



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES "ZARAGOZA"

TESIS CON EL TÍTULO:

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN CICLO COMBINADO EN
CONDICIONES OPERATIVAS Y DE DISEÑO.**

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

QUE PRESENTA:

MONTERROSAS NIETO FERNANDO

ASESOR:

DR. HERRERA TOLEDO RODOLFO ALBERTO

IZTAPALAPA, CDMX, 2020





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES "ZARAGOZA"

DIRECCIÓN

JEFE DE LA UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN
ESCOLAR
PRESENTE.

Comunico a usted que al alumno(a) **Monterrosas Nieto Fernando.** con número de cuenta **41410679-4** de la carrera **Ingeniería Química,** se le ha fijado el día **21** del mes de **Febrero** de **2020** a las **17:00 horas** para presentar su examen profesional, que tendrá lugar en la sala de exámenes profesionales del Campus II de esta Facultad, con el siguiente jurado:

PRESIDENTE	DR. RAFAEL SÁNCHEZ DIRZO
VOCAL	DR. RODOLFO ALBERTO HERRERA TOLEDO
SECRETARIO	I.Q. ÁNGEL GÓMEZ GONZÁLEZ
SUPLENTE	I.Q. ARTURO ENRIQUE MÉNDEZ GUTIÉRREZ
SUPLENTE	M. en I. ALEJANDRO JUVENAL GUZMÁN GÓMEZ

El título de la tesis que se presenta es: "Análisis exergético de un ciclo combinado en condiciones operativas y de diseño".

Opción de Titulación: Convencional

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
CDMX; a 27 enero de 2020.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

DR. VICENTE JESUS HERNANDEZ ABAD
DIRECTOR
DIRECCION

RECIBÍ:

OFICINA DE EXÁMENES PROFESIONALES
Y DE GRADO

Vo.Bo.

M. EN C. CESAR SAÚL VELASCO HERNÁNDEZ
JEFE DE LA CARRERA DE I.Q.

Agradecimientos.

No hay otras personas con las que pueda iniciar estas palabras de gratitud más que a la mujer de carácter inquebrantable, mi madre Patricia Nieto y al hombre que día a día me ha enseñado con el ejemplo la responsabilidad que un hombre debe poseer para presumirse de serlo, mi padre Enrique Monterrosas, sin los cuales este logro no sería posible les agradezco infinitamente sus consejos, apoyo y palabras de aliento cuando parecía sucumbir en el camino, no tengo palabras para describir cuanto les amo y cual grande es lo que me han brindado. A mis hermanos, Antonio y Enrique, que, sin saberlo, me inspiraban una sonrisa cuando más lo necesite, por esas tardes de juegos y anécdotas que quedan en mi memoria.

A la ingeniera, novia, amiga, compañera, cómplice y confidente Miriam Torres Torres, quien me acompañó en tantas noches de insomnio y quien me ayudaba a despejar dudas ante cualquier dificultad, la razón de haber conocido mis límites y poderlos superar para lograr lo que hoy aquí se culmina. Así mismo, les externo mi gratitud a los señores Isidro Torres y Rosa Torres, primero por haberme dado tan grande tesoro, su hija, y segundo su confianza.

Al ingeniero Moisés Romero Ureña, por haberme enseñado tantas lecciones en un aula o en una charla y abrir los panoramas que en su ausencia no deslumbraba y quien ahora me enorgullece llamar amigo.

A Eric R. Moreno Rodríguez, Alejandra Sánchez Reyes, Víctor Misael Crespo Campo quienes se volvieron parte de mi familia y con quienes hace más de una década puedo llamar en un día cualquiera con la seguridad de encontrar en sus palabras una inmensa tranquilidad y alegría.

A mis compañeros y amigos Amador Maya Cabrera, Daniel A. Pedraza Garduño, Rosa I. López López, Gonzalo C. García Beltrán, Fernando D. Barrera Lozano, Cesar A. Salas Hernández, Jaime Mejía Luengas, David Navarrete Medina, Blanca E. Arellano Carrillo, en quienes siempre pude encontrar un apoyo en los mejores y peores momentos de mi formación y a quienes agradezco tantos momentos de alegría y vivencias que quedaran marcadas en mi memoria.

Al Dr. Rodolfo Herrera por la compañía en este camino, la guía y los consejos tanto profesionales como personales que me ha brindado y de quien ahora me gusta pensar que obtengo una amistad.

A los ingenieros Ángel Gómez González, Benjamín Granados y Alejandro Juvenal Guzmán Gómez por su ayuda en la formación profesional y las charlas fuera del aula tan motivacionales.

Finalmente, pero no menos importante, a la Universidad Nacional Autónoma de México por darme tanto, en estos años que me cubrió en sus aulas y permitirme coincidir con tan maravillosas personas, que, aunque no haga mención las llevo muy presentes, por tan módica cantidad y a la que espero en un futuro no muy lejano,

poder devolver con todo el cariño que le tengo un poco de lo mucho que me obsequio.

Porque "Por mi raza hablara el espíritu" y mi espíritu se ha formado en azul y oro, pero sobre todo en la empatía al prójimo y la negación de la indiferencia del dolor de la raza que busco representar.

