(0.7507)(100)}{0.9493} = 0.7907$$

$$x_{O_2} = \frac{(0.1372)(100)}{0.9493} = 0.1445$$

$$x_{CO_2} = \frac{(0.0314)(100)}{0.9493} = 0.033$$

$$x_{H_2O(g)} = \frac{(0.03)(100)}{0.9493} = 0.0316$$

Aplicando la ecuación: $\bar{\epsilon} = \sum x_k \bar{\epsilon}_k + RT_o \sum x_k \ln x_k$, queda como:

$$\bar{\epsilon} = 0.790(639) + 0.144(3951) + 0.033(14176) + 0.0316(8636) + 8.314(298.15)((0.7907)\ln(0.7907) + 0.1445\ln(0.1445) + 0.033\ln(0.033) + 0.0316\ln(0.0316)) = 114.5130 \text{ kJ/kmol (gas)}$$

La contribución del agua líquida a la exergía química es igual a $\varepsilon_{kH_2O(l)} = 45$ kJ/kmol.

Sobre la base de 1 kmol de mezcla, tenemos 0.9493 kmol como fase gaseosa y 0.0506 como fase líquida, por lo tanto:

$$\varepsilon_E = 0.9493(114.5130) + 0.0506(45) = 110.984 \text{ kJ/kmol}$$

Finalmente la exergía química de los productos de la combustión es de :

$$\varepsilon_{qE} = \frac{110.984}{28.254} = 3.928 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Cálculo de la exergía química para la sección F.

La exergía química de los productos de la combustión en F, es la misma que la exergía química de los productos de la combustión en E.

Cálculo de la exergía química para el agua.

Cálculo de la exergía química para el agua en el punto No. 10.

Para el agua $\varepsilon_{H_2O(l)} = 45$ kJ/kmol, considerando que para el agua $M = 18.015$ kg/kmol, tenemos:

$$\varepsilon_{qH_2O} = \frac{45}{18.015} = 2.4979 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En el anexo No. A.5 se incluye la tabla resumen de los valores de las exergías física, química, total y tasa de exergía total para las diferentes condiciones analizadas de 100 % de carga, 100% de carga con sinergia, 75% de carga y 50% de carga.

4.3 Eficiencia exergética

4.3.1 Componentes.

Debido a que la exergía tiene su origen en la segunda ley, a un parámetro para la evaluación del comportamiento termodinámico basado en el concepto de exergía, se le conoce como el rendimiento de la segunda ley o rendimiento exergético o efectividad o eficiencia racional, y este parámetro nos proporciona una medida verdadera del funcionamiento de un sistema energético desde el punto de vista termodinámico. En otras palabras, el rendimiento o eficiencia exergética indica lo bien que se utiliza la exergía.

Desde el punto de vista de la segunda ley, la entropía y la exergía son propiedades no conservativas. En presencia de irreversibilidades, la entropía se genera y la exergía se destruye. El primer concepto se

mide mediante la producción de entropía S y el segundo por medio de la irreversibilidad. Por lo tanto el rendimiento exergético mide la pérdida de exergía durante un proceso.

La definición de rendimiento desde el punto de vista del análisis exergético requiere identificar un producto y un combustible para el sistema termodinámico bajo análisis. El producto representa el resultado deseado producido por el sistema. Acordemente, la definición del producto debe ser consistente con el propósito y uso del sistema. El combustible representa las fuentes para generar el producto y no necesariamente está restringido al combustible actual tal como el gas natural, carbón o combustóleo. Ambos, el combustible y el producto deben estar expresados en términos de exergía. De acuerdo a lo anterior, la eficiencia exergética ε es la relación entre el producto y el combustible.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_C} \quad (4.20)$$

Donde:

\dot{E}_P = Exergía del producto.

\dot{E}_C = Exergía del combustible.

Cuando se aplica la ecuación 4.20 a un sistema, se debe de tomar la decisión respecto a lo que debe considerarse como combustible y lo que debe considerarse como producto del sistema. Lo anterior se ilustra a continuación para varios componentes de un ciclo combinado.

Compresor, bomba o ventilador.

En cualquiera de los equipos mecánicos mencionados anteriormente, el fluido (gas o líquido) es impelido a fluir en la dirección del incremento de presión y/o elevación mediante una potencia de entrada eléctrica o mecánica. Ya que la exergía del flujo se incrementa, consideramos el producto como el incremento de exergía entre la entrada (\dot{E}_1) y la salida (\dot{E}_2). Y para este caso se considera el combustible como la potencia de entrada, por lo tanto la ecuación queda:

$$\varepsilon_C = \varepsilon_B = \varepsilon_V = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}} \quad (4.21)$$

Donde ε_C es la eficiencia exergética de un compresor, ε_B es la eficiencia exergética de una bomba y ε_V es la eficiencia exergética de un ventilador.

Turbina.

El propósito del uso de una turbina de gas es generar potencia a partir de la expansión de un gas.

Por lo tanto para una turbina sin extracciones consideramos a la potencia desarrollada \dot{W} como el producto y el decremento en la exergía de la expansión del gas de la entrada a la salida $\dot{E}_1 - \dot{E}_2$ como el combustible, por lo tanto la eficiencia exergética queda como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (4.22)$$

Intercambiador de calor de corrientes no mezcladas. (cerrado)

Para el caso de este intercambiador de calor, se considera que opera en estado estacionario, no existe transferencia de calor con el entorno y ambos fluidos están por encima de T_0 . Se considera también que la corriente caliente (del estado 3 al estado 4), es la fuente del incremento de exergía de la corriente fría (del estado 1 al estado 2). De acuerdo a lo anterior, el producto es $(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)$ y el combustible es $(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$. Lo anterior en forma de ecuación queda de la siguiente forma:

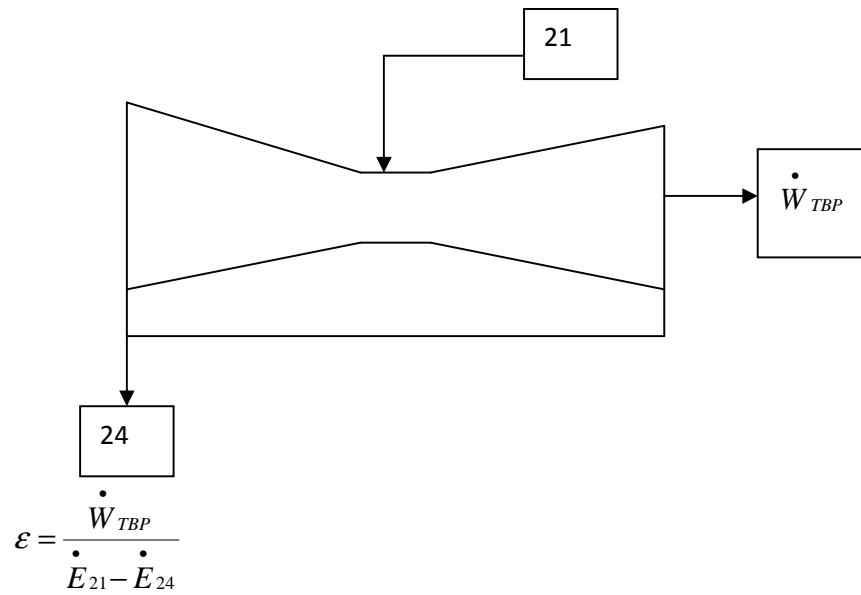
$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$$

4.3.2 Elementos que están sujetos a eficiencia exergética y de los cuales se obtiene su ecuación tomando como base el diagrama de la repotenciación . (Anexo A.2)

- A.- Turbina de BP.
- B.- Turbina de MP.
- C.- Turbina de AP.
- D.- Bombas de condensado.
- E.- Bombas de agua de alimentación de alta presión.
- F.- Bombas de agua de alimentación de media presión.
- G.- Compresor de aire.
- H.- Turbina de gas.
- I.- Cámara de combustión.
- J.- Recuperador de calor.

Los números de corriente están asociados al anexo A.2 “Arreglo del ciclo combinado con sinergia”.

A. Turbina de baja presión.



4.3.2.1 Turbina de vapor de baja presión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia.

$$\dot{W}_{TBP} = 150852.57 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{21} = 179281.41 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{24} = 16918.6889 \text{ kW}$$

$$\epsilon = 0.9291$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{TBP} = 167778.127 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{21} = 185557.41 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{24} = 17379.041 \text{ kW}$$

$$\epsilon = 0.9976$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75% de carga.

$$\dot{W}_{TBP} = 122050 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{21} = 149948.7639 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{24} = 12409 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8873$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50% de carga.

$$\dot{W}_{TBP} = 99060.0754 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{21} = 119281.1985 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{24} = 8140.9964 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8913$$

B. Turbina de media presión.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{TMP}}{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{44}} \quad (4.24)$$

4.3.2.2 Turbina de vapor de media presión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{TAP}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}}$$

$$\dot{W}_{TBP} = 60887.5093 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 233608.4783 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 162871.8633 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8607$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{TBP} = 47607.6295 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 239258.789 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 174886.6652 \text{ kW}$$

$$\mathcal{E} = 0.7395$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75% de carga.

$$\dot{W}_{TBP} = 60753.20 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 202256.4988 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 135831.7234 \text{ kW}$$

$$\mathcal{E} = 0.9146$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50% de carga.

$$\dot{W}_{TBP} = 50909.4782 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 163936.578 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 108838.704 \text{ kW}$$

$$\mathcal{E} = 0.9239$$

C. Turbina de alta presión

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{W}_{TAP}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}} \quad (4.25)$$

4.3.2.3 Turbina de vapor de alta presión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia.

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{W}_{TAP}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}}$$

$$\dot{W}_{TBP} = 44395.4458 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 218700.0832 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 165458.8012 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8338$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{TBP} = 44364.2075 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 221627.0573 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 168464.2396 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8344$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75% de carga.

$$\dot{W}_{TBP} = 38597.30 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 188886.2687 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 142529.7929 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8326$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50% de carga.

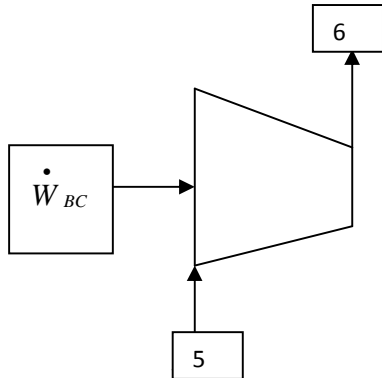
$$\dot{W}_{TBP} = 32243.44 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{12} = 154351.9614 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{13} = 115720.9611 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8346$$

D. Bombas de condensado.



$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_{BC}} \quad (4.26)$$

4.3.2.4 Cálculo de la eficiencia exergética de las bombas de condensado.

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga sin sinergia.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_{BC}}$$

$$\dot{W}_{BC} = 720.758 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6 = 1287.5207 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_5 = 700.5878 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8143$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{BC} = 720.758 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6 = 1303.2535 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_5 = 720.3646 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8087$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{W}_{BC} = 720.758 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6 = 1070.1742 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_5 = 544.8074 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.7289$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

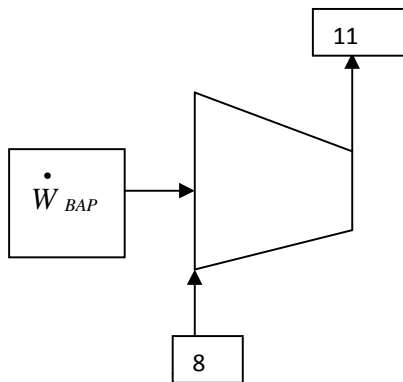
$$\dot{W}_{BC} = 720.758 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6 = 864.3312 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_5 = 398.2061 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.6467$$

E. Bombas de agua de alimentación de alta presión



$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_8}{\dot{W}_{BAP}} \quad (4.27)$$

4.3.2.5 Cálculo de la eficiencia exergética de las bombas de agua de alimentación de alta presión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_8}{\dot{W}_{BAP}}$$

$$\dot{W}_{BAP} = 1505.00 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 6622.6352 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_8 = 5810.174 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.5398$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{BAP} = 1505.00 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 6792.15 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_8 = 5954.89 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.5563$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{W}_{BAP} = 1505.00 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 5717.3859 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_8 = 5112.6 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.4018$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

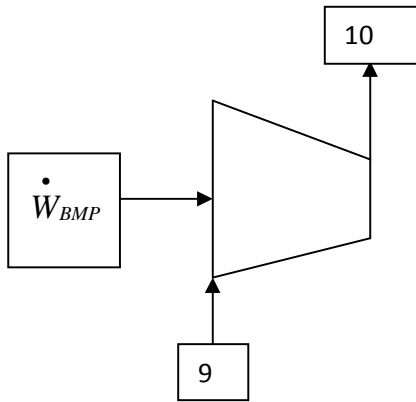
$$\dot{W}_{BAP} = 1505.00 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 4569.6174 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_8 = 4224.88 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.229$$

F. Bombas de agua de alimentación de media presión



$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{W}_{BMP}} \quad (4.28)$$

4.3.2.6 Cálculo de la eficiencia exergética de las bombas de agua de alimentación de media presión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{W}_{BMP}}$$

$$\dot{W}_{BMP} = 94 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 1117.4081 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9 = 1076.9531 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.4303$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{BMP} = 94 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 1296.77 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9 = 1249.82 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.4993$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{W}_{BMP} = 94 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 1028.03814 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9 = 1007.57 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.2177$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

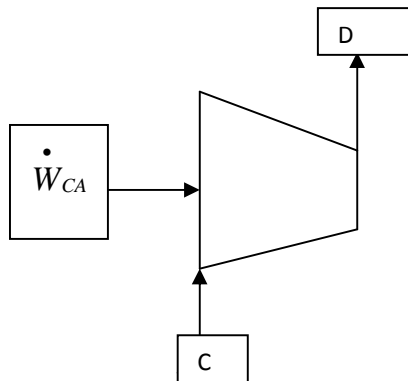
$$\dot{W}_{BMP} = 94 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 840.952 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9 = 837.382 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.0379$$

G. Compresor de aire



$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_D - \dot{E}_C}{\dot{W}_{CG}} \quad (4.29)$$

4.3.2.7 Cálculo de la eficiencia exergética del compresor.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_D - \dot{E}_C}{\dot{W}_{CG}}$$

$$\dot{W}_{CG} = 154662.7566 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 135680.9182 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_C = 0 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.8772$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{CG} = 161991.96 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 145976.242 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_C = 0 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.901$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{W}_{CG} = 126689.166 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 110532.74 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_C = 0 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.872$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