*"Que tu mente sea el punto donde intersectan
los pensamientos de las grandes mentes"*

Moisés Romero Ureña

Tesis realizada gracias al Programa UNAM-PAPIIT TA101018

This work was supported by UNAM-PAPIIT TA101018

Lista de figuras.....	8
Subíndices y otros.....	10
Introducción.....	11
Planteamiento del problema.....	14
Capítulo 1 Problemática actual, sistema de generación eléctrico.....	16
1.1 La reforma energética.....	16
1.2 CFE “Una empresa de clase mundial”.....	20
1.3 La termodinámica como respuesta a una problemática.....	24
Capítulo 2. Ciclos de Potencia.....	31
2.1 Ciclos de potencia de gas.....	32
2.1.1 El ciclo de Carnot.....	32
2.1.2 Ciclo Diésel.....	34
2.1.3 Ciclo Brayton.....	35
2.2 Ciclo de potencia de vapor.....	43
2.2.1 Ciclo de vapor de Carnot.....	43
2.2.2 Ciclo de Rankine de vapor.....	44
2.2.3 Ciclo de Rankine con recalentamiento.....	46
2.2.4 Ciclo Rankine regenerativo.....	48
Capítulo 3 Caso de estudio; Central Termoeléctrica “Valle de México”.....	51
3.1 Generalidades y operación de la Central Termoeléctrica Valle de México. .	51
Descripción del funcionamiento “paquete 4”.....	53
Operación en modo ciclo combinado.....	55
Operación en modo ciclo híbrido.....	56
Ciclo abierto.....	56
3.2 Metodología para el análisis exergético.....	57
Estados termodinámicos de los flujos para los balances de materia y energía.....	59
<i>Ciclo Brayton</i>	62
<i>Compresor de gases</i>	63
<i>Cámara de combustión</i>	66
<i>Turbina de gas</i>	69
<i>Post combustor</i>	70
<i>Tren de intercambiadores</i>	71

<i>Chimenea</i>	72
<i>Ciclo generador de vapor</i>	72
<i>Tren de intercambiadores</i>	72
<i>Turbina de vapor</i>	73
<i>Condensador</i>	74
Capítulo 4 Análisis exergético Central Termoeléctrica	78
4.1 Balances de exergía.....	79
4.2 Tratamiento de resultados.....	86
4.3 Análisis de resultados	92
4.4 Conclusiones	95
Bibliografía	98
Anexos.....	100
Glosario	117

Lista de figuras

Figura 1.1 Mercado Eléctrico esperado con la reforma.	17
Figura 1.2 Leyes de la termodinámica.	25
Figura 1.3 Reversibilidad de un sistema.	27
Figura 1.4 Representación de la pérdida de exergía por irreversibilidad en un proceso de generación de vapor	30
Figura 2.1 Clasificación de ciclos de potencia según su Fluido de trabajo.	31
Figura 2.2 Ciclo de Carnot. Diagrama a) P-v & b) T-s.	33
Figura 2.3 Ciclo de Carnot, flujo estacionario	34
Figura 2.4 Ciclo de Diésel. Diagrama a) P-v y b) T-s.	35
Figura 2.5 Ciclo Brayton ideal. Diagrama a) T-s y b) P-v.	36
Figura 2.6 Ciclo Brayton Regenerativo.	37
Figura 2.7 Diagrama de ciclo Brayton con Regeneración.	39
Figura 2.8 Ciclo de Brayton cerrado.	41
Figura 2.9 Ciclo de Brayton con inter enfriamiento, calentamiento y regeneración	42
Figura 2.10 Esquema de Turbina real.	43
Figura 2.11 Diagrama T-s. Ciclo Rankine	45
Figura 2.12 Ciclo Rankine ideal	46
Figura 2.13 Diagrama T-s. Ciclo Rankine con recalentamiento	47
Figura 2.14 Turbina de vapor con recalentamiento	48
Figura 2.15 Diagrama T-s de un ciclo Rankine	48
Figura 2.16 Ciclo Rankine.	50
Figura 3.1 Vista satelital de las instalaciones. “C.C.H. Valle de México”	51
Figura 3.2 Configuraciones. “C.C.H. Valle de México”	57
Figura 3.3 Ciclo combinado “Valle de México”	61
Figura 3.4 Turbina de Gas operada con el ciclo Brayton.	62
Figura 3.5 Compresor de gases.	64
Figura 3.6 Cambio de estado en el agua.	66
Figura 3.7 Cámara de combustión	67
Figura 3.8 Turbina de Gas	70
Figura 3.9 Tren de intercambiadores para la producción de vapor.	71
Figura 3.10 Turbina de vapor con re-potencialización	74
Figura 3.11 Condensador de vapor	75
Figura 4.1 Clasificación de la exergía para sistemas PVT	79
Figura 4.2 Ciclo de Brayton	81

Lista de tablas

Tabla 1.1 Instalaciones productoras de electricidad en México 2009	21
Tabla 1.2 Productoras de electricidad en México 2017	21
Tabla 1.3 Indicadores Financieros CFE.....	22
Tabla 1.4 Combustibles para generación eléctrica.....	23
Tabla 3.1 “Inicio de operación de los equipos de la C.C.H. Valle de México	52
Tabla 3.2 “Rangos de operación para las turbinas de gas”	53
Tabla 3.3 “Componentes del ciclo Brayton”	59
Tabla 3.4 “Componentes del ciclo de vapor”	60
Tabla 3.5 “Características iniciales de flujos de entrada al Ciclo Brayton”:	62
Tabla 3.6 Composición del gas natural.....	63
Tabla 3.7 Combustión del gas natural	68
Tabla 3.8 Características del tren de intercambiadores.....	72
Tabla 3.9 Balance de materia y energía.....	76
Tabla 3.10 Trabajo, energía eléctrica y calor en el sistema.....	77
Tabla 4.1 Ecuaciones para el cálculo de exergía.....	80
Tabla 4.2 Exergía por equipo, configuración 1-1 (Diseño).	84
Tabla 4.3 Exergía por corriente, configuración 1-1 (Diseño).....	85

Lista de gráficas

Gráfica 1.1 Precio medio anual en consumidores de energía eléctrica	19
Gráfica 1.2. Precio mensual de energía eléctrica después de la reforma.....	20
Gráfica 1.3 Combustibles usados en la generación eléctrica.	23
Gráfica 4.1 Exergía de las corrientes de proceso ($B > 10\ 000$ kJ/s).....	86
Gráfica 4.2 Exergía de las corrientes de proceso ($10\ 000 < B < 100\ 000$ kJ/s)	87
Gráfica 4.3 Exergía de las corrientes de proceso ($100\ 000 < B$ kJ/s).....	87
Gráfica 4.4a Exergía de equipos de proceso ($1\ 000 > B_d$ kJ/s).....	89
Gráfica 4.4b Exergía de equipos de proceso ($1\ 000 > B_d$ kJ/s).....	89
Gráfica 4.5a Exergía de equipos de proceso ($1\ 000 < B_d < 6\ 000$ kJ/s)	90
Gráfica 4.5b Exergía de equipos de proceso ($1\ 000 < B_d < 6\ 000$ kJ/s)	90
Gráfica 4.6a Exergía de equipos de proceso ($10\ 000 < B_d$ kJ/s)	91
Gráfica 4.6b Exergía de equipos de proceso ($10\ 000 < B_d$ kJ/s)	91