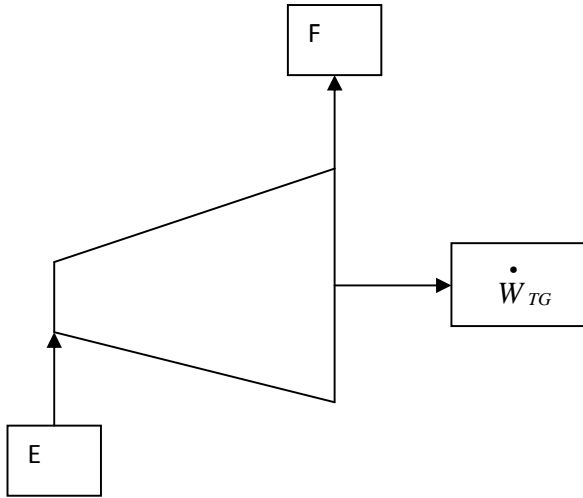
$$\dot{W}_{CG} = 104344.9657 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 90209.89 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_C = 0 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.864$$

H. Turbina de gas



$$\mathcal{E} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{E}_E - \dot{E}_F} \quad (4.30)$$

4.3.2.8 Cálculo de la eficiencia exergética de la turbina de gas.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{E}_E - \dot{E}_F}$$

$$\dot{W}_{TG} = 157221.9068 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 436682.7848 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 127422.9238 \text{ kW}$$

$$\mathcal{E} = 0.508$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{W}_{TG} = 172134.48 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 447312.83 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 130956.95 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.544$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{W}_{TG} = 110982.44 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 329692.3341 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 109057.5639 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.503$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

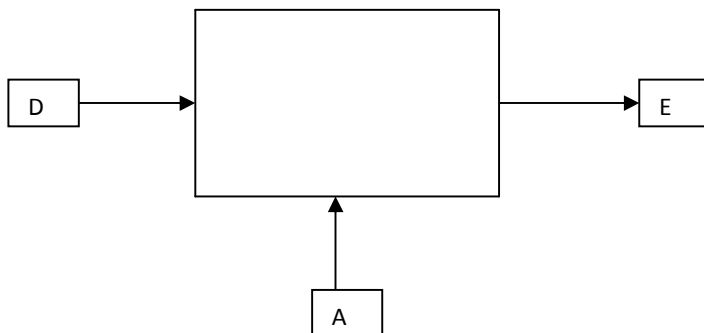
$$\dot{W}_{TG} = 66242.99 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 246379.92 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 89333.04713 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.4218$$

I. Cámara de combustión.



$$\varepsilon = \frac{\text{Productos}}{\text{Combustible}} = \frac{\dot{E}_E}{\dot{E}_A + \dot{E}_D} \quad (4.31)$$

4.3.2.9 Cálculo de la eficiencia exergética de la cámara de combustión.

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\varepsilon = \frac{\text{Productos}}{\text{Combustible}} = \frac{\dot{E}_E}{\dot{E}_A + \dot{E}_D}$$

$$\dot{E}_A = 459219.00 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 436682.42 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 135680.9182 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.734$$

Cálculo de la eficiencia exergética 100 % de carga con sinergia.

$$\dot{E}_A = 491135.47 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 447313.297 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 165606.0083 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.6812$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{E}_A = 368105.025 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 329692.221 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 102276.3014 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.700$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

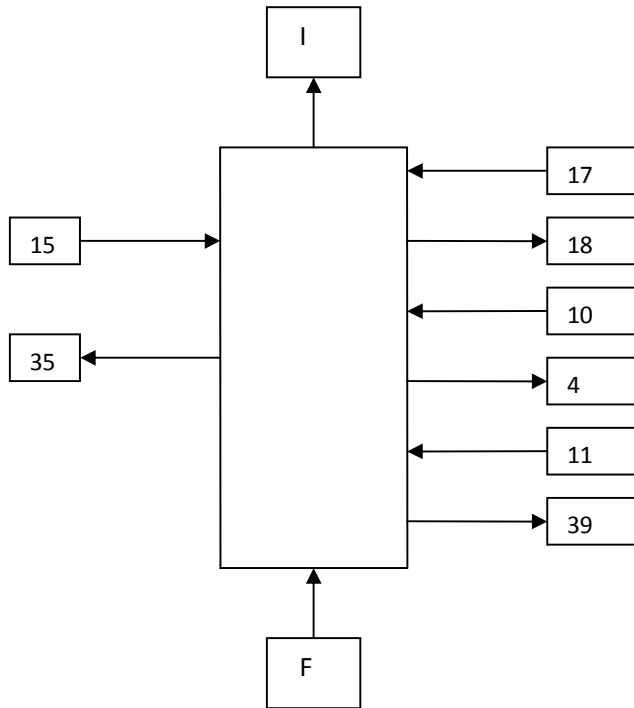
$$\dot{E}_A = 276584.90 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_E = 246380.3386 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_D = 78861.44009 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.6931$$

J. Recuperador de calor



$$\text{Producto} = \left(\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} \right) + \left(\dot{E}_4 - \dot{E}_{10} \right) + \left(\dot{E}_{39} - \dot{E}_{11} \right) + \left(\dot{E}_{15} - \dot{E}_{35} \right) \quad (4.32)$$

$$\text{Tasa de exergía de combustible} = \left(\dot{E}_F - \dot{E}_I \right) \quad (4.33)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = \frac{\left(\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} \right) + \left(\dot{E}_4 - \dot{E}_{10} \right) + \left(\dot{E}_{39} - \dot{E}_{11} \right) + \left(\dot{E}_{15} - \dot{E}_{35} \right)}{\left(\dot{E}_F - \dot{E}_I \right)} \quad (4.34)$$

4.3.2.10 Cálculo de la eficiencia exergética del recuperador de calor

Cálculo de la eficiencia exergética 100% de carga sin sinergia

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = \frac{\left(\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}\right) + \left(\dot{E}_4 - \dot{E}_{10}\right) + \left(\dot{E}_{39} - \dot{E}_{11}\right) + \left(\dot{E}_{15} - \dot{E}_{35}\right)}{\left(\dot{E}_F - \dot{E}_I\right)}$$

$$\dot{E}_{18} = 4152.6373 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{17} = 6357.1556 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_4 = 607.8533 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 1117.4081 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{39} = 61845.3754 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 6622.6352 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{15} = 64967.0549 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{35} = 78560.09829 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 127422.9238 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_I = 5442.1054 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.319$$

Cálculo de la eficiencia exergetica 100% de carga con sinergia.

$$\dot{E}_{18} = 6072.1457 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{17} = 879.9451 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_4 = 8.154 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 1258.3692 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{39} = 73013.442 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 6620.6146 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{15} = 74949.53 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{35} = 79372.8246 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 130956.95 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_I = 5935.2584 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.527$$

Cálculo de la eficiencia exergética 75 % de carga.

$$\dot{E}_{18} = 4416.3824 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{17} = 4187.4172 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_4 = 596.06759 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 876.9191 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{39} = 63469.4967 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 5717.3859 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{15} = 54929.953 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{35} = 68054.07384 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 109057.5639 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_I = 3657.3098 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.47$$

Cálculo de la eficiencia exergética 50 % de carga.

$$\dot{E}_{18} = 2896.0555 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{17} = 2745.2387 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_4 = 648.2947 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{10} = 681.9837 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{39} = 52040.14063 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11} = 4569.6174 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{15} = 45967.1240 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{35} = 55526.4817 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_F = 89333.047 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_I = 2557.3869 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = 0.4382$$

En la tabla 4.1 se muestra un concentrado de la eficiencia exergética de los equipos.

4.4 Destrucción de exergía.

A diferencia de la energía, la exergía se conserva, esta se destruye por irreversibilidades dentro de un sistema. Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la compresión o expansión sin cuasi equilibrio, siempre generan entropía y cualquier cosa que genere entropía destruye la exergía.

La exergía destruida es proporcional a la entropía generada, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\dot{E}_D = T_o \dot{S}_{gen} \geq 0 \tag{4.35}$$

La exergía destruida es una cantidad positiva para cualquier proceso real, en caso de que el proceso sea reversible, la exergía destruida sería igual a cero. En la naturaleza ningún proceso es verdaderamente reversible, en consecuencia alguna cantidad de exergía se destruye durante un proceso. Mientras más irreversible sea un proceso, más grande será la destrucción de exergía durante ese proceso. Finalmente la exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido.

Tabla 4.1 Eficiencia exergética de los equipos para diferentes condiciones de carga.

Equipo	EFICIENCIA EXERGÉTICA DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS			
	100 % de carga sin sinergia	100% de carga con sinergia	75 % de carga	50% de carga
Turbina de baja presión	0.9261	0.9976	0.8873	0.8913
Turbina de alta presión	0.8338	0.8344	0.8326	0.8346
Turbina de media presión	0.8607	0.7395	0.9146	0.9239
Bombas de condensado	0.8143	0.8087	0.7289	0.6467
Bombas de agua de alimentación de alta presión	0.5396	0.5563	0.4018	0.2290
Bombas de agua de alimentación de media presión	0.4303	0.4993	0.2177	0.0379
Compresor de aire	0.8772	0.9010	0.8720	0.8640
Turbina de gas	0.5080	0.544	0.5030	0.4218
Cámara de combustión	0.7340	0.6812	0.7000	0.6931
Recuperador de calor	0.3190	0.5270	0.4700	0.4380

Fuente: Elaboración propia.

La pérdida de exergía consiste en el rechazo de la exergía, desde un sistema hacia a sus alrededores, esta pudiera estar asociada a los flujos de materia rechazados a los alrededores y no usados posteriormente dentro del sistema que se está analizando o en otro sistema.

Existen formas de obtener medidas de las ineficiencias del sistema, ésto se logra mediante el conocimiento de los valores de las tasas de destrucción de exergía \dot{E}_D y pérdida de exergía \dot{E}_L .

La relación de destrucción de exergía, se puede obtener mediante la ecuación:

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{Total}} \quad (4.36)$$

Donde \dot{E}_D es la tasa de destrucción de exergía en un componente del sistema y el término \dot{E}_{Ftotal} es la tasa de exergía del combustible suministrado al conjunto del sistema.

Como alternativa a la ecuación anterior, se tiene la relación:

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{Dtotal}} \quad (4.37)$$

Donde \dot{E}_{Dtotal} es la tasa de destrucción de exergía total dentro del sistema.

La siguiente ecuación:

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_{Ftotal}} \quad (4.38)$$

Dá la relación de pérdida de exergía, donde \dot{E}_L es la tasa de perdida de exergía.

4.4.1 Cálculo de la destrucción de exergía en los componentes del sistema.

En la tabla 4.2 se muestran las ecuaciones para la obtención de la destrucción de exergía para cada uno de los principales componentes del nuevo Ciclo combinado.

Los subíndices están referidos al diagrama que se encuentra en el anexo A.2 en donde se muestran los principales componentes de la repotenciación.

Tabla 4.2 Ecuaciones para la determinación de la destrucción de exergía en los diferentes componentes de la repotenciación.

No.	Equipo	Ecuación para destrucción de exergía
1	Turbina de baja presión	$E_{DEST} = \dot{E}_{21} - \dot{E}_{24} - \dot{W}_{TBP}$
2	Turbina de media presión	$E_{DEST} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{44} - \dot{W}_{TMP}$
3	Turbina de alta presión	$E_{DEST} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{W}_{TAP}$
4	Condensador	$E_{DEST} = (\dot{E}_{24} - \dot{E}_5) + (\dot{E}_{33} - \dot{E}_{34})$
5	Bombas de condensado	$E_{DEST} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_{B.COND}$
6	Bombas de agua de alimentación de media	$E_{DEST} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} + \dot{W}_{BMP}$

	presión	
7	Bombas de agua de alimentación de alta presión	$E_{DEST} = \dot{E}_8 - \dot{E}_{11} + \dot{W}_{BAP}$
8	Compresor	$E_{DEST} = \dot{E}_C - \dot{E}_D + \dot{W}_{CA}$
9	Cámara de combustión de la turbogás	$E_{DEST} = (\dot{E}_A + \dot{E}_D) - \dot{E}_E$
10	Turbina de gas	$E_{DEST} = \dot{E}_E - \dot{E}_F - \dot{W}_{T.Gas}$
11	HRSG	$E_{DEST} = (\dot{E}_F - \dot{E}_I) + (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{35}) + (\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}) + (\dot{E}_{10} - \dot{E}_4) + (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{39})$

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 4.3 se muestran los valores de la destrucción de exergía para cada componente principal del ciclo combinado y para los diferentes porcentajes de carga.

Tabla 4.3 Valores de destrucción de exergía en cada componente y para diferentes valores de carga de la unidad

EQUIPO	PORCENTAJE DE CARGA			
	100%	100% (Sinergia)	75%	50%
Exergía destruida tbp	11510.15	14000.24	15489.15	12080.12
Exergía destruida tap	8845.83	8798.61	7759.17	6387.56
Exergía destruida tmp	9849.10	16784.49	5671.57	4188.39
Exergía destruida cond.	13809.33	13579.12	10844.16	7800.69
Exergía destruida bc	133.82	137.86	195.39	254.63
Exergía destruida bap	692.53	577.34	807.13	1160.26
Exergía destruida bmp	53.54	30.48	73.18	90.43
Exergía destruida comp	18981.83	17882.27	24412.86	25483.52
Exergía destruida t. gas	158038.00	144222.00	109652.00	90804.00
Exergía destruida c.c.	158217.49	187931.86	140689.10	109066.00
Exergía destruida hrsg	49879.10	50263.60	34724.00	29788.00

Fuente: Elaboración propia.

4.5 Análisis de resultados.

Para las bombas de condensado, la exergía de salida se incrementa al incrementarse el porcentaje de carga, este incremento está relacionado con las temperaturas de salida del condensado de la bomba, se tiene un incremento de temperatura de salida al usar el sistema de sinergia, por lo tanto, el valor de la eficiencia exergética se reduce al reducir la carga de la unidad a excepción de cuando se usa el sistema de sinergia.

Respecto a las bombas de agua de alimentación de alta presión, la eficiencia exergética disminuye conforme el porcentaje de carga disminuye, debido a la disminución del caudal másico de agua de alimentación demandado a excepción al usar el sistema de agua de sinergia ya que la demanda de agua se incrementa y la eficiencia exergética también, asimismo el incremento de eficiencia exergética depende también del valor de la presión de descarga y presión de succión de la bomba, para los cuatro casos de carga se consideraron los mismos valores de presión de succión, ya que la succión es la misma (desgasificador) al disminuir la presión de descarga, disminuye la eficiencia exergética.

El comportamiento de la eficiencia exergética para las bombas de agua de alimentación de media presión es similar al de las bombas de agua de alimentación de alta presión, la eficiencia exergética es directamente proporcional al flujo másico y a la diferencia de exergías totales entre la salida y la entrada a las bombas, se considera que la potencia consumida por el motor es constante independientemente del valor de carga de la unidad.

Respecto al comportamiento de la eficiencia exergética del compresor del ciclo de gas, la eficiencia exergética del compresor disminuye al disminuir el caudal másico de aire que entra al compresor, ésta disminución está asociada al porcentaje de carga, a excepción de cuando se usa el sistema de agua de sinergia, en donde se tiene un caudal de aire mayor de entrada al compresor.

4.6 Aspectos económicos y medioambientales.

Posterior a la conclusión del estudio técnico de la propuesta de repotenciación de las unidades 1 y 2 de la C.T. Manzanillo, se puede²¹ evaluar desde el punto de vista económico, así como considerar la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, esto como parte de la obtención de beneficios ambientales. Esta reducción de emisiones se deberá efectuar con relación al escenario de referencia, considerándose finalmente las consecuencias económicas que la reducción llevará a la viabilidad del proyecto.

A continuación se describe en forma general el procedimiento a seguir para el análisis económico y el impacto ambiental de la repotenciación de las unidades 1 y 2 de la C. T. Manzanillo I. Primeramente se hará una revisión de los conceptos asociados a la metodología de evaluación.

4.6.1 Metodología económica de evaluación.

Al estudiar un proyecto de inversión de capital uno de los pasos que se deben seguir es definir la metodología de evaluación, dentro de estas tenemos:

- Valor Presente Neto (VPN)
- Anualidad Equivalente (AE)
- Tasa Interna de Rendimiento (TIR)
- Tasa Interna de Rendimiento Modificada (TIRM)
- Relación Beneficio/Costo (RBC)

²¹ No es el alcance de este trabajo, pero se indica como un trabajo por desarrollar en otro estudio.

En todos los métodos señalados anteriormente, se toma en cuenta el valor del dinero en el tiempo, por lo que se hace necesario definir la tasa de descuento apropiada en forma externa al proyecto, tomando en cuenta el uso alternativo que se le puede dar al dinero y el riesgo de realizar la inversión. La tasa que se paga por la deuda es mayor que la tasa de interés que se paga por la misma, esta tasa que se paga debe tomar en cuenta el costo de oportunidad para el inversionista, a esta tasa se le denomina tasa mínima de rendimiento atractiva (TREMA).

Esta tasa se calcula efectuando la suma de la tasa que se ganaría en una inversión sin riesgo (por ejemplo los CETES) mas una prima que está en función del nivel de riesgo del proyecto. En forma de ecuación queda:

$$\text{TREMA} = \text{Tasa sin riesgo} + \text{Prima por riesgo}$$

Todas las metodologías de evaluación, deben en principio dar los mismos resultados, haciendo la diferencia las ventajas y desventajas de cada uno de ellos que se generan dependiendo del tipo de aplicación.

A continuación se describe cada uno de ellos:

Valor presente neto (VPN).

Se basa en llevar el flujo de efectivo (costos y beneficios) al valor presente en $t=0$, o sea:

$$\text{VPN} = -S_o + \sum_{t=1}^n \left[\frac{S_t}{(1+i)^t} \right] \quad (4.39)$$

Donde:

S_o = Inversión inicial del capital.

S_t = Flujo de n costos y beneficios.

T_o = Periodos de tiempo.

i = Tasa mínima de rendimiento atractiva (TREMA).

El VPN representa en valor presente, la magnitud en que los ingresos del flujo de efectivo superan o son superados, por los egresos de dicho flujo.

Para nuestro caso en particular donde el proyecto es bajo la modalidad de obra pública financiada (OPF), el VPN se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{VPN} = \text{VP}_{\text{Resultados netos de operación}} - \text{VP}_{\text{Pagos financieros de la deuda}} \quad (4.40)$$

Donde VP = Valor Presente.

Para este caso en particular se debe utilizar una TREMA de 12% que es la que CFE utiliza en sus proyectos.

Los criterios de evaluación son: si $VPN \geq 0$ se acepta la inversión; si VPN es menor que cero, se rechaza.

Al ir incrementando la TREMA aplicada al cálculo del VPN, este disminuye hasta volverse cero y negativo

La ventaja de este método es que da un solo resultado, debiendo tener cuidado en la selección de la TREMA, debiendo esta ser realista.

Anualidad equivalente (AE).

En esta metodología, todos los ingresos y gastos que ocurren durante un periodo del proyecto son convertidos en una anualidad equivalente (uniforme). Esta anualidad se puede determinarse a partir de la ecuación:

$$AE = VPN * [A/P]_{i,n} \quad (4.41)$$

O

$$AE = -P * [A/P]_{i,n} + \left\{ \sum_{t=1}^n \frac{S_t}{(1+i)^t} \right\} * [A/P]_{i,n} + R * [A/F]_{i,n} \quad (4.42)$$

Donde:

AE = Anualidad equivalente.

P= Inversión Inicial.

S_t = flujo de efectivo en el año t.

R = Valor de rescate.

N = Numero de años de vida del proyecto.

i = TREMA.

Al igual que en el caso del VPN, el valor que se le da a la TREMA es determinante en el resultado obtenido.

Tasa interna de rendimiento (TIR).

La TIR se define como la tasa de descuento por la cual el VPN es igual a cero o también se puede definir como la tasa de descuento que hace igual el valor presente de una serie de beneficios con el valor presente de una serie de gastos.

Para la obtención de la TIR se pueden presentar los siguientes casos:

- Flujos constantes de efectivo sin inflación con financiamiento.
- Flujos constantes de efectivo con inflación sin financiamiento
- Flujos constantes de efectivo con inflación con financiamiento.

- Flujos variables sin inflación con financiamiento.

En general, de acuerdo a una de las definiciones:

$(VP \text{ beneficios} - VP \text{ costos}) = 0$ a la tasa i y al tiempo t .

Donde i = Tasa interna de rendimiento (TIR) que es la que hace cero a la diferencia.

Para este caso:

$$\sum_{t=0}^n [R_t - C_t] * (1 + i^*)^{n-t} = 0 \quad (4.43)$$

Donde:

R_t = Beneficios.

C_t = Gastos.

n = vida del proyecto.

T = Número de proyectos desde $t = 0$ hasta n .

O haciendo una igualación:

$$\sum_{t=0}^n R_t * (1 + r)^{n-t} = \sum_{t=0}^n C_t * (1 + i^*)^{n-t} \quad (4.44)$$

i^* = Tasa interna de rendimiento (TIR),

El criterio de decisión es:

Si i^* es mayor que TREMA, el proyecto es aceptable.

Si i^* es menor que TREMA, el proyecto no es aceptable.

Tasa interna de rendimiento modificada (TIRM).

En este caso, la tasa de descuento usada para la reinversión de los beneficios puede ser la TREMA a diferencia del caso anterior en el que los beneficios expresados en el flujo de efectivo analizado, se reinvierten a la misma TIR en cada periodo.

Al considerar la TREMA, la TIR y la TIRM, para aceptar un proyecto, la TREMA debe ser menor que la TIRM, y esta debe ser menor que la TIR.

La TIR y la TIRM, se encuentran en el catalogo de funciones financieras de EXCEL.

Relación beneficio/costo (RBC).

La relación beneficio – costo se define como el cociente entre el VP de los beneficios o ingresos del proyecto y el VP de los costos o egresos del mismo.

Para el cálculo de esta relación, tanto los beneficios como los ingresos llevan el mismo signo. El criterio de decisión es aceptar el proyecto, cuando esta relación es mayor que la unidad.

La ecuación es:

$$RBC = VP_{\text{Beneficios}}/VP_{\text{Costos}}. \quad (4.45)$$

Posterior a la definición de las metodologías de evaluación, se sigue la consideración de los diversos costos necesarios para la elaboración del estudio económico.

4.6.2 Costos de inversión.

En la tabla No.4.4 Se desglosan los costos de inversión de cada uno de los conceptos de obra, considerando que esta información forma parte de la los datos de entrada necesarios para la elaboración del estudio económico.

4.6.3 Costos de operación y mantenimiento.

Los costos de operación y mantenimiento, consideran dos componentes, los costos fijos y los costos variables. Dentro del renglón de los costos fijos se incluyen los siguientes conceptos:

- Mano de obra.
- Materiales (excepto del área de operación).
- Equipos y refacciones.
- Salarios.
- Prestaciones.
- Seguro social.

Y dentro de los costos variables se consideran los que guardan una relación directa con la generación de energía eléctrica, dentro de estos se consideran:²²

- Costo de combustible.
- Costo de químicos y aceites.
- Costo de agua.

Considerando dentro de este último concepto el suministro de agua para servicios, el agua de repuesto al ciclo termodinámico y el agua para enfriamiento.

Se deberá de calcular el valor presente al año 2012 de las erogaciones por estos conceptos durante la vida útil del proyecto, considerando una tasa real del 10.65%.

²² CFE Generación. Costos y Parámetros de Referencia para la Formulación de Proyectos de Inversión en el sector eléctrico. (2011)

Tabla 4.4 Costos de inversión para cada uno de los conceptos de obra.

1.	Ingeniería y capacitación	
1.1.	Nacional	21 200 897.60 USD
2.	Construcción nacional y pruebas	
2.1.	Obra civil	51 124 922.15 USD
2.2.	Obra electromecánica	102 997 813.76 USD
2.3.	Supervisión, pruebas y puesta en servicio	46 549 004.55 USD
3.	Suministro de materiales, equipos, incluidas las refacciones y el transporte.	
3.1.	Nacional	248 022 910.62 USD
3.2.	Extranjero sin gastos de importación	478 214 706.92 USD
4.	Importe de la central	
4.1.	Nacional	469 895 548.68 USD
4.2.	Extranjero sin gastos de importación	478 214 706.92 USD
	Total del importe de la central	948 110 255.60 USD
5.	Garantías de la central (cumplimiento y calidad)	5 018 663.32 USD
6.	Gastos totales de importación	28 152 476.36 USD
	Costo total del proyecto	981 281 395.28 USD

Nota: los precios son en dólares están referidos al tipo de cambio del día 28 de enero del 2010 y son validos por 120 días naturales. Fueron tomados del proyecto implementado por CFE.

Tomando como base los valores aquí indicados, se deberá calcular el valor presente al inicio de operación.

4.6.4 Evaluación económica

Habiendo efectuado un repaso de las metodologías de evaluación, a continuación se describen en forma general los pasos a seguir para la evaluación económica de la conversión a ciclo combinado de la central convencional, estos son los siguientes:

1. Definición de los elementos para la determinación de los indicadores económicos. Dentro de estos se deben contemplar:

- Año de entrada en operación de la central.
- Año de inicio de las erogaciones.
- Año de terminación del proyecto.
- Vida útil considerada de la repotenciación.
- TREMA a considerar para el proyecto.

2. Determinación de los costos de Inversión.

Estos costos corresponden a los indicados en la tabla no. 1. En dicha tabla se muestra solamente el costo total de la oferta, indicándose al pie de la tabla la fecha a la que están referidos los mismos, no se indican las fechas en las cuales CFE deberá hacer las erogaciones correspondientes. Estas erogaciones para efectos de obtener los indicadores económicos, se deberán pasar a valor presente al año de inicio de las mismas.

3. Ahorro en Costos de Producción.

En caso de no contar con este proyecto en las fechas programadas, se presentarían sobrecostos de operación, debido a que se operarían medios de generación más costosos. Estos sobrecostos se calculan durante todos y cada uno de los años de operación del proyecto, debiéndose obtener el valor presente de la totalidad de los mismos.

4. Ahorro en Costos de Energía No Suministrada.

De manera similar en caso de no contar con este proyecto en las fechas programadas, se incrementarían los costos por energía no suministrada. Estos sobrecostos por reducción en la confiabilidad en el sistema durante el periodo equivalente a la vida útil del proyecto, deberán pasarse a valor presente.

5. Ahorro en Costo Ambiental Evitado.

La cuantificación de este concepto implica realizar un análisis con y sin proyecto, esto junto con los factores de emisión para cada categoría se lograra una estimación de la cantidad de toneladas de contaminantes evitadas por el proyecto, se debe hacer énfasis en el bióxido de carbono, el cual es el principal gas de efecto invernadero. Estos beneficios por externalidades deberán pasarse a valor presente.

6. Beneficio Total.

El beneficio total se hace haciendo la suma de los beneficios por externalidades, el ahorro en costos de producción y el ahorro en costos de energía no suministrada. Estos beneficios se pasan a valor presente. Estos sobrecostos se traducen en beneficios económicos atribuibles a la realización del proyecto.

7. VP neto.

Para que el análisis resulte con un beneficio económico neto positivo, el valor presente (VP) del beneficio total deberá ser mayor que el costo de inversión.

8.- TIR y RBC.

Se obtiene la tasa interna de rendimiento (TIR), esto se puede hacer utilizando la función de Excel TIR, el criterio de aceptación del proyecto es el que la TIR debe ser mayor que la TREMA.

Para la determinación de la relación beneficio costo (RBC), se utiliza la ecuación 4.45, teniendo como criterio de aceptación la obtención de un valor mayor a la unidad.

4.6.5 Impacto ambiental de la central generadora.

La construcción y operación del proyecto Repotenciación CT Manzanillo I U1 y 2, cumplirá los requerimientos ambientales establecidos en la Ley General del Equilibrio Ecológico y Protección al Ambiente (LGEEPA), sus reglamentos y normas que de ella derivan, además de cumplir con las leyes ambientales y ordenamientos del Estado de Colima.

Para lo anterior Comisión Federal de Electricidad (CFE), lleva a cabo los Estudios de Impacto Ambiental y de Riesgo, en los cuales se identifican las interrelaciones del medio con el proyecto, así como los aspectos ambientales sensibles.

Al poner en servicio el proyecto Repotenciación CT Manzanillo I U-1 y 2, dejarán de operar las unidades 1 y 2 que operan en forma convencional, por lo que se obtendrá una importante disminución de emisiones en la zona metropolitana de la ciudad de Manzanillo. Y estas emisiones equivalentes en toneladas de carbón (tCO₂e), podrían también ser evaluadas mediante los procedimientos de implementación del protocolo de Kioto.

Asimismo, se establecen los procesos constructivos y de operación más acordes que minimizan los impactos ambientales, entre ellos destacan las siguientes medidas de mitigación de impactos:

- El empleo de combustibles limpios y de tecnología de combustión avanzadas que minimizan el impacto por las emisiones a la atmósfera.
- Se utilizará para el sistema de enfriamiento de los nuevos equipos un sistema de enfriamiento a base de aire, por lo que disminuirá el consumo de agua, al dejar de operar equipos de la central convencional, por ejemplo todos los equipos que requieren enfriamiento de los Generadores de vapor existentes (enfriadores de aceite de trabajo, enfriadores de aceite de lubricación de las bombas de agua de alimentación, etc.).
- Durante la construcción y operación del proyecto se debe tener un programa de atención a las condicionantes que la autoridad ambiental establezca en la resolución respectiva.