Siglas y abreviaturas:

CCGT	Ciclo Combinado con turbina de Gas	MW	Mega Watt
CFE	Comisión Federal de Electricidad	η	Eficiencia
PNUMA	Programa de Naciones Unidas para el Medio Ambiente	H, h	Entalpía
HRSG	Caldera de recuperación de calor	S, s	Entropía
PEMEX	Petróleos Mexicanos	U, u	Exergía
SEN	Sistema Eléctrico Nacional	W	Trabajo
CENACE	Centro Nacional de Control de Energía	P	Presión
CANAME	Cámara Nacional de Manufacturas Eléctricas	T	Temperatura
PIE	Productor Independiente de Energía	v	Volumen
CRE	Comisión Reguladora de Energía	K	Kelvin
ECOM	Máquinas de Encendido por Compresión	kg	Kilogramos
CCH	Central Ciclo Híbrido	X	calidad
Rp	Relación de compresión	°C	Celsius
PI	Presión intermedia	B	Exergía de un proceso
AP	Alta Presión	MPa	Mega Pascal
BP	Baja Presión	Cp	Calor específico a presión constante
EES	Engineers Equationns Solver©	Cv	Calor específico a volumen constante
Q	Calor	m	Masa
SENER	Secretaria de Energía	PCI	Poder Calorífico Inferior

Subíndices y otros

0	Referencia	Punto	Cambio ($\dot{m}, \dot{h} \dots$)
I	Inicial	Minúscula	Específica ($h, s, u \dots$)
F	Final	Mayúscula	Total ($H, S, U \dots$)
D	Diferencial		

Introducción

Desde el inicio de la producción a gran escala de productos, todo proceso de producción sin importar cualquiera que sea, presenta fallas, errores en alguna parte del proceso (o varias) ocasionando que dicho proceso presente pérdidas.

Actualmente en la industria se busca erradicar estas fallas en el máximo posible tanto técnica como económicamente para evitar pérdidas monetarias y de producción, se han propuesto soluciones a través del tiempo para eliminar dichas fallas, como el mantenimiento preventivo o la adquisición de varios equipos que cumplan la misma función logrando con ello, posiblemente, mayor flexibilidad del sistema. Sin embargo, dichas soluciones en ocasiones no son económicamente factibles, por ejemplo, el mantenimiento preventivo se hace de forma periódica y programada a cualquier equipo de proceso, aunque dicho equipo en ocasiones no lo requiera.

Es por eso que se busca desarrollar metodologías que ayuden a resolver esta problemática, una de ellas es el análisis exergético o “de segunda ley”, del cual se hablará en el presente trabajo. Esta técnica permite “dar un tratamiento” de igual manera a balances de energía y de materia, logrando derrumbar la barrera inicial que entre ellas existe (unidades dimensionales) y permitiendo observar fenómenos que sólo se logran a través de este proceso (análisis exergético).

Bajo este contexto, la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza en colaboración con el área de Proyectos de Ahorro de Energía de la Facultad de Ingeniería ambas parte de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), cuenta con una base de datos sobre algunas plantas de generación eléctrica de Ciclo Combinado con Turbina de Gas (CCGT), que ha venido realizando en diferentes periodos a través de estudios realizados a la Comisión Federal de Electricidad (CFE), cuenta con memorias de cálculo y formatos para el levantamiento de datos de los equipos consumidores de energía y análisis de los ciclos combinados que permitirán el desarrollo del presente trabajo.

En una primera etapa del proyecto, se determinó las diferentes configuraciones de ciclos combinados tratando de ver si existen diferencias significativas entre los sistemas o se puede caracterizar a un sistema "base" que permita realizar comparaciones entre sistemas y permita enriquecer las conclusiones del trabajo.

Se inició el cálculo de las transferencias de energía de los ciclos combinados y se termina esta etapa con los balances de exergía para determinar las pérdidas de energía útil de cada equipo.

La presente obra iniciará narrando el contexto político-social del sector energético, su estatus actual y sus posibles desarrollo y soluciones a sus problemáticas desde el punto de vista de la ingeniería química. Este último punto dará pie a un segundo capítulo donde se analizarán los medios usados para la generación de energía eléctrica, algunos déficits y metodologías que ayudan a identificar los mismos y corregirlos. Para este punto del trabajo también se habrá definido el concepto de exergía y se cerrará el trabajo describiendo un sistema real y aplicándole un análisis de exergía.

Objetivo

Desarrollar el análisis de un CCGT de una planta de CFE configuración 1-1, con la información disponible de parámetros térmicos y eléctricos, con la finalidad de analizar el comportamiento exergetico del sistema y sus componentes.

Objetivos específicos

1. Recabar y organizar la información con el levantamiento de planta y la elaboración de formatos de los parámetros termodinámicos, condiciones de sitio, operación y mantenimiento necesarios para la realización de los pasos de la metodología.
2. Caracterizar la configuración 1-1 del ciclo combinado en sus parámetros de irreversibilidad y perdidas por localización in situ, para sistematizar la realización de los balances de energía y exergía para determinar la irreversibilidad local.
3. Construir una base de datos con los costos de combustible, energía eléctrica, mantenimiento de equipos, etc., que permita determinar los costos económicos.

Planteamiento del problema

En agosto de 2014 México aprobó las leyes secundarias que otorgaban el "SI" total a la Reforma Energética, la cual busca la transformación del marco regulatorio que fija las reglas y administra el mercado de la generación y distribución de la energía eléctrica. Los principales motivos que impulsan esta transformación son la eficiencia económica, protección al consumidor, protección del medio ambiente y justicia social al asegurar el abastecimiento del recurso. Ya que deben de cumplirse acuerdos nacionales e internacionales como el Plan Nacional de Desarrollo o los múltiples convenios firmados con el Programa de Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA), comprometidos con la sostenibilidad del planeta.