En su conjunto el Proyecto no se contrapone con la normativa ambiental vigente por lo que se considera ambientalmente factible.

Conclusiones generales.

Las tecnologías de generación, existentes actualmente en México, prácticamente en mayor o menor medida son las mismas tecnologías usadas en otros países, tales como las centrales convencionales, ciclos combinados, centrales de combustión interna, centrales hidroeléctricas, central nuclear, etc.

De estas tecnologías la que tiene implementada la central Manzanillo I es la convencional usando como combustible combustóleo, esta tecnología en su momento siguió la tendencia a nivel mundial respecto al uso de combustible y a generadores de vapor convencionales no dando importancia a las emisiones producto de la combustión como elementos altamente contaminantes.

Al decidir la repotenciación de las unidades 1 y 2 de la central termoeléctrica Manzanillo, se tomaron en consideración entre otros elementos la eficiencia ambiental y la eficiencia energética ligados estos elementos a la viabilidad económica y financiera del proyecto.

Los componentes del proyecto original de generación correspondientes a la C.T. Manzanillo I, lo integran dos unidades existentes del tipo térmica convencional, las cuales se convertirán a dos módulos de ciclo combinado. Cada ciclo combinado se complementa con la instalación de tres turbinas de gas y tres recuperadores de calor (uno por cada TG) con todos sus equipos auxiliares. Teniendo en mente que uno de los objetivos del proyecto integral de la repotenciación es contribuir a satisfacer la demanda de energía eléctrica esperada en el sistema interconectado y mantener los márgenes de reserva en niveles que cumplan con los estándares requeridos por el sistema eléctrico para proporcionar un suministro confiable de electricidad.

Por efecto de la repotenciación algunos de los equipos que forman parte del ciclo convencional dejan de usarse, desmantelando únicamente los que interfieran con las nuevas instalaciones, así, por lo tanto los generadores de vapor de las unidades 1 y 2 así como todos sus auxiliares ya no forman parte del nuevo sistema; también todos los calentadores de alta y baja presión y las extracciones asociadas a los mismos se cancelan.

Adicionalmente a esto, se revisan las condiciones de operación de equipos que pudieran formar parte del nuevo ciclo para determinar si estas características de operación son suficientes para las nuevas condiciones operativas. Dentro de estos sistemas se encuentran el sistema de agua de circulación (tuberías, válvulas, bombas de agua de circulación y condensador) y el sistema de condensado (pozo caliente, bombas de condensado, etc.). Como consecuencia de la revisión se opta por un nuevo sistema de condensado y por utilizar el sistema de agua de circulación existente con algunas adecuaciones. Asimismo, el nuevo sistema de enfriamiento de auxiliares se independiza del sistema existente.

Dentro de los principales beneficios que se contemplan por efecto de la repotenciación son: la reducción de emisiones contaminantes al cambiar el combustible de combustóleo a gas natural; generación de empleos temporales durante la etapa de construcción y permanentes por el personal adicional que contrate CFE Generación y la satisfacción de la demanda de energía eléctrica de la región.

Las condiciones de carga de las unidades analizadas, corresponden a 100%, 75% y 50% sin sinergia y 100% de carga con sinergia, todas correspondientes a condiciones de diseño de verano. Para estas cuatro condiciones se efectuaron los análisis energético y exergético.

Un aspecto importante de la repotenciación es el estado en que quedan las turbinas de vapor, pasando de una potencia de generación de 300 MW a una potencia de 256.168 MW para 100% de carga sin sinergia, y 259.807 MW con sinergia y 100% de carga, ambas para condiciones de diseño de verano. Las potencias totales a 75 % de carga y 50% de carga son de 220.394 MW y 180.432 MW, respectivamente.

Al comparar los diferentes porcentajes de carga, de acuerdo a lo indicado en la tabla No. 3.4, se puede observar un decremento en la potencia de salida de la turbina de vapor en sus tres niveles de presión, esto por efecto de la reducción del flujo de vapor hacia la turbina de baja presión, la de alta presión y la de presión intermedia, comportándose en forma similar la potencia total del conjunto. Una excepción es el uso del sistema de agua de sinergia, ya que al tener en operación este sistema se observa un incremento en la potencia total comparada a los mismos niveles de carga.

Similarmente para el caso del condensador la carga a disipar se incrementa ya que ésta es función del flujo másico de escape de la turbina de baja presión, el cual pasa de 203.444 kg/s a 211 kg/s, este último para el caso de operación con el sistema de sinergia. Un cambio en la presión del vapor afecta la cantidad de calor removido en el condensador debido al cambio en el flujo másico. Entre mayor sea el flujo másico, más calor podrá ser removido en el condensador.

Respecto al ciclo de gas, su comportamiento se resume en la tabla 3.6, donde se indican las potencias del compresor, las cuales disminuyen en la medida de la reducción del porcentaje de carga, notándose un incremento en el consumo de potencia cuando está operando el sistema de sinergia.

Con relación a la potencia bruta de la turbina de gas, se nota un incremento al pasar de 157.221 MW a 172.134 MW, siendo este último caso para cuando opera el sistema de sinergia, reduciéndose la potencia también en la medida de la reducción del porcentaje de carga a la que opera la unidad.

La eficiencia de la turbina de gas y el Heat Rate están relacionados como se indica en la ecuación utilizada para su cálculo, teniéndose el menor heat rate y la mejor eficiencia de la turbina de gas para el caso cuando opera el sistema de sinergia.

En forma global, la central Manzanillo I unidades 1 y 2, paso de tener una potencia de 300 MW para la unidad 1 a 727.834 MW sin sinergia y a 776.211 MW con sinergia, asimismo el heat rate bruto paso de 10362.82 kJ/kWh a 6459.19 kJ/kWh sin sinergia y a 6474.23 con sinergia. La eficiencia de la unidad 1 como ciclo combinado ahora es de 54.20%.

Para las bombas de condensado, la exergía de salida se incrementa al incrementarse el porcentaje de carga, este incremento está relacionado con las temperaturas de salida del condensado de la bomba, se tiene un incremento de temperatura de salida al usar el sistema de sinergia, por lo tanto, el valor de la

eficiencia exergética se reduce al reducir la carga de la unidad a excepción de cuando se usa el sistema de sinergia.

Relativo a las bombas de agua de alimentación de alta presión, la eficiencia exergética disminuye conforme el porcentaje de carga disminuye, debido a la disminución del caudal másico de agua de alimentación demandado, a excepción al usar el sistema de agua de sinergia ya que la demanda de agua se incrementa y la eficiencia exergética también, asimismo el incremento de eficiencia exergética depende también del valor de la presión de descarga y presión de succión de la bomba, para los cuatro casos de carga se consideraron los mismos valores de presión de succión, ya que la succión es la misma (desgasificador) al disminuir la presión de descarga, disminuye la eficiencia exergética.

El comportamiento de la eficiencia exergética para las bombas de agua de alimentación de media presión es similar al de las bombas de agua de alimentación de alta presión, la eficiencia exergética es directamente proporcional al flujo másico y a la diferencia de exergías totales entre la salida y la entrada a las bombas, se considera que la potencia consumida por el motor es constante independientemente del valor de carga de la unidad.

Respecto al comportamiento de la eficiencia exergética del compresor del ciclo de gas, la eficiencia exergética del compresor disminuye al disminuir el caudal másico de aire que entra al compresor, esta disminución está asociada al porcentaje de carga, a excepción de cuando se usa el sistema de agua de sinergia, en donde se tiene un caudal de aire mayor de entrada al compresor.

La mayor parte de la exergía es pérdida en la cámara de combustión, se deben tomar en consideración medidas para minimizar las pérdidas en la cámara de combustión, esto puede deberse a una combustión incompleta o a un aislamiento inadecuado.

La eficiencia de algunos componentes de la planta se podría mejorar mediante el incremento de su tamaño. Por ejemplo intercambiadores de calor de un diseño dado se comportan mucho mejor cuando las áreas de transferencia de calor se incrementan. Sin embargo, esto involucra costo extra y por lo tanto hay una limitación en el tamaño o sea que la instalación de equipos mayores se tendría que analizar y buscar su justificación desde el punto de vista económico.

El no haber elaborado el presente trabajo hubiera generado el desconocimiento de los principales elementos que contribuyen a la destrucción de la exergía o pérdida de trabajo disponible a las cuales están asociados principalmente la transferencia de calor, reacciones químicas, fricción y expansiones sin restricción. El conocimiento de estos elementos permitirá un uso más efectivo de la fuente de energía. Asimismo la información generada podrá ser usada en el diseño de nuevos sistemas más eficientes o permitirá incrementar la eficiencia de los sistemas existentes.

Finalmente, el análisis exergético ayuda a entender el comportamiento de una central de ciclo combinado e identifica posibles puntos de mejora para incrementar la eficiencia.

Bibliografía.

1. Moran, M.J. & Shapiro, H. N. (2006). Fundamentals of Engineering Thermodynamics. (5^a. Ed.) USA: John Wiley and Sons.
2. Cengel, Y. A. & Boles, M. A. (2012). Termodinámica. (7^a. Ed.). Mexico: McGraw Hill.
3. Horlock, J. H. (2003). Advanced Gas Turbines Cycles. (1^a. Ed.). UK: Elsevier Science Ltd.
4. Cohen, H. & Rogers, G. & Saravanamuttoo, H. (1996). Gas Turbine Theory. (4^a. Ed.). England: Longman Group Limited.
5. Kehlhofer, R. (1997). Combined - Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants. (2^a. Ed.) England: Pennwell.
6. Blank, L. T. & Tarquin, J. A. (1999). Ingeniería Económica. (4^a. Ed.). México: McGraw Hill.
7. Mataix, C. (1991). Turbomáquinas Térmicas. (3^a. Ed.). España: Dossat.
8. Bejan, A. (2006). Advanced Engineering Thermodynamics. (3^a. Ed.). USA: John Wiley & Sons.
9. Bejan, A. & Tsatsaronis, G. & Moran, M. (2006). Thermal Design and Optimization. USA: John Wiley & Sons.
10. Kotas, T. J. (2005). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. (2^a. Ed.). England: Krieger Publishing Company.
11. Haar, L. & Gallagher, J. (1985). Tablas de Vapor (1^a. Ed.). México: Interamericana.
12. Haswood, R.W. (1999) Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración. (2^a. Ed.). México: Limusa.
13. Bathie, W. W. (1987) Fundamentos de turbinas de Gas (1^a. Ed.). México: Limusa.
14. Coss Bu, R. (2008) Análisis y Evaluación de Proyectos de Inversión. (2^a. Ed). Mexico: Limusa.
15. Ahern, J. E, (1980) The Exergy Method of Energy Systems Analysis. (1^a. Ed.). USA: John Wiley & Sons.
16. Gómez, J. L. & Monleon, M. & Ribes, A. (1990) Termodinámica: Análisis Exergético. (1^a. Ed.). España: Reverte.
17. Wark, K. & Richards, D. E. (2001) Termodinámica (6^a. Ed.). España: McGraw Hill/ Interamericana.
18. Borel, L. & Favrat, D. Thermodynamics and Energy Systems Analysis (1^a. Ed.). Italia: EPFL Press.
19. Comisión Federal de Electricidad. Subdirección de Programación. (2011) Costos y Parámetros de Referencia para la Formulación de Proyectos de Inversión en el Sector Eléctrico. (31^a. Ed.). México.

Abreviaciones.

A.A.	Agua de alimentación.
AP	Alta presión.
ASHRAE	American society of heating and refrigerating air conditioning engineers.
ANSI	American national standard institute.
ASME	American society of mechanical engineers.
BWR	Reactor de agua hirviente.
CC	Ciclo combinado.
CCI	Central de combustión interna.
CD	Central diesel.
CO ₂	Bióxido de carbono.
CT	Central termoeléctrica.
DLN	Dry low NOx.
EPA	Environmental protection agency.
GNL	Gas natural licuado.
GVRC	Generador de vapor por recuperación de calor.
HI	Hydraulic Institute.
HR	Heat rate.
HRSG	Generador de vapor por recuperación de calor.
LHV	Lower heating value.
NOx	Óxidos de nitrógeno.
NPSH	Carga neta de succión positiva.
ORV	Vaporizador de rack abierto.
PCI	Poder calorífico inferior.
PEMEX	Petróleos mexicanos.

PI	Presión intermedia.
PWR	Reactor de agua presurizada.
rvs	Regulador de vapor de sellos.
rfa	Relacion aire - combustible
SCD	Sistema de control distribuido.
SO ₂	Bióxido de azufre.
TAP	Turbina de alta presión.
TBP	Turbina de baja presión.
TG	Turbina de gas.
TGNL	Terminal de gas natural licuado.
TV	Turbina de vapor.
TPI	Turbina de presión intermedia.
VC	Volumen de control.

Simbología.

Simbolo	Descripción	Unidades
A	Area.	m ²
η	Eficiencia	-
h	Entalpía	kJ/kg
e	Energía especifica	kJ/kg
E	Energía	kJ
ϵ	Exergía	kJ/kg
ϵ_f	Exergía física	kJ/kg
ϵ_q	Exergía química	kJ/kg
ϵ_v	Rendimiento exergético de un ventilador	-
ϵ_c	Rendimiento exergético de un compresor	-
ϵ_B	Rendimiento exergético de una bomba.	-
\dot{E}_D	Tasa de destrucción de exergía	MW
Ec	Energía cinética	kJ
\dot{E}_L	Tasa de pérdida de exergía	MW
Ep	Energía Potencial	kJ
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
h	Entalpía especifica	kJ/kg
\bar{h}	Entalpía (base molar)	kJ/kmol
H ⁺	Constante	-
m	Masa	kg
\dot{m}	Caudal másico	kg/s

P	Presión	Pa
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo	W
\bar{R}	Constante universal de los gases	kJ/kmol K
ρ	Densidad	kg/m ³
s	Entropía específica	kJ/kg K
S	Entropía	kJ/K
\dot{S}	Tasa de transferencia de entropía	kW/K
\bar{s}	Entropía (base molar)	kJ/kmol K
S ⁺	Constante	-
T	Tiempo	s
T	Temperatura	K
U	Energía interna	J
u	Energía interna por unidad de masa	kJ/kg
v	Volumen específico	m ³ /kg
v	Velocidad	m/s
\dot{W}	Trabajo desarrollado por unidad de tiempo	W
y _L	Relación de pérdida de exergía	-
y _D	Relación de destrucción de exergía.	-
z	Elevación con respecto a una referencia	m

Índice de tablas.