Lo anterior, constituye una gran oportunidad para el desarrollo del sector energético nacional ya que las proyecciones muestran que el gas natural seguirá siendo la fuente dominante de energía hasta el año 2029, lo que representa el 45% de la generación total, también se espera que la demanda de energía en México crezca en un 56% entre 2014 y 2029, según la Secretaria de Energía (SENER), impulsada principalmente por la expansión de la actividad económica, una población en crecimiento y el aumento de los niveles de vida. Los bajos precios del gas, los menores costos de capital, la mayor eficiencia y las emisiones mínimas de SO_x han llevado a un aumento significativo en el número de plantas **Ciclo Combinado por Turbina de Gas (CCGT)** que se están construyendo, por lo que se perfila como la tecnología que se utilizará en las siguientes décadas, por sus ventajas en los perfiles de carga, tiempo de respuesta para el suministro a la red eléctrica, además de costos competitivos en el mercado global.

No debe perderse de vista, que siempre existe una degradación natural por la operación de los componentes en los sistemas térmicos y mecánicos que integran la planta de generación eléctrica. Además, se presentan externalidades negativas como incremento en los costos de la energía suministrada, que conlleva a que los sistemas no se mantengan operando a condiciones cercanas a las que fueron diseñadas, bajo estas condiciones normalmente se tiene un mayor consumo de combustible ya que las pérdidas por irreversibilidad aumentarán en el CCGT, de no considerarse el análisis continuo y con una metodología que cuantifique este parámetro de calidad de energía, no se puede garantizar resultados positivos en un consumo racional de los recursos empleados, ya que bajo la premisa del agotamiento continuo de los combustibles fósiles, cada vez deben emplearse de mejor manera los recursos energéticos en todos los sistemas de generación eléctrica, incluidos los CCGT.

Es deseable en la actualidad los análisis de los ciclos combinados a través de metodologías termodinámicas avanzadas relacionadas con los campos de sostenibilidad aunado a las restricciones para las emisiones de gases de efecto invernadero. La normatividad ambiental cada vez es más restrictiva lo que conlleva a reutilizar el desperdicio de calor generado por estas centrales.

Para diseñar la configuración del CCGT, las empresas de ingeniería energética deben definir y analizar los parámetros de funcionamiento de la turbina de vapor y la caldera de recuperación de calor (HRSG). Por lo general, no todos los componentes de la planta de CCGT, son suministrados por el mismo proveedor esto representa que no es nada trivial optimizar las plantas existentes en el mundo, la metodología resultará en un menor impacto de combustible para las plantas de CFE, resultando en un consumo de combustible sustentable al disminuir la cantidad de recurso que tuvo que quemarse, disminuyendo así las toneladas de CO₂ emitidas a la atmósfera.

Capítulo 1

Problemática actual, sistema de generación eléctrico.

El pasado 21 de diciembre de 2013, en México entró en vigor la reforma en materia energética como consecuencia del paquete de reformas, que, junto a la laboral, la educativa, en telecomunicaciones y la financiera, por nombrar algunas, tenían como misión el crecimiento del país, así como el aumento en su competitividad y la calidad de vida de sus pobladores.

En palabras de Pedro Joaquín Coldwell, Secretario de Energía en el periodo de años de 2012 al 2018: *“La Reforma Energética es un paso decidido rumbo a la modernización del sector energético de nuestro país, sin privatizar las empresas públicas dedicadas a la producción y al aprovechamiento de los hidrocarburos y de la electricidad.”* En este caso, el presente trabajo abordará exclusivamente lo relacionado con la producción de electricidad a cargo de CFE.

1.1 La reforma energética.

La reforma energética posee varios y diversos objetivos y premisas fundamentales, algunas de las relacionadas a la producción de energía eléctrica son:

- Modernizar y fortalecer, sin privatizar, a Petróleos Mexicanos (PEMEX) y a la Comisión Federal de Electricidad (CFE) como empresas productivas del estado, 100% públicas y 100% mexicanas.
- Permitir que la nación ejerza, de manera exclusiva, la planeación y control del Sistema Eléctrico Nacional, en beneficio de un sistema competitivo que permita reducir los precios de la energía eléctrica.
- Atraer mayor inversión al sector energético para impulsar el desarrollo del país.
- Garantizar estándares internacionales de eficiencia, calidad y confiabilidad de suministro energético, así como transparencia y rendición de cuentas en las distintas actividades de la industria energética.
- Impulsar el desarrollo con responsabilidad social y ambiental.

Con este tipo de medidas y acciones, el gobierno en turno buscaba obtener, entre otras cosas, los siguientes beneficios inmediatos:

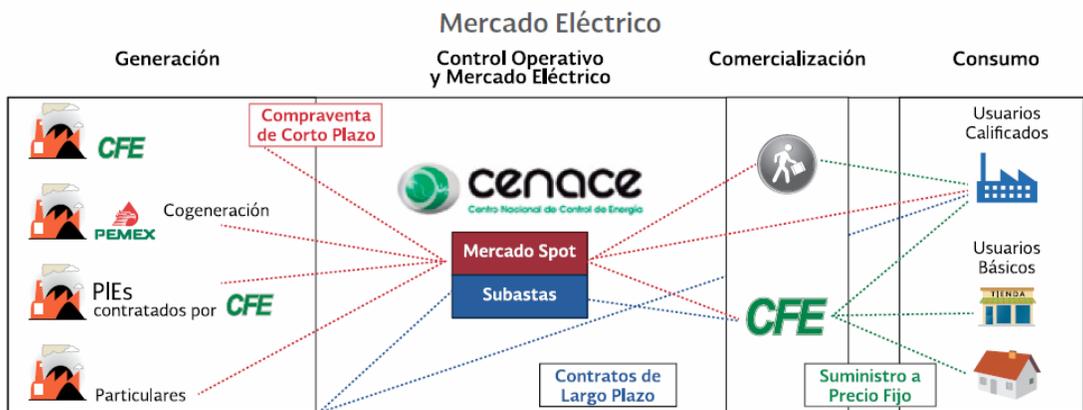
- Baja en tarifas eléctricas.
- Generar cerca de un punto porcentual más de crecimiento económico en 2018 y un aproximado de 2 puntos porcentuales para el año 2025.