Tablas	Descripción	Página
Tabla 1.1	Proyección de la generación de electricidad neta de países pertenecientes a la OECD (Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico) y no pertenecientes a la OECD, por fuente de generación (trillones de kWh)	2
Tabla 1.2	Valores típicos para la eficiencia y el régimen térmico para centrales en función de la tecnología.	24
Tabla 3.1	Ecuaciones para el balance de masa correspondientes a los principales equipos que integran la repotenciación.	41
Tabla 3.2.	Resultados de la aplicación de las ecuaciones incluidas en la tabla no. 3.1 para la condición de 100% de carga con sinergia.	41
Tabla 3.3	Ecuaciones para el balance de energía correspondientes a los principales equipos que integran la repotenciación.	44
Tabla 3.4	Potencias de la turbina de vapor para los diferentes porcentajes de carga.	47
Tabla 3.5	Resumen del comportamiento del condensador y de las bombas de condensado y agua de alimentación para las diferentes condiciones de carga.	51
Tabla 3.6	Resumen del comportamiento de los principales componentes del ciclo de gas.	60
Tabla 3.7	Resumen del comportamiento del ciclo combinado.	63
Tabla 4.1	Eficiencia exergética de los equipos para diferentes condiciones de carga.	110
Tabla 4.2	Ecuaciones para la determinación de la destrucción de exergía en los diferentes componentes de la repotenciación.	111
Tabla 4.3	Valores de destrucción de exergía en cada componente y para diferentes valores de carga de la unidad.	112
Tabla 4.4	Costos de inversión para cada uno de los conceptos de obra.	113

Índice de figuras.

Figura.	Descripción.	Página.
Figura 1.1	Diagrama de proceso de una central convencional	5
Figura 1.2	Diagrama de proceso de una central turbogas	6
Figura 1.3	Diagrama de proceso de una central de ciclo combinado	8
Figura 1.4	Diagrama de proceso de una central de combustión interna	10
Figura 1.5	Diagrama de proceso de una central carboeléctrica convencional	13
Figura 1.6	Diagrama de proceso de una central nuclear	16
Figura 1.7	Diagrama de proceso de una central hidroeléctrica	17
Figura 1.8	Diagrama de proceso de una central geotermoeléctrica	19

Anexos o apéndices.

Anexos.	Descripción.	Página.
Anexo A.1	Balance Térmico de la central convencional Manzanillo I. 300 MW, 100% de carga.	132
Anexo A.2	Diagrama de componentes del ciclo combinado.	133
Anexo A.3	Diagrama del sistema de agua de sinergia	134
Anexo A.4	Estados termodinámicos de los flujos a diferentes porcentajes de carga.	135
Anexo A.5	Exergías física, química, total y tasa de exergía total para diferentes condiciones de carga.	143
Anexo A.6	Sistemas complementarios de la repotenciación.	151

Anexo A.1 Diagrama de la Central Termoeléctrica Manzanillo I (convencional)

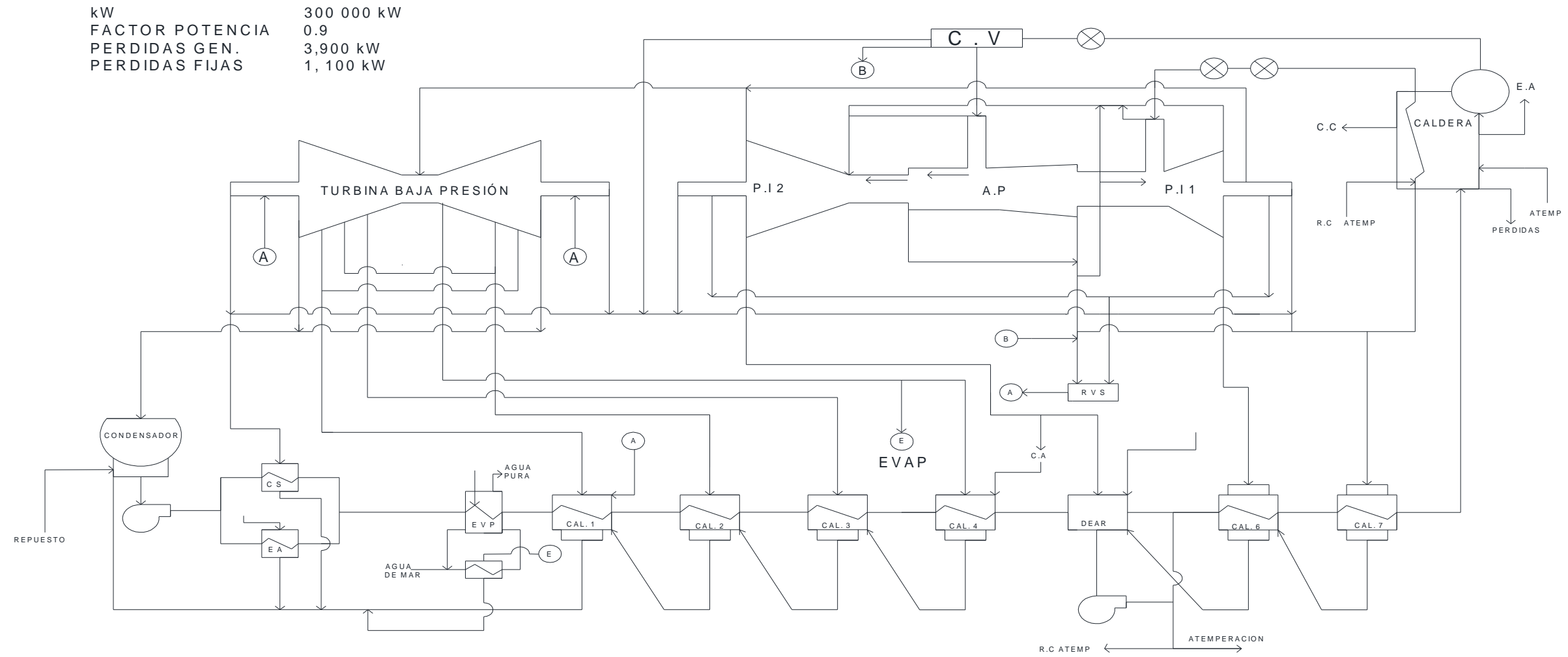


FIGURA 2.1 DIAGRAMA DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA MANZANILLO I (CONVENCIONAL)

Anexo A.2 Modulo I Arreglo del ciclo combinado con sinergia

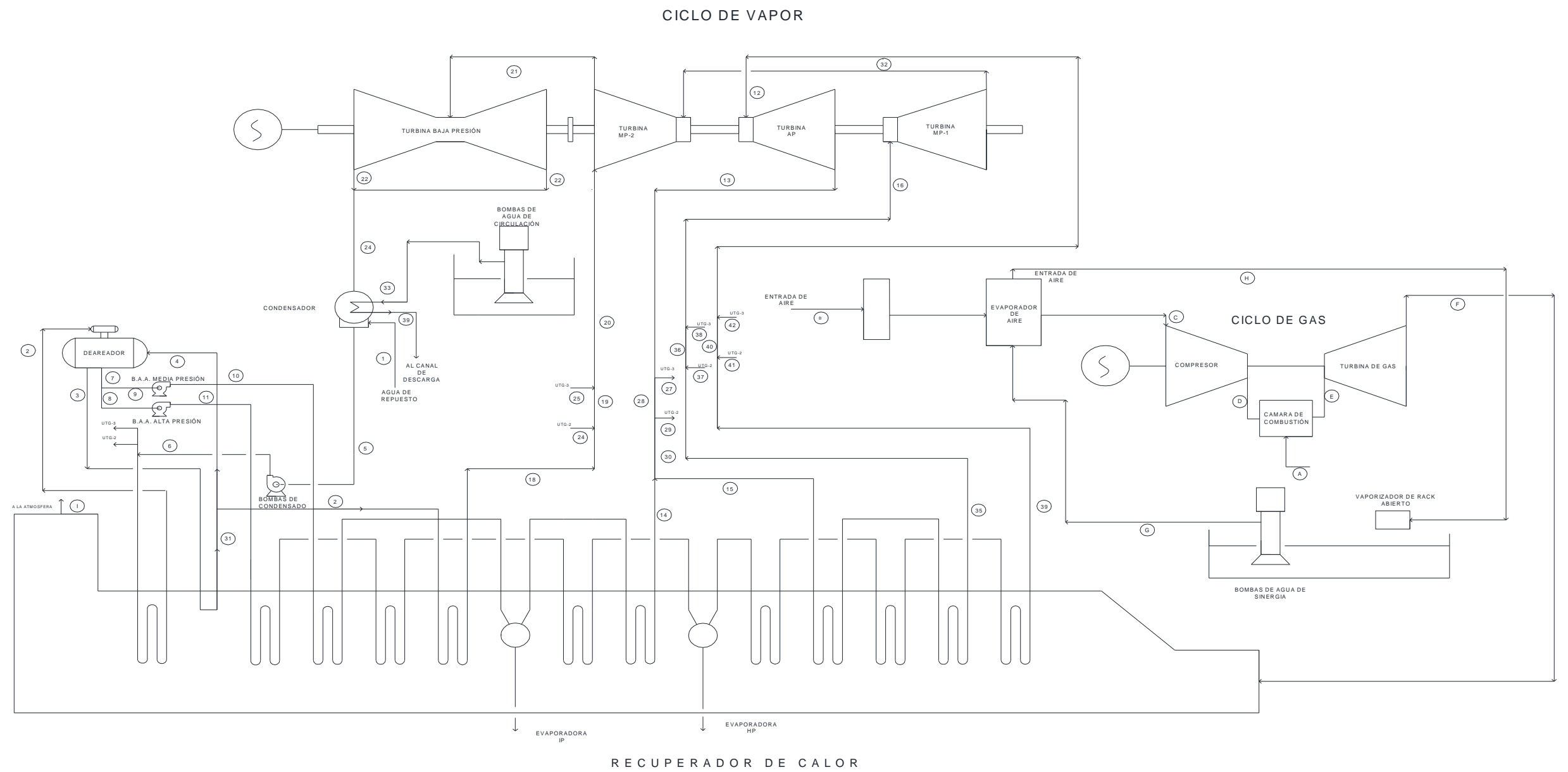


FIGURA 2.2 MODULO 1 ARREGLO DEL CICLO COMBINADO CON SINERGIA

Anexo A.3 Diagrama de flujo de proceso del sistema de agua de sinergia

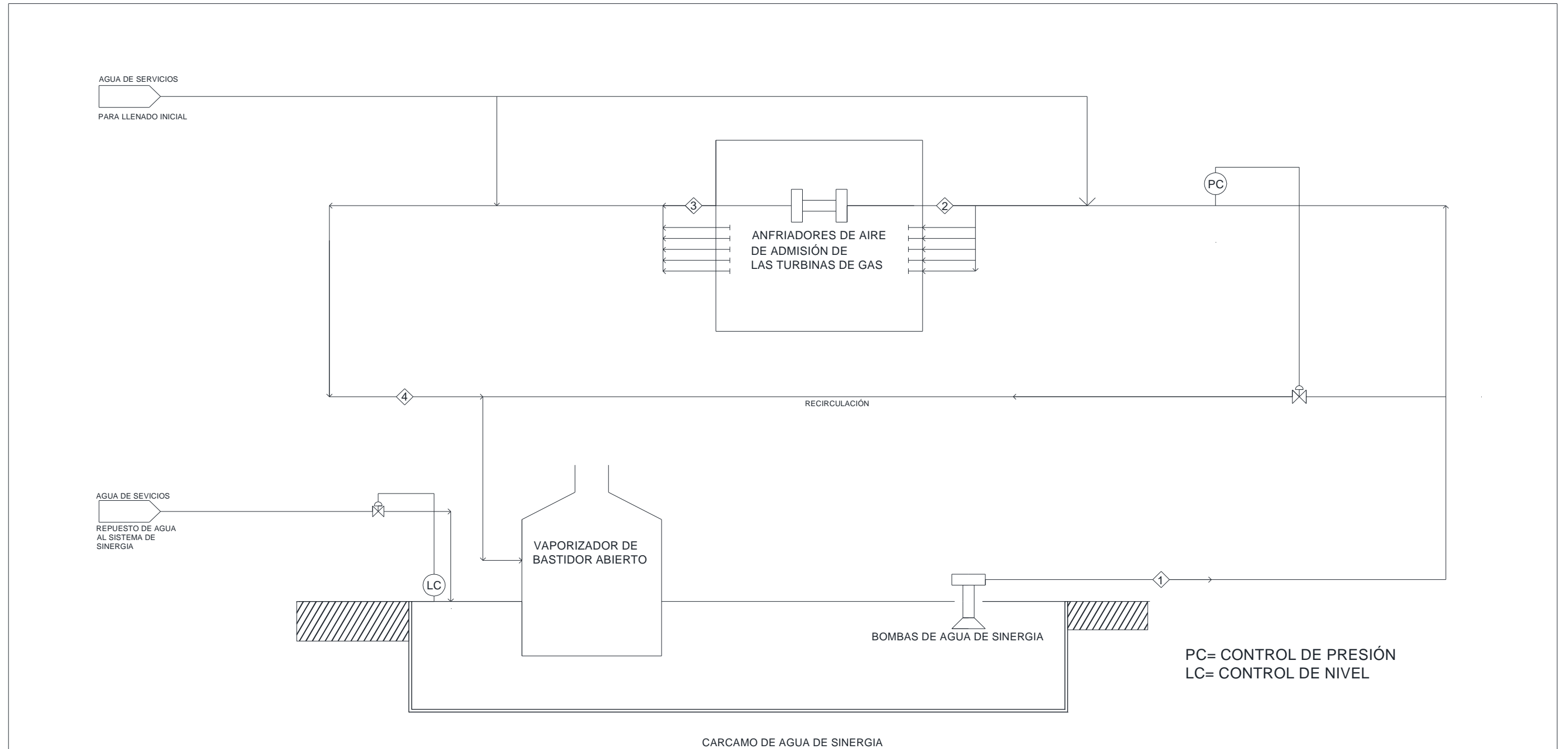


FIGURA No. 2.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DEL SISTEMA DE AGUA DE SINERGIA

Anexo A.4 Estados termodinámicos de los flujos a diferentes porcentajes de carga.

Estados termodinámicos de los flujos 100 % de carga condiciones de verano								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε (kJ/kg)
A	gas natural	8.853	25.000	21.990	49178.000		-	487.919
B	Aire	406.417	32.000	1.010	305.220		-	0.000
C	Aire	406.417	32.000	1.010	305.220		-	0.000
D	aire comp.	353.664	401.000	16.200	685.772	201.078	-	383.644
E	prod.comb	362.516	1296.000	16.200	1547.881	232.098	-	1200.66
F	prod.comb	415.269	618.000	1.042	675.326	235.069	-	1428.504
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
I	prod.comb.	415.269	110.000	1.010	100.476	208.019	-	1147.528
1	liq.subenf.	3.125	25.000	0.147	104.778	0.367	0.001	0.238
2	liq.subenf.	69.027	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
3	liq.subenf.	9.042	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
4	liq.subenf.	0.789	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
5	liq.subenf.	207.056	44.170	0.147	184.887	0.628	0.001	0.886
6	liq.subenf.	207.056	44.170	28.730	187.386	0.626	0.001	3.720
7	liq.subenf.	58.962	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
8	liq.subenf.	49.742	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
9	liq.subenf.	9.220	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
10	liq.subenf.	9.220	177.600	56.730	754.991	2.110	0.001	118.696
11	liq.subenf.	49.742	177.600	185.220	761.932	2.093	0.001	130.642
12	v.sobrec.	151.528	537.400	132.400	3433.856	6.556	0.026	1440.803
13	v.sobrec.	147.583	367.100	42.030	3133.039	6.626	0.065	1118.626
14	v.sobrec.	9.361	339.400	40.430	3067.216	6.537	0.064	1079.839
15	v.sobrec.	58.556	360.650	40.430	3120.526	6.623	0.090	1106.997
16	v.sobrec.	175.694	537.300	35.500	3534.186	7.257	0.103	1327.132
17	liq.subenf.	8.253	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
18	v.sobrec.	8.253	234.100	8.886	2943.348	8.029	0.254	500.687
19	v.sobrec.	16.505	234.000	8.886	2943.348	8.029	0.254	500.687
20	v.sobrec.	24.761	231.600	8.175	2909.369	6.950	0.275	796.026
21	v.sobrec.	203.444	321.100	8.030	3101.655	7.309	0.336	878.733
22	v.humedo	101.722	44.170	0.092	2303.541	7.309	0.063	80.618
23	v.humedo	101.722	44.170	0.092	2303.541	7.309	0.063	80.618
24	v.humedo	203.555	44.170	0.092	2303.541	7.309	0.063	80.618
25	v.sobrec.	8.253	234.100	8.886	2911.928	6.918	0.254	808.350

Estados termodinámicos de los flujos 100 % de carga condiciones de verano (continuación).								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε (kJ/kg)
26	v.sobrec.	8.253	234.100	8.886	2911.928	6.918	0.254	808.350
27	v.sobrec.	49.194	364.700	40.430	3130.507	6.639	0.068	1112.219
28	v.sobrec.	98.389	367.100	40.430	3136.369	6.648	0.068	1115.273
29	v.sobrec.	49.194	364.700	40.430	3130.507	6.639	0.068	1112.219
30	v.sobrec.	49.194	364.700	40.430	3130.507	6.639	0.068	1112.219
31	liq.subenf.	9.041	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
33	liq.subenf.	12881.110	30.000	1.900	125.834	0.437	0.001	0.116
34	liq.subenf.	12881.110	38.680	1.100	162.028	0.555	0.001	0.303
35	v.sobrec.	58.556	539.600	38.310	3536.610	7.226	0.095	1339.137
36	v.sobrec.	117.111	539.600	38.310	3536.610	7.226	0.095	1339.137
37	v.sobrec.	58.556	539.600	38.310	3536.610	7.226	0.095	1339.137
38	v.sobrec.	58.556	539.600	38.310	3536.610	7.226	0.095	1339.137
39	v.sobrec.	50.500	542.900	143.400	3567.389	7.710	0.260	1222.163
40	v.sobrec.	101.000	542.900	143.400	3567.389	7.710	0.260	1222.163
41	v.sobrec.	50.500	542.900	143.400	3567.389	7.710	0.260	1222.163
42	v.sobrec.	50.500	542.900	143.400	3567.389	7.710	0.260	1222.163
44	v.sobrec.	175.694	362.171	817.500	3187.633	7.441	0.354	924.522

(1) los valores de la entropía de los estados D,E,F e I están expresados en kJ/kmol K

Estados termodinámicos de los flujos 100 % de carga condiciones de verano con sinergia								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
A	gas natural	9.461	25.000	21.990	49178.000		-	527.93
B	Aire	429.278	32.000	1.010	305.220		-	0.000
C	Aire	429.278	19.800	1.010	293.110		-	0.000
D	aire comp.	429.278	387.000	15.310	670.470	200.878	-	385.778
E	prod.comb	383.017	1289.600	14.700	1534.760	232.758	-	1163.94
F	prod.comb	438.739	608.700	1.030	662.296	234.809	-	1419.693
G	liq.comp.	1385.000	6.500	10.831	28.381	0.099	0.001	-
H	liq.comp.	1385.000	17.000	5.330	71.817	0.253	0.001	-
I	prod.comb.	438.739	111.900	1.010	102.230	208.154	-	1147.854
1	liq.subenf.	2.686	25.000	0.147	104.778	0.367	0.001	0.238
2	liq.subenf.	69.630	174.000	10.370	736.763	2.081	0.001	109.317
3	liq.subenf.	7.960	174.000	9.500	736.716	2.081	0.001	109.240
4	liq.subenf.	0.073	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.201
5	liq.subenf.	208.916	44.610	0.150	186.722	0.633	0.001	0.950
6	liq.subenf.	208.916	44.610	28.200	189.176	0.632	0.001	3.740
7	liq.subenf.	61.694	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.170
8	liq.subenf.	50.981	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.170
9	liq.subenf.	10.700	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.170
10	liq.subenf.	10.700	176.000	42.280	747.221	2.096	0.001	115.107
11	liq.subenf.	50.981	178.000	143.900	761.403	2.102	0.001	127.366
12	v.sobrec.	155.083	528.400	134.500	3407.738	6.517	0.025	1426.586
13	v.sobrec.	151.167	360.400	43.040	3114.259	6.586	0.063	1111.930
14	v.sobrec.	10.590	400.000	39.470	3216.625	6.781	0.074	1155.036
15	v.sobrec.	59.650	479.000	37.810	3399.954	7.057	0.089	1253.990
16	v.sobrec.	181.167	528.900	36.380	3514.319	7.222	0.099	1318.158
17	liq.subenf.	7.880	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.170
18	v.sobrec.	7.880	207.000	7.722	2856.217	6.868	0.276	768.079
19	v.sobrec.	15.770	207.000	7.722	2856.217	6.868	0.276	768.079
20	v.sobrec.	23.650	207.000	7.722	2856.217	6.868	0.276	768.079
21	v.sobrec.	211.000	315.300	8.287	3088.858	7.273	0.322	876.921
22	v.humedo	103.125	44.000	0.092	2293.701	7.273	14.059	81.764
23	v.humedo	103.125	44.000	0.092	2293.701	7.273	14.059	81.764
24	v.humedo	206.250	44.000	0.092	2293.701	7.273	14.059	81.764
25	v.sobrec.	7.880	207.000	7.722	2856.217	6.868	0.276	768.079
26	v.sobrec.	7.880	207.000	7.722	2856.217	6.868	0.276	768.079
27	v.sobrec.	49.060	370.000	41.050	3142.162	6.650	0.067	1120.303

Estados termodinámicos de los flujos 100 % de carga condiciones de verano con sinergia (continuación).								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
28	v.sobrec.	98.130	370.000	41.050	3142.162	6.650	0.067	1120.303
29	v.sobrec.	49.060	370.000	41.050	3142.162	6.650	0.067	1120.303
30	v.sobrec.	49.060	370.000	41.050	3142.162	6.650	0.067	1120.303
31	liq.subenf.	7.880	174.000	8.757	736.677	2.081	0.001	109.170
33	liq.subenf.	12407.777	30.000	1.900	125.834	0.437	0.001	0.116
34	liq.subenf.	12407.777	39.330	1.100	164.744	0.563	0.001	0.364
35	v.sobrec.	59.656	538.000	35.470	3535.798	7.260	0.103	1328.011
36	v.sobrec.	119.312	538.000	35.470	3535.798	7.260	0.103	1328.011
37	v.sobrec.	59.656	538.000	35.470	3535.798	7.260	0.103	1328.011
38	v.sobrec.	59.656	538.000	35.470	3535.798	7.260	0.103	1328.011
39	v.sobrec.	50.472	539.000	134.900	3435.337	6.550	0.025	1444.115
40	v.sobrec.	100.949	539.000	134.900	3435.337	6.550	0.025	1444.115
41	v.sobrec.	50.472	539.000	134.900	3435.337	6.550	0.025	1444.115
42	v.sobrec.	50.472	539.000	134.900	3435.337	6.550	0.025	1444.115
44	liq.subenf.	181.166	337.688	8.432	3135.680	7.344	0.329	902.291

(1) los valores de la entropía de los estados D,E,F e I están expresados en kJ/kmolK

Estados termodinámicos de los flujos 75% de carga condiciones de verano								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
A	gas natural	7.091	25.000	21.990	49178.000		-	527931.60
B	aire	328.472	32.000	1.010	305.220		-	0.000
C	aire	328.472	32.000	1.010	305.220		-	0.000
D	aire comp.	285.837	406.000	11.690	690.912	204.027	-	357.814
E	prod.comb	292.928	1273.000	11.100	1517.160	234.705	-	1121.578
F	prod.comb	335.564	642.000	1.031	704.190	236.060	-	1444.915
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
I	prod.comb.	335.564	99.400	1.010	89.137	207.145	-	1145.265
1	liq.subenf.	2.598	25.000	0.138	104.777	0.367	0.001	0.237
2	liq.subenf.	58.580	171.600	9.500	726.204	2.057	0.001	105.929
3	liq.subenf.	6.210	177.600	9.500	726.204	2.057	0.001	105.929
4	liq.subenf.	0.774	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
5	liq.subenf.	175.750	42.030	0.138	175.938	0.599	0.001	0.602
6	liq.subenf.	175.750	42.030	30.600	178.621	0.598	0.001	3.591
7	liq.subenf.	54.920	171.600	9.500	726.204	2.057	0.001	105.929
8	liq.subenf.	46.294	177.600	9.500	726.204	2.057	0.001	105.929
9	liq.subenf.	8.626	177.600	9.500	726.204	2.057	0.001	105.929
10	liq.subenf.	8.626	177.600	35.200	753.861	2.113	0.001	116.681
11	liq.subenf.	43.770	177.600	158.000	760.453	2.097	0.001	128.125
12	v.sobrec.	131.333	538.000	115.900	3453.249	6.636	0.030	1435.723
13	v.sobrec.	127.944	370.500	36.980	3151.576	6.710	0.075	1111.500
14	v.sobrec.	7.358	330.800	35.410	3058.127	6.579	0.073	1058.117
15	v.sobrec.	49.990	361.586	35.410	3133.498	6.701	0.078	1096.321
16	v.sobrec.	153.805	538.000	31.080	3540.143	7.325	0.118	1312.521
17	liq.subenf.	5.436	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
18	v.sobrec.	5.436	233.800	9.023	2910.675	6.909	0.250	809.934
19	v.sobrec.	10.872	233.800	9.023	2910.675	6.909	0.250	809.934
20	v.sobrec.	16.308	228.700	6.954	2908.195	7.020	0.323	773.492
21	v.sobrec.	174.380	319.200	6.920	3100.156	7.374	0.389	857.399
22	v.humedo	87.190	42.030	0.082	2315.695	7.388	15.739	68.666
23	v.humedo	87.190	42.030	0.082	2315.695	7.388	15.739	68.666
24	v.humedo	174.380	42.030	0.082	2315.695	7.388	15.739	68.666
25	v.sobrec.	5.436	233.800	9.023	2910.675	6.909	0.250	809.934
26	v.sobrec.	5.436	233.800	9.023	2910.675	6.909	0.250	809.934

Estados termodinámicos de los flujos 75% de carga condiciones de verano (continuación).								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
27	v.sobrec.	42.638	366.900	35.410	3146.160	6.720	0.079	1102.910
28	v.sobrec.	85.277	366.900	35.410	3146.160	6.720	0.079	1102.910
29	v.sobrec.	42.638	366.900	35.410	3146.160	6.720	0.079	1102.910
30	v.sobrec.	42.638	366.900	35.410	3146.160	6.720	0.079	1102.910
31	liq.subenf.	6.210	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
33	liq.subenf.	12881.110	30.000	1.900	125.834	0.437	0.001	0.116
34	liq.subenf.	12881.110	37.420	1.100	156.764	0.538	0.001	0.195
35	v.sobrec.	51.278	540.200	33.560	3542.648	7.293	0.109	1324.669
36	v.sobrec.	102.555	540.200	33.560	3542.648	7.293	0.109	1324.669
37	v.sobrec.	51.278	540.200	33.560	3542.648	7.293	0.109	1324.669
38	v.sobrec.	51.278	540.200	33.560	3542.648	7.293	0.109	1324.669
39	v.sobrec.	43.770	543.000	125.200	3456.186	6.607	0.028	1447.571
40	v.sobrec.	87.540	543.000	125.200	3456.186	6.607	0.028	1447.571
41	v.sobrec.	43.770	543.000	125.200	3456.186	6.607	0.028	1447.571
42	v.sobrec.	43.770	543.000	125.200	3456.186	6.607	0.028	1447.571
44	liq.subenf.	153.444	340.470	7.100	3144.213	7.436	0.394	882.720

(1) los valores de la entropía de los estados D,E,F e I están expresados en kJ/kmol K