- Sustituir las centrales eléctricas más contaminantes con tecnologías limpias y fomentar la utilización de gas natural en la generación eléctrica.

Dejando de lado el trasfondo político que dio origen a dicha reforma, la realidad es que, en comparación con otras naciones, las tarifas de México en materia de energía eléctrica son más elevadas, aún con un contexto económico similar. Así, por ejemplo, mientras en México el precio por kWh se ubica en un rango de 0.793 a 0.956 pesos, Argentina tiene un precio promedio de 0.66 pesos por kWh. Si además se toma en cuenta que la tarifa en México goza de un subsidio (aunque sólo para uso doméstico), el resultado es alarmante, pues de no contarse con este último beneficio las tarifas eléctricas resultarían aún más elevadas.

En la siguiente figura (1.1) podemos apreciar el mercado eléctrico de nuestro país, identificando fácilmente la gran participación e importancia de CFE.

Figura 1.1 Mercado Eléctrico esperado con la reforma.



Fuente: Sin autor reconocido.

En un servicio tan esencial para la actividad industrial, comercial y de servicios como lo es el eléctrico, causa una alarma en el desarrollo económico.

PEMEX y la CFE, a pesar de ser las mayores empresas públicas del país, presentan grandes retos y áreas de oportunidad en torno a su eficiencia y productividad. No obstante, estas áreas de oportunidad no eran aprovechadas debido, según expertos en materia política, a las bajas permisivas con las que contaban dichas empresas las cuales las limitaban al no permitir una flexibilidad para potenciar sus capacidades productivas y aumentar con ello su rentabilidad y la falta de colaboración con particulares

Pero entonces, ¿Qué representan estos cambios? Algunos de los principales cambios para la CFE son:

- El gobierno de la Republica deja de ser “administrador”, para asumir un rol de propietario. Dicho de otra forma, CFE adquiere un grado de autonomía para realizar actividades sin necesidad de que la república lo apruebe.
- El consejo administrativo contará con una nueva estructura organizacional y se encargará de definir la visión estratégica del corporativo, emitir políticas en materia de inversiones, plan de negocios y contrataciones, emitir su estatuto orgánico y vigilar y evaluar el desempeño de la empresa.

Estos son los puntos más importantes para destacar, más no los únicos.

Para poder lograr esto, se realizó la modificación de la constitución en los artículos 25, 27 y 28. Quedando establecido los siguientes cambios:

Artículo 25:

Se convierte a la CFE en una empresa productiva del estado, con lo cual se busca consolidar a CFE como una empresa con altos estándares de competitividad.

Artículo 27:

La planeación y control del Sistema Eléctrico Nacional (SEN), así como el servicio público de transmisión y distribución de electricidad son áreas exclusivas del estado. Se mantiene la prohibición de otorgar concesiones en estas áreas y que permite que el estado celebre contratos con particulares. De esta forma, por cuenta de la Nación se puede llevar a cabo actividades para el servicio público de transmisión y distribución de energía eléctrica.

Artículo 28:

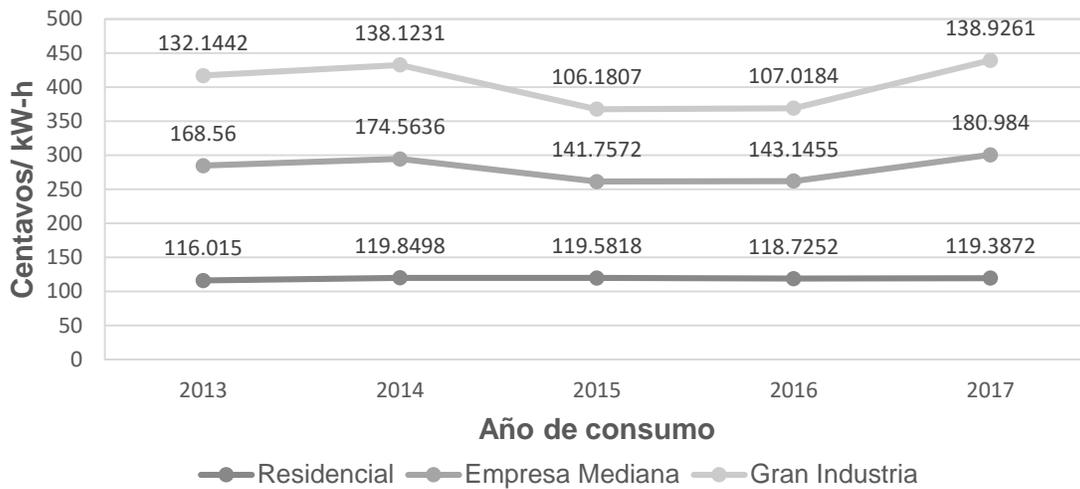
La planeación y control del SEN y el servicio público de la transmisión y distribución de electricidad son áreas exclusivas del estado. La CFE y particulares podrán realizar actividades de generación de electricidad de forma libre, con una regulación sólida y eficiente, la CFE podrá conservar sus actividades de generación y expandirlas de ser necesario mientras los particulares podrán instalar nuevas plantas sin la necesidad de inclusión a CFE.

El Centro Nacional de Control de Energía (CENACE), se constituirá como organismo público descentralizado encargado del control operativo del SEN y será el encargado de operar el mercado eléctrico mayorista, y de garantizar a los generadores el acceso abierto a la red de transmisión.

Con estas medidas se pretende reducir el costo de la electricidad que depende en un 80% del precio de combustible que se usa para generarla de acuerdo a la información proporcionada por la SENER. El gas natural es 4 veces más barato y emite 68% menos emisiones de CO₂ que el combustóleo, que es uno de los principales combustibles con los que se generaba electricidad en México.