Estados termodinámicos de los flujos 50 % de carga condiciones de verano.								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
A	gas natural	5.328	25.000	21.990	49178.00		-	527.93
B	aire	264.660	32.000	1.010	305.220		-	0.000
C	aire	264.660	32.000	1.010	305.220		-	0.000
D	aire comp.	230.313	414.000	9.290	699.471	206.312	-	342.410
E	prod.comb	235.641	1215.000	8.825	1440.006	235.228	-	1041.647
F	prod.comb	269.994	649.000	1.024	712.635	236.375	-	1449.905
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	-
I	prod.comb	269.994	91.700	1.010	80.910	206.509	-	1143.942
1	liq.subenf.	2.118	25.000	0.129	104.776	0.367	0.001	0.236
2	liq.subenf.	47.660	169.500	9.500	717.022	2.037	0.001	103.064
3	liq.subenf.	4.405	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
4	liq.subenf.	0.842	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
5	liq.subenf.	142.972	39.830	0.129	166.743	0.570	0.001	0.287
6	liq.subenf.	142.972	39.840	33.000	169.698	0.569	0.001	3.548
7	liq.subenf.	43.523	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
8	liq.subenf.	36.170	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
9	liq.subenf.	7.169	177.600	9.500	752.526	2.116	0.001	114.308
10	liq.subenf.	7.169	177.600	15.000	752.810	2.115	0.001	114.806
11	liq.subenf.	36.170	177.600	112.000	757.937	2.103	0.001	123.839
12	v.sobrec.	108.250	537.400	96.130	3472.678	6.740	0.036	1423.386
13	v.sobrec.	105.472	371.800	30.660	3166.973	6.816	0.092	1094.672
14	v.sobrec.	5.814	318.000	29.450	3042.007	6.631	0.086	1026.129
15	v.sobrec.	43.536	340.838	29.450	3097.141	6.722	0.091	1053.341
16	v.sobrec.	126.972	537.300	25.700	3543.892	7.415	0.143	1288.624
17	liq.subenf.	3.564	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.814
18	v.sobrec.	3.564	230.200	9.285	2901.414	6.878	0.240	810.133
19	v.sobrec.	7.127	230.200	9.285	2901.414	6.878	0.240	810.133
20	v.sobrec.	10.692	221.800	5.667	2898.857	7.093	0.393	741.847
21	v.sobrec.	143.000	319.300	5.690	3103.108	7.468	0.475	831.636
22	v.humedo	71.500	39.840	0.073	2328.772	7.478	17.702	54.432
23	v.humedo	71.500	39.840	0.073	2328.772	4.478	17.702	969.882
24	v.humedo	143.000	39.840	0.073	2328.772	7.478	17.702	54.432
25	v.sobrec.	3.564	230.200	9.285	2901.417	6.878	0.240	810.136
26	v.sobrec.	3.564	230.200	9.285	2901.417	6.878	0.240	810.136
27	v.sobrec.	35.222	368.800	29.450	3162.389	6.826	0.096	1086.854
28	v.sobrec.	70.444	368.800	29.450	3162.389	6.826	0.096	1086.854

Estados termodinámicos de los flujos 50 % de carga condiciones de verano (continuación).								
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	T(°C)	P(bara)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg K)	v(m ³ /kg)	ε(kJ/kg)
29	v.sobrec.	35.222	368.800	29.450	3162.389	6.826	0.096	1086.85
30	v.sobrec.	35.222	368.800	29.450	3162.389	6.826	0.096	1086.85
31	liq.subenf.	4.405	178.000	9.500	2775.087	6.603	0.204	767.81
33	liq.subenf.	12881.110	30.000	1.900	125.834	0.437	0.001	0.116
34	liq.subenf.	12881.110	36.100	1.100	151.248	0.520	0.001	0.111
35	v.sobrec.	42.556	540.000	27.880	3547.777	7.383	0.132	1302.30
36	v.sobrec.	85.111	540.000	27.880	3547.777	7.383	0.132	1302.30
37	v.sobrec.	42.556	540.000	27.880	3547.777	7.383	0.132	1302.30
38	v.sobrec.	42.556	540.000	27.880	3547.777	7.383	0.132	1302.30
39	v.sobrec.	36.167	542.400	104.10	3476.784	6.711	0.034	1436.40
40	v.sobrec.	72.333	542.400	104.10	3476.784	6.711	0.034	1436.403
41	v.sobrec.	36.167	542.400	104.10	3476.784	6.711	0.034	1436.40
42	v.sobrec.	36.167	542.400	104.10	3476.784	6.711	0.034	1436.40
44	v. sobrec	126.972	537.300	5.830	3142.942	7.523	0.479	854.68

(1) los valores de la entropía de los estados D,E,F e I están expresados en kJ/kmol K

Anexo A.5 Exergías física, química, total y tasa de exergía total para diferentes condiciones de carga.

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 100% de carga						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
A	gas natural	8.853	487.919	51383.65	51871.5690	459219.008
B	Aire	406.417	0.000	0	0.000	0
C	Aire	406.417	0.000	0	0.000	0
D	aire comp.	353.664	383.644	0	383.644	135680.918
E	prod.comb	362.516	1200.66	3.928	1204.588	436682.426
F	prod.comb	415.269	302.9164	3.928	306.844	127422.801
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
I	prod.comb.	415.269	1147.528	3.928	1151.456	478164.442
1	liq.subenf.	3.125	0.238	2.4979	2.736	8.5485468
2	liq.subenf.	69.027	114.308	2.4979	116.806	8062.781
3	liq.subenf.	9.042	114.308	2.4979	116.806	1056.149
4	liq.subenf.	0.789	767.814	2.4979	770.312	607.853
5	liq.subenf.	207.056	0.886	2.4979	3.384	700.587
6	liq.subenf.	207.056	3.720	2.4979	6.218	1287.520
7	liq.subenf.	58.962	114.308	2.4979	116.806	6887.127
8	liq.subenf.	49.742	114.308	2.4979	116.806	5810.174
9	liq.subenf.	9.220	114.308	2.4979	116.806	1076.953
10	liq.subenf.	9.220	118.696	2.4979	121.194	1117.408
11	liq.subenf.	49.742	130.642	2.4979	133.140	6622.635
12	v.sobrec.	151.528	1440.803	2.4979	1443.301	218700.083
13	v.sobrec.	147.583	1118.626	2.4979	1121.124	165458.801
14	v.sobrec.	9.361	1079.839	2.4979	1082.337	10131.860
15	v.sobrec.	58.556	1106.997	2.4979	1109.495	64967.054
16	v.sobrec.	175.694	1327.132	2.4979	1329.630	233608.478
17	liq.subenf.	8.253	767.814	2.4979	770.312	6357.155
18	v.sobrec.	8.253	500.687	2.4979	503.185	4152.637
19	v.sobrec.	16.505	500.687	2.4979	503.185	8305.073
20	v.sobrec.	24.761	796.026	2.4979	798.524	19772.332
21	v.sobrec.	203.444	878.733	2.4979	881.231	179281.414
22	v.humedo	101.722	80.618	2.4979	83.116	8454.764
23	v.humedo	101.722	80.618	2.4979	83.116	8454.764
24	v.humedo	203.555	80.618	2.4979	83.116	16918.688
25	v.sobrec.	8.253	808.350	2.4979	810.847	6691.681
26	v.sobrec.	8.253	808.350	2.4979	810.847	6691.681
27	v.sobrec.	49.194	1112.219	2.4979	1114.716	54837.804
28	v.sobrec.	98.389	1115.273	2.4979	1117.771	109975.946
29	v.sobrec.	49.194	1112.219	2.4979	1114.716	54837.804
30	v.sobrec.	49.194	1112.219	2.4979	1114.716	54837.804
31	liq.subenf.	9.041	767.814	2.4979	770.312	6964.392

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 100% de carga (continuación)						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
33	liq.subenf.	12881.110	0.116	2.4979	2.614	33666.391
34	liq.subenf.	12881.110	0.303	2.4979	2.801	36075.158
35	v.sobrec.	58.556	1339.137	2.4979	1341.635	78560.098
36	v.sobrec.	117.111	1339.137	2.4979	1341.635	157120.330
37	v.sobrec.	58.556	1339.137	2.4979	1341.635	78560.098
38	v.sobrec.	58.556	1339.137	2.4979	1341.635	78560.098
39	v.sobrec.	50.500	1222.163	2.4979	1224.661	61845.375
40	v.sobrec.	101.000	1222.163	2.4979	1224.661	123690.750
41	v.sobrec.	50.500	1222.163	2.4979	1224.661	61845.375
42	v.sobrec.	50.500	1222.163	2.4979	1224.661	61845.375
44	v.sobrec.	175.694	924.522	2.4979	927.020	162871.863

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía 100% de carga con sinergia.						
Punto No.	Substancia	Flujo (kg/s)	ϵ_f (kJ/kg)	ϵ_q (kJ/kg)	ϵ (total) (kJ/kg)	Tasa de exergía total (kW)
A	gas natural	9.461	527.931	51383.65	51911.58	491135.470
B	aire	429.278	0.000	0	0.000	0
C	aire	429.278	0.000	0	0.000	0
D	aire comp.	429.278	385.778	0	385.778	165606.008
E	prod.comb	383.017	1163.94	3.928	1167.868	447313.297
F	prod.comb	438.739	294.557	3.928	298.485	130957.010
G	liq.comp.	1385.000	-	-	-	-
H	liq.comp.	1385.000	-	-	-	-
I	prod.comb.	438.739	1147.854	3.928	1151.782	505331.233
1	liq.subenf.	2.686	0.238	2.4979	2.736	7.347647
2	liq.subenf.	69.630	109.317	2.4979	111.815	7785.678
3	liq.subenf.	7.960	109.240	2.4979	111.738	889.435
4	liq.subenf.	0.073	109.201	2.4979	111.699	8.154
5	liq.subenf.	208.916	0.950	2.4979	3.448	720.364
6	liq.subenf.	208.916	3.740	2.4979	6.238	1303.253
7	liq.subenf.	61.694	109.170	2.4979	111.668	6889.255
8	liq.subenf.	50.981	109.170	2.4979	111.668	5692.954
9	liq.subenf.	10.700	109.170	2.4979	111.668	1194.849
10	liq.subenf.	10.700	115.107	2.4979	117.605	1258.369
11	liq.subenf.	50.981	127.366	2.4979	129.864	6620.614
12	v.sobrec.	155.083	1426.586	2.4979	1429.084	221627.057
13	v.sobrec.	151.167	1111.930	2.4979	1114.428	168464.239
14	v.sobrec.	10.590	1155.036	2.4979	1157.534	12258.281
15	v.sobrec.	59.650	1253.990	2.4979	1256.488	74949.530
16	v.sobrec.	181.167	1318.158	2.4979	1320.656	239258.789
17	liq.subenf.	7.880	109.170	2.4979	111.668	879.945
18	v.sobrec.	7.880	768.079	2.4979	770.577	6072.145
19	v.sobrec.	15.770	768.079	2.4979	770.577	12151.997
20	v.sobrec.	23.650	768.079	2.4979	770.577	18224.143
21	v.sobrec.	211.000	876.921	2.4979	879.419	185557.413
22	v.humedo	103.125	81.764	2.4979	84.262	8689.520
23	v.humedo	103.125	81.764	2.4979	84.262	8689.520
24	v.humedo	206.250	81.764	2.4979	84.262	17379.041
25	v.sobrec.	7.880	768.079	2.4979	770.577	6072.145
26	v.sobrec.	7.880	768.079	2.4979	770.577	6072.145
27	v.sobrec.	49.060	1120.303	2.4979	1122.801	55084.600
28	v.sobrec.	98.130	1120.303	2.4979	1122.801	110180.428
29	v.sobrec.	49.060	1120.303	2.4979	1122.801	55084.600
30	v.sobrec.	49.060	1120.303	2.4979	1122.801	55084.600
31	liq.subenf.	7.880	109.170	2.4979	111.668	879.945
33	liq.subenf.	12407.777	0.116	2.4979	2.614	32429.276
34	liq.subenf.	12407.777	0.364	2.4979	2.862	35508.824
35	v.sobrec.	59.656	1328.011	2.4979	1330.509	79372.824

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía 100% de carga con sinergia.						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
36	v.sobrec.	119.312	1328.011	2.4979	1330.509	158745.649
37	v.sobrec.	59.656	1328.011	2.4979	1330.509	79372.824
38	v.sobrec.	59.656	1328.011	2.4979	1330.509	79372.824
39	v.sobrec.	50.472	1444.115	2.4979	1446.613	73013.442
40	v.sobrec.	100.949	1444.115	2.4979	1446.613	146034.117
41	v.sobrec.	50.472	1444.115	2.4979	1446.613	73013.442
42	v.sobrec.	50.472	1444.115	2.4979	1446.613	73013.442
44	liq.subenf.	181.166	962.731	2.4979	965.229	174866.665

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 75 % de carga						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
A	gas natural	7.091	527.931	51383.65	51911.58	368105.025
B	aire	328.472	0.000	0	0.000	0
C	aire	328.472	0.000	0	0.000	0
D	aire comp.	285.837	357.814	0	357.814	102276.301
E	prod.comb	292.928	1121.578	3.928	1125.506	329692.221
F	prod.comb	335.564	321.070	3.928	324.998	109057.628
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
I	prod.comb.	335.564	1145.265	3.928	1149.193	385627.570
1	liq.subenf.	2.598	0.237	2.4979	2.735	7.104
2	liq.subenf.	58.580	105.929	2.4979	108.427	6351.654
3	liq.subenf.	6.210	105.929	2.4979	108.427	673.320
4	liq.subenf.	0.774	767.814	2.4979	770.312	596.067
5	liq.subenf.	175.750	0.602	2.4979	3.099	544.807
6	liq.subenf.	175.750	3.591	2.4979	6.089	1070.174
7	liq.subenf.	54.920	105.929	2.4979	108.427	5954.811
8	liq.subenf.	46.294	105.929	2.4979	108.427	5019.520
9	liq.subenf.	8.626	105.929	2.4979	108.427	935.291
10	liq.subenf.	8.626	116.681	2.4979	119.179	1028.038
11	liq.subenf.	43.770	128.125	2.4979	130.623	5717.385
12	v.sobrec.	131.333	1435.723	2.4979	1438.221	188886.268
13	v.sobrec.	127.944	1111.500	2.4979	1113.998	142529.792
14	v.sobrec.	7.358	1058.117	2.4979	1060.615	7804.005
15	v.sobrec.	49.990	1096.321	2.4979	1098.819	54929.953
16	v.sobrec.	153.805	1312.521	2.4979	1315.019	202256.498
17	liq.subenf.	5.436	767.814	2.4979	770.312	4187.417
18	v.sobrec.	5.436	809.934	2.4979	812.432	4416.382
19	v.sobrec.	10.872	809.934	2.4979	812.432	8832.764
20	v.sobrec.	16.308	773.492	2.4979	775.990	12654.841
21	v.sobrec.	174.380	857.399	2.4979	859.897	149948.763
22	v.humedo	87.190	68.666	2.4979	71.164	6204.803
23	v.humedo	87.190	68.666	2.4979	71.164	6204.803
24	v.humedo	174.380	68.666	2.4979	71.164	12409.607
25	v.sobrec.	5.436	809.934	2.4979	812.432	4416.382
26	v.sobrec.	5.436	809.934	2.4979	812.432	4416.382
27	v.sobrec.	42.638	1102.910	2.4979	1105.408	47132.400
28	v.sobrec.	85.277	1102.910	2.4979	1105.408	94265.907
29	v.sobrec.	42.638	1102.910	2.4979	1105.408	47132.400
30	v.sobrec.	42.638	1102.910	2.4979	1105.408	47132.400
31	liq.subenf.	6.210	767.814	2.4979	770.312	4783.561
33	liq.subenf.	12881.110	0.116	2.4979	2.614	33666.391
34	liq.subenf.	12881.110	0.195	2.4979	2.693	34687.025
35	v.sobrec.	51.278	1324.669	2.4979	1327.167	68054.073

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 75 % de carga (continuación).						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
36	v.sobrec.	102.555	1324.669	2.4979	1327.167	136108.147
37	v.sobrec.	51.278	1324.669	2.4979	1327.167	68054.073
38	v.sobrec.	51.278	1324.669	2.4979	1327.167	68054.073
39	v.sobrec.	43.770	1447.571	2.4979	1450.068	63469.496
40	v.sobrec.	87.540	1447.571	2.4979	1450.068	126938.993
41	v.sobrec.	43.770	1447.571	2.4979	1450.068	63469.496
42	v.sobrec.	43.770	1447.571	2.4979	1450.068	63469.496
44	liq.subenf.	153.444	882.720	2.4979	885.218	135831.723

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 50 % de carga						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
A	gas natural	5.328	527.931	51383.65	51383.65	276584.900
B	aire	264.660	0.000	0	0.000	0
C	aire	264.660	0.000	0	0.000	0
D	aire comp.	230.313	342.410	0	342.410	78861.440
E	prod.comb	235.641	1041.647	3.928	1045.575	246380.338
F	prod.comb	269.994	326.942	3.928	330.87	89332.914
G	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
H	liq.comp.	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
I	prod.comb.	269.994	1143.942	3.928	1147.870	309918.471
1	liq.subenf.	2.118	0.236	2.4979	2.734	5.791
2	liq.subenf.	47.660	103.064	2.4979	105.562	5031.086
3	liq.subenf.	4.405	114.308	2.4979	116.806	514.531
4	liq.subenf.	0.842	767.814	2.4979	770.312	648.294
5	liq.subenf.	142.972	0.287	2.4979	2.785	398.206
6	liq.subenf.	142.972	3.548	2.4979	6.045	864.331
7	liq.subenf.	43.523	114.308	2.4979	116.806	5083.756
8	liq.subenf.	36.170	114.308	2.4979	116.806	4224.880
9	liq.subenf.	7.169	114.308	2.4979	116.806	837.382
10	liq.subenf.	7.169	114.806	2.4979	117.304	840.952
11	liq.subenf.	36.170	123.839	2.4979	126.337	4569.617
12	v.sobrec.	108.250	1423.386	2.4979	1425.884	154351.961
13	v.sobrec.	105.472	1094.672	2.4979	1097.170	115720.961
14	v.sobrec.	5.814	1026.129	2.4979	1028.627	5980.231
15	v.sobrec.	43.536	1053.341	2.4979	1055.839	45967.124
16	v.sobrec.	126.972	1288.624	2.4979	1291.122	163936.578
17	liq.subenf.	3.564	767.814	2.4979	770.312	2745.238
18	v.sobrec.	3.564	810.133	2.4979	812.631	2896.055
19	v.sobrec.	7.127	810.133	2.4979	812.631	5791.834
20	v.sobrec.	10.692	741.847	2.4979	744.345	7958.233
21	v.sobrec.	143.000	831.636	2.4979	834.134	119281.198
22	v.humedo	71.500	54.432	2.4979	56.930	4070.498
23	v.humedo	71.500	969.882	2.4979	972.380	69525.173
24	v.humedo	143.000	54.432	2.4979	56.930	8140.996
25	v.sobrec.	3.564	810.136	2.4979	812.634	2896.066
26	v.sobrec.	3.564	810.136	2.4979	812.634	2896.066
27	v.sobrec.	35.222	1086.854	2.4979	1089.352	38369.358
28	v.sobrec.	70.444	1086.854	2.4979	1089.352	76738.717
29	v.sobrec.	35.222	1086.854	2.4979	1089.352	38369.358
30	v.sobrec.	35.222	1086.854	2.4979	1089.352	38369.358
31	liq.subenf.	4.405	767.814	2.4979	770.312	3393.533
33	liq.subenf.	12881.110	0.116	2.4979	2.614	33666.391
34	liq.subenf.	12881.110	0.111	2.4979	2.609	33608.490
35	v.sobrec.	42.556	1302.304	2.4979	1304.802	55526.481

Valores de exergías física, química, total y tasa de exergía total 50 % de carga (continuación)						
Punto No.	Substancia	Flujo	ϵ_f	ϵ_q	ϵ (total)	Tasa de exergía total
		(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
36	v.sobrec.	85.111	1302.304	2.4979	1304.802	111052.963
37	v.sobrec.	42.556	1302.304	2.4979	1304.802	55526.481
38	v.sobrec.	42.556	1302.304	2.4979	1304.802	55526.481
39	v.sobrec.	36.167	1436.403	2.4979	1438.901	52040.140
40	v.sobrec.	72.333	1436.403	2.4979	1438.901	104080.281
41	v.sobrec.	36.167	1436.403	2.4979	1438.901	52040.140
42	v.sobrec.	36.167	1436.403	2.4979	1438.901	52040.140
44	v. sobrec	126.972	854.687	2.4979	857.185	108838.704

Anexo A.6 Sistemas complementarios de la repotenciación.

A.6.1 Tornaflecha. (actual).

La función de este dispositivo es proporcionar un giro de 3 rev/min. al rotor del turbogruppo con el objeto de reducir al mínimo la deflexión que pudiera presentarse en el rotor debido al enfriamiento irregular de las partes de la turbina o a su propio peso, por lo tanto, se debe de poner en servicio antes de iniciar el rodado y después de un paro del turbogruppo.

A.6.2 Tornaflecha (ciclo combinado)

El alcance dentro de la conversión a ciclo combinado de la central abarca únicamente la inspección del existente y la rehabilitación del mismo en caso de requerirse.

A.6.3. Sistemas de drenajes y venteos de la caldera.

El sistema de drenajes y venteos de caldera es necesario para que la planta opere en ciclo cerrado. La función principal del mismo es evacuar los drenajes y venteos de las calderas, enviándolos hacia el cárcamo de purgas y de ahí hacia la fosa de neutralización.

El sistema de drenajes y purgas del HRSG recibe las corrientes de purgas continuas e intermitentes del HRSG los vapores producidos por el flasheo son venteados a la atmósfera, y las purgas hacia el cárcamo.

Este sistema de drenajes y purgas del HRSG está constituido por los siguientes elementos:

Tanque de purgas atmosférico

Cárcamo de purgas

Bombas de cárcamos de purgas

Tuberías, válvulas, accesorios de tuberías e instrumentación.

El sistema de drenajes y purgas del HRSG elimina las impurezas del agua en los evaporadores del HRSG.

Las purgas continuas e intermitentes de los domos de alta y media presión descargan a el tanque de purgas, una porción del flujo de purgas flashea como vapor y es venteado a la atmósfera del tanque de purgas. Adicionalmente los drenajes del HRSG son enviados en un cabezal común al tanque de purgas.

Es necesario antes de enviar el flujo de purgas resultante del tanque de purgas enfriarlo con agua de servicios hasta una temperatura de 60° C, una válvula de control controla el flujo de agua de ingreso al tanque. El efluente enfriado es enviado por gravedad al cárcamo de purgas y luego es bombeado a la fosa de neutralización existente.

4.6.4. Sistema de by pass de la turbina de vapor.

El sistema by pass tiene las siguientes funciones:

Optimizar tiempos de arranques en frío y en caliente, disparos de emergencia y rechazos de carga de la turbina de vapor de acuerdo a las nuevas condiciones de la turbina de vapor.

Iniciar el proceso de calentamiento para el arranque de la turbina de vapor sin limitar la carga de las unidades turbogás.

Regular en conjunto con las válvulas gobernadoras la entrada de vapor a la turbina durante arranques, tomas y rechazos de carga en ciertos rangos de operación y así evitar consumos excesivos de agua.

Mantener estables los niveles de los domos durante el evento de disparo de la turbina, para arranques más rápidos.

El sistema se conforma por los siguientes bypass:

Bypass de alta presión

Bypass de media presión

Bypass de baja presión

Bypass de la línea de arranque (TAL)

De forma general estos sistemas reducen los tiempos de arranque bajo condiciones frías y calientes. El sistema de bypass proporciona flujo continuo a través del sobrecalentador y recalentador, y además regula la presión del recalentador y sobrecalentador durante todo el arranque, manteniendo las transiciones térmicas del HRSG al mínimo.

Los componentes se describen a continuación:

Bypass de alta presión

Se tiene un bypass de alta presión por cada HRSG ubicado en el área de potencia. El vapor para el bypass de alta presión se toma de la línea de salida de vapor de alta presión de cada HRSG y la descarga se interconecta con la línea de recalentado frío de cada HRSG. Cada válvula reduce la presión y atempera el vapor a las condiciones del recalentado frío, con agua desmineralizada que proviene de una línea de la descarga de cada una de las bombas de alta presión a cada HRSG. Estas válvulas están localizadas cercanas a los HRSG.

Bypass de media presión

Se tiene un bypass de media presión (bypass de recalentado caliente) por cada HRSG a ubicarse en el área de potencia. El vapor para el bypass de media presión se toma de la línea de salida de vapor recalentado caliente de cada HRSG y la descarga se interconecta con un cabezal de vapor desobrecalentado el cual recolectará las descargas de cada uno de los bypass de media presión para enviar el vapor desobrecalentado hasta el condensador. Se considera que estas válvulas

serán dimensionadas para operar al 65% de carga total en el caso diseño de verano, considerando que este flujo es equivalente a la operación de las turbinas de gas operando en el límite de emisiones (al 44%). Cuando los recuperadores estén operando a 100% de carga y se presente un disparo de la turbina, el flujo restante se ventea a la atmósfera. Esta válvula de bypass reduce la presión del vapor recalentado caliente a la presión del condensador y por medio de una línea de agua proveniente del cabezal de la descarga de las bombas de condensado lo atempera y ya desobrecalentado lo envía hacia el condensador por medio de un cabezal que recolecta las líneas de cada uno de los HRSG del módulo uno.

Bypass baja presión

El vapor de baja presión proveniente de cada uno de los HRSG se envía a un cabezal de baja presión y en la cercanía del condensador este se desvía hacia el condensador por medio del bypass de baja presión, este arreglo es por módulo. Se tiene una válvula que reduce la presión del vapor de baja a la presión del condensador y por medio de una línea de entrada que proviene del cabezal de las bombas de condensado se atempera el vapor y ya atemperado el vapor se envía hacia el condensador.

Bypass recalentado frio

Esta línea se utiliza en los arranques en tibio, arranque en caliente, disparos y después de un rechazo de carga eléctrica. Durante arranques la válvula de control (TAL) debe mantenerse abierta hasta que la turbina de vapor alcance la carga de aproximadamente 9%. Después de esto, la válvula (TAL) deberá cerrarse, y la línea de vapor principal deberá cargarse para permitir el gradiente con el fin de asegurar flujo de vapor a través de la carcasa de alta la cual no causará el sobrecalentamiento del recalentado frio.

Durante disparos la válvula (TAL) deberá abrirse tan pronto como la carga baje a aproximadamente 10% y continuara abierta a bajas cargas hasta que la turbina de vapor se apague. Después de rechazos de carga eléctrica la válvula TAL estará abierta tan pronto como la válvula de control de vapor principal esté cerrada completamente con el fin de evacuar el vapor de la carcasa de alta presión.

El vapor de esta válvula se atempera con una línea de agua del cabezal de descarga de las bombas de condensado y ya atemperado se manda al condensado de su respectiva unidad.

4.6.5. Sistema de gas combustible

La función de este sistema es la de acondicionar el gas combustible a las condiciones requeridas por los quemadores de los turbogeneradores de gas para su adecuada operación.

El sistema consta de los siguientes elementos:

- Un sistema de regulación de la presión del gas a la presión requerida.
- Dos filtros separadores.
- Un calentador eléctrico de gas de carga total.
- Un separador purificador de gas combustible.
- Un patín de medición de gas combustible.
- Tuberías de interconexión de equipos, dispositivos de medición de presión y temperatura y dispositivos de alivio de presión.

Se cuenta con un sistema de este tipo para cada turbina de gas.

De los cabezales de suministro de gas combustible se derivan las alimentaciones hacia los quemadores de cada turbogenerador, pasando por los siguientes equipos: el sistema de regulación de presión, los separadores absolutos, el calentador eléctrico de arranque, el purificador, el medidor de flujo tipo Coriolis, la válvula de disparo hasta llegar al compartimiento de accesorios del módulo gas, de ahí a los quemadores.

A.6.6. Sistema de enfriamiento de auxiliares (seco – aroenfriador) para cada turbina de gas.

Este sistema tiene como función principal la de retirar el calor generado en operación de los sistemas auxiliares de los turbogeneradores de gas.

Este sistema de agua de enfriamiento está dispuesto para el enfriamiento del generador de la turbina, enfriadores de aceite de lubricación, los detectores de flama y torre dual secadora de gas. Este sistema es de tipo cerrado, tiene los siguientes componentes:

- Dos aero-enfriadores de tiro forzado.
- Dos bombas de agua de enfriamiento, una en operación otra de respaldo.
- Un tanque de expansión de agua de enfriamiento.

El agua fría es enviada hacia los distintos intercambiadores de calor de la turbina por medio de la bomba de agua de enfriamiento. Después de generarse la transferencia de calor, el agua caliente es retornada hacia los aroenfriadores donde es enfriada con aire. El agua fría es recirculada nuevamente hacia la turbina por la bomba cerrando el circuito de enfriamiento.

Se dispone de un tanque de expansión por medio del cual se hace la reposición periódica del agua de enfriamiento. Tanto la carga inicial de agua como la carga de mantenimiento a la unidad deberán ser con agua desmineralizada.

El sistema de enfriamiento auxiliar durante operación normal, del módulo de agua de enfriamiento se suministraran 352.72 m³/h (1553 gal/min) a una temperatura de 54 °C (máx.) y presión de 8.62 barg (máx.) a: los enfriadores de gas del generador 340.68 m³/h (1500 gal/min); así como 11.35 m³/h (50 gal/min) a las misma condiciones al enfriador del LCI y 0.68 m³/h (3 gal/min) al enfriador de hidrógeno de la torre dual secadora de gas.

El flujo de salida de los enfriadores de gas del generador, del enfriador del LCI y el enfriador de hidrógeno de la torre dual secadora de gas se interconectan, posteriormente alimentan 227.12 m³/h (1000 gal/min) a los enfriadores de aceite del sistema de aceite de lubricación y 1.36 m³/h (6 gal/min) a los enfriadores de los detectores de flama y el resto es desviado a el cabezal de retorno al módulo de agua de enfriamiento.

El flujo de salida de los enfriadores de aceite y de los enfriadores de los detectores de flama se conectan al cabezal de retorno al módulo de agua de enfriamiento a una temperatura de 63 °C y una presión de 8.62 barg (máx.).