Pero, después de 5 años de su entrada en vigor, ¿Se ha logrado alcanzar las metas de la reforma?, en la siguiente gráfica (1.1), se presentan los precios medios anuales para uso residencial, medianas y grandes industrias, adicionalmente se puede ver en el **anexo 1** los precios del servicio eléctrico suministrados por la CFE desde 2013 a 2017 para diferentes sectores consumidores.

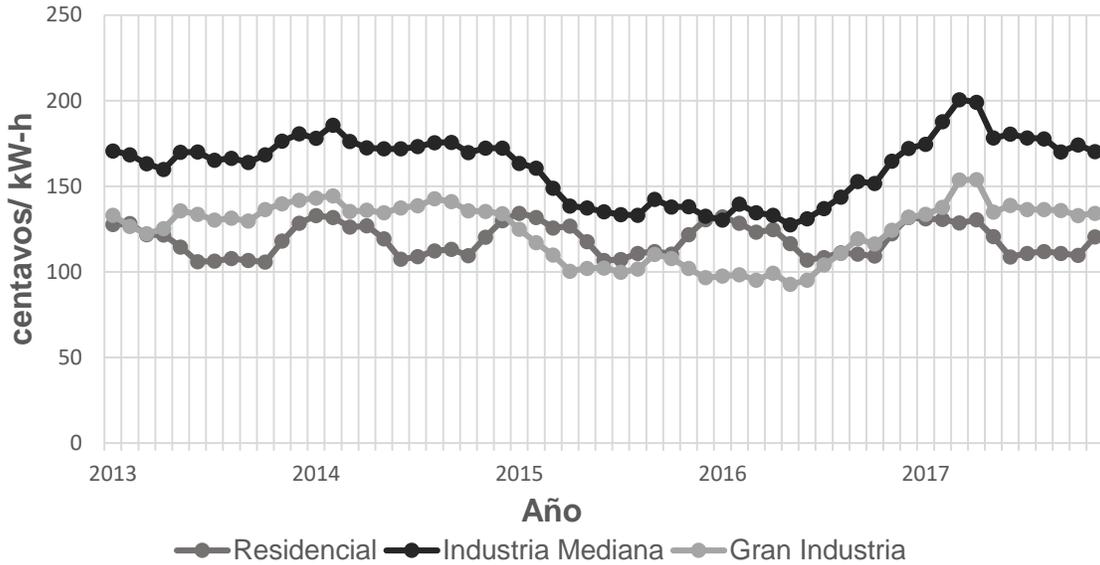
Gráfica 1.1 Precio medio anual en consumidores de energía eléctrica



Fuente: Realización propia con datos del Sistema de Información Energética (SIE) con información de CFE.

La gráfica anterior muestra un panorama bastante optimista si no se recuerda que se trata de un promedio anual, por tal motivo la gráfica 1.2 presenta los precios mensuales para el mismo lapso y los mismos sectores

Gráfica 1.2. Precio mensual de energía eléctrica después de la reforma.



Fuente: Realización propia con datos del Sistema de Información Energética (SIE) con información de CFE.

Como se puede observar, el periodo mostrado posee notables fluctuaciones en el precio del servicio en estos consumidores, dando en ocasiones cambios drásticos al precio en un mismo trimestre.

Con estos resultados, vale la pena preguntarse si en efecto, la reforma está cumpliendo con su propósito y, por otra parte, analizar si así fuere el caso, los factores que llevan a su falta de éxito. Bajo estas condiciones, es necesario analizar a la propia CFE, ya que actualmente, aún es la única empresa encargada del suministro de energía eléctrica.

1.2 CFE “Una empresa de clase mundial”

A inicios del año 2000, se tenía ya una capacidad instalada de generación de 35,385 MW, cobertura del servicio eléctrico del 94.70% a nivel nacional, una red de transmisión y distribución de 614,653 km, lo que equivale a más de 15 vueltas completas a la Tierra y más de 18.6 millones de usuarios, incorporando casi un millón cada año.

A partir octubre de 2009, CFE es la encargada de brindar el servicio eléctrico en todo el país. CFE es reconocida como una de las mayores empresas eléctricas del mundo.

En este mismo año, en México se contaba con diferentes técnicas por las cuales se hacía posible la generación eléctrica, esta información se muestra en la tabla 1.1. Con dichas instalaciones, se era capaz de suministrar de este servicio a México de una manera eficaz.

Tabla 1.1 Instalaciones productoras de electricidad en México 2009

Tipo de planta generadora	Utiliza	Número de plantas	% de participación en la producción nacional
Hidroeléctricas	Fuerza del agua	12	30.4
Termoeléctricas	Combustión de hidrocarburos (petróleo, gas y diésel)	22	55.6
Carboeléctricas	Combustión de carbón mineral	22	7.2
Nucleoeléctricas	Uranio (material radioactivo)	1	3.8
Geotérmica	Vapor del subsuelo	2	2.6
Eoloeléctrica	Fuerza del viento	2	0.2

Fuente INEGI(<http://cuentame.inegi.org.mx/economia/parque/electricidad.html>)

Es importante el resaltar dicha información para así tener una noción del crecimiento (si así fuere el caso) en la producción de energías. Podemos observar que, la mayor producción de energía se daba en centrales termoeléctricas (superior al 50%); hasta el año 2017. La producción de energía eléctrica tenía la siguiente diversificación de productores de acuerdo a la tecnología empleada como vemos en la tabla 1.2:

Tabla 1.2 Productoras de electricidad en México 2017

Tipo de planta generadora	Producción media anual MWh	% de participación en la producción nacional
Hidroeléctricas	2 506 478.21	11.68
Termoeléctricas	14 816 052.44	69.08
Carboeléctricas	2 562 632.74	11.94
Nucleoeléctricas	906 905.15	4.22
Geotérmica	493 711.44	2.30
Eoloeléctrica	164 702.87	0.76
Fotovoltaica	907.32	0.0042
Total	14 816 052.44	100.00

Fuente: INEGI

Podemos observar, hasta dicho año, la inclusión de la energía fotovoltaica y que el crecimiento en centrales termoeléctricas ha sido notable. De acuerdo a la Cámara Nacional de Manufacturas Eléctricas (CANAME), la presencia de la CFE en el sector energético cubre una amplia y diversa zona. Para detallar esta información consultar el anexo 2.

En los últimos años CFE ha reportado su incremento de ingresos (I.I.) y su margen de utilidad (MU), estos indicadores financieros son reportados en la tabla 1.3.

Tabla 1.3 Indicadores Financieros CFE

Periodo		Incremento de ingresos	Margen de Utilidad
2016	Trimestre 1	- 2.9%	27.6%
	Trimestre 2	12.7%	32.3%
	Trimestre 3	18.2%	24.3%
	Trimestre 4	29.4%	32.3%
2017	Trimestre 1	38.3%	20.6%
	Trimestre 2	37.9%	21.2%
	Trimestre 3	25.1%	30.4%
	Trimestre 4	30.7%	34.1%

Fuente: CFE(<https://www.cfe.mx/inversionistas/indicadores/Paginas/default.aspx>)

La forma en que es posible obtener estos valores es como sigue:

$$II = \left(\frac{(\text{ingresotrimestreaño actual}) - (\text{ingresotrimestreaño anterior})}{\text{ingresotrimestreaño anterior}} \right) (100\%) \quad (1.1)$$

$$MU = \left(\frac{\text{utilidadbruta}}{\text{ingresostotales}} \right) (100\%) \quad (1.2)$$

Con base en estos registros, se puede ver el constante crecimiento de la CFE en el mercado eléctrico, pero se debe recordar que otra de las primicias fundamentales de la reforma energética fue el adecuado aprovechamiento y preservación de los recursos de la nación, incluyendo tierra, espacio aéreo, mantos acuíferos y en general, todo recurso natural.

Bajo este marco se muestran los tipos de combustibles primarios usados en la industria eléctrica (Tabla1.4) y su producción en la misma (Grafica 1.3).

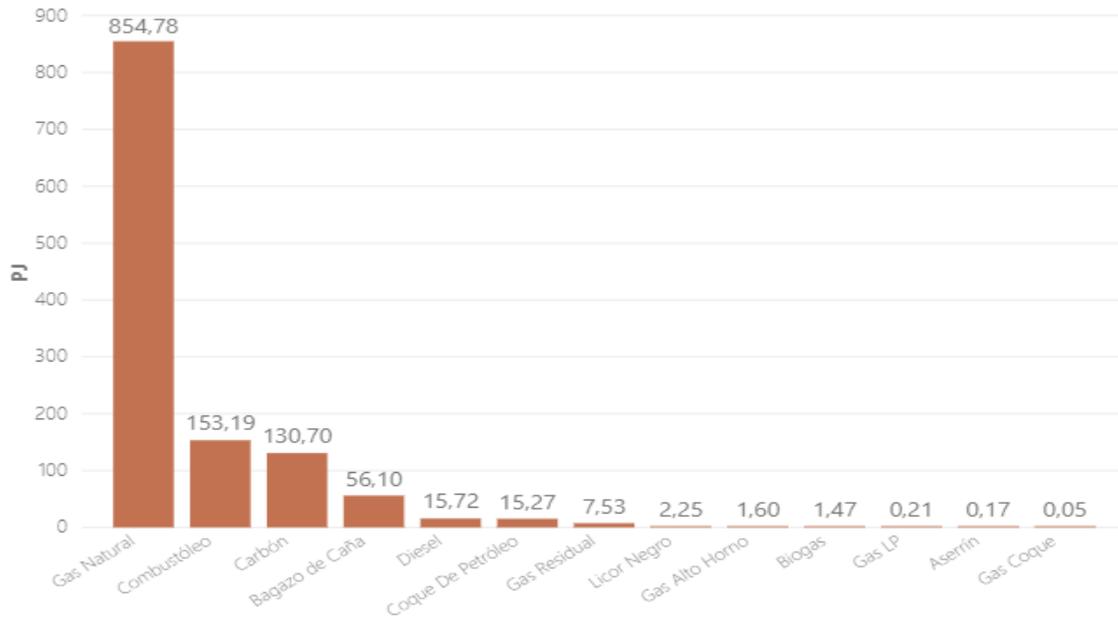
Problemática actual, sistema de generación

Tabla 1.4 Combustibles para generación eléctrica

Combustible	Consumo (PJ)
Gas Natural	854.78
Combustóleo	153.19
Carbón	130.70
Bagazo de caña	56.10
Diesel	15.72
Coque de petróleo	15.27
Gas Residual	7.53
Licor Negro	2.25
Gas Alto Horno	1.60
Biogas	1.47
Gas LP	0.21
Aserrín	0.17
Gas Coque	0.05

Fuente: CRE y CENACE (Grupo de Trabajo de Estadísticas de Electricidad)

Gráfica 1.3 Combustibles usados en la generación eléctrica.



Fuente: CRE y CENACE(Grupo de Trabajo de Estadísticas de Electricidad)

Se menciona esto con el siguiente fin. La principal forma de generación eléctrica son centrales termoeléctricas. La mayor parte de esta producción en 2017 fue por operación por ciclos combinados 10 336 829.0 MWh, del cual, solo el 37.74% fue producida por CFE mientras el resto se produjo por “Productores Independientes de

Energía” (PIE). El combustible con mayor uso en la generación eléctrica es el gas natural.

Los anexos 2 y 3, muestran la generación a gran escala por tecnología y por modalidad respectivamente. De tal forma que ahora se tienen los elementos necesarios para dar una visión más amplia de la CFE en el mercado actual de la generación eléctrica y su competitividad en el mismo.

Aunque, la Comisión Reguladora de Energía (CRE), dicta la cantidad de energía que cualquier generador puede producir en el mercado nacional tanto por tecnología (anexo 3), como por “modalidad” (anexo 4), ya se ha puesto en evidencia como CFE ha dejado escapar mercados de oportunidad (como pequeñas y medianas empresas o nuevos asentamientos urbanos) por factores como la falta de capital, la mala eficiencia o bajo rendimiento en sus instalaciones y el mal funcionamiento de algunos equipos de su cadena de producción, por mencionar algunos.

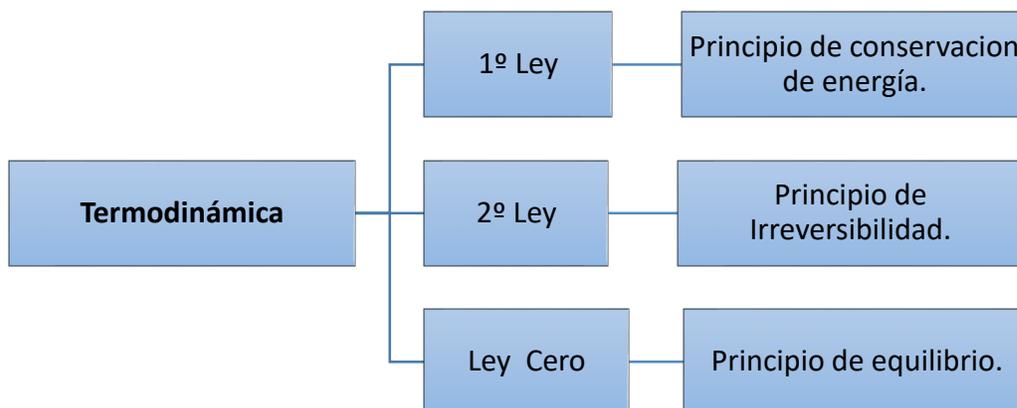
1.3 La termodinámica como respuesta a una problemática.

Una herramienta común para lograr el fin ya planteado, es un análisis de “*Primera Ley*”, llamada de esta forma en alusión a la primera ley de la termodinámica. Pero para abordar de manera más eficiente este concepto es necesario conocer algunos principios y conceptos que ayudarán a comprender los siguientes capítulos del trabajo. Estos conceptos y principios se encuentran en el glosario para su consulta cuando así se crea necesario.

El desarrollo de la termodinámica ha demostrado que el núcleo de la disciplina formado por relaciones entre **calor, trabajo y temperatura** contenían los principios de los cuales se derivaban las leyes rectoras de otros muchos fenómenos que sobrepasaban aquel marco inicial. Estos principios se postularían para ser conocidas como las **Leyes de la termodinámica**, ampliando su campo de aplicación tecnológica a todos aquellos procesos en los que se presentan intercambios energéticos, ya sea en las máquinas térmicas, en la ingeniería química o en la transformación de materiales, constituyendo la base para la comprensión de la variación de las propiedades físicas de las sustancias con la temperatura y presión.

Estas leyes tienen sustentada su validez en la ausencia de experiencia contraria a lo establecido por ellas. (figura 1.2)

Figura 1.2 Leyes de la termodinámica.



Fuente: Elaboración propia.

La termodinámica posee una serie de características que la hacen adecuada a las necesidades técnicas de la ingeniería. En primer lugar, sus conceptos son “fenomenológicos”, accesibles a la observación y medición en las escalas propias de los fenómenos perceptibles por los sentidos. En segundo lugar, la termodinámica posee un carácter muy general, que la hace poco o nada dependiente de conceptos previos de otras ramas de la ciencia y, sin embargo, le permite deducir resultados aplicables a gran número de procesos partiendo de premisas relativamente simples.

Desde casi el inicio de la termodinámica como tal, se fue perfilando la relación entre los conceptos de **irreversibilidad y trabajo perdido**, relación que liga, por tanto, la segunda ley (con su caracterización de la irreversibilidad) con las “necesidades prácticas”: la obtención de un efecto útil, normalmente de trabajo.

Esta idea ya ha sido correctamente formulada y el concepto de **máximo trabajo disponible y de trabajo perdido** por irreversibilidades. Sin embargo, no fue hasta mediados del siglo pasado, que comenzó a emplearse de manera sistemática esta noción, se introdujo un término para designarla, el cual fue llamado “**exergía**”, además se definieron conceptos como “**rendimiento**” sobre la base que permiten comparar procesos diferentes teniendo en consideración tanto la Primera como la Segunda ley de la Termodinámica.

Puede verse en esto, una consecuencia de la importancia que los criterios de **optimización** han cobrado en el diseño de los más variados procesos y en la gestión de recursos, criterios que acentúan, al lado del aspecto meramente “cuantitativo” del problema (en cuyo análisis muchas veces basta un balance de

entradas y salidas de masa y/o energía), su aspecto “cualitativo”: cuál es el aprovechamiento más “**racional**” de una disponibilidad fija (de energía por ejemplo), hasta que límites es posible reducir las pérdidas, y dónde es posible efectuar esta reducción.

De forma resumida, la herramienta nombrada con anterioridad a la que llamamos un análisis de primera ley, es aquella en la cual se busca conocer si el sistema o proceso está cumpliendo con la conservación de energía. Aunque su limitante radica en su principal característica, pues no indica, si así fuere el caso, los lugares en que se están teniendo pérdidas y los motivos de las mismas. Pensando en la solución de esta problemática se propone optar con un análisis de segunda ley.

Segunda ley, entropía e irreversibilidad

A través de la primera ley de la termodinámica, se enfatiza de manera constante el principio de conservación de energía que debe ser cumplido por cualquier proceso real que se lleve a cabo; no obstante, si el primer postulado fuera el único daría lugar a polémicas y a interpretación de fenómenos que, de forma real, no pueden ocurrir dadas las direcciones de los mismos. Es por eso que apoyado en un segundo postulado, un fenómeno real empieza a adquirir una “dirección” que indica la forma en que dichos sucesos se llevan a cabo y no puede ser de manera contraria (en algunas ocasiones), y que a la vez incluye un par de conceptos al estudio de sistemas termodinámicos, **entropía e irreversibilidad**.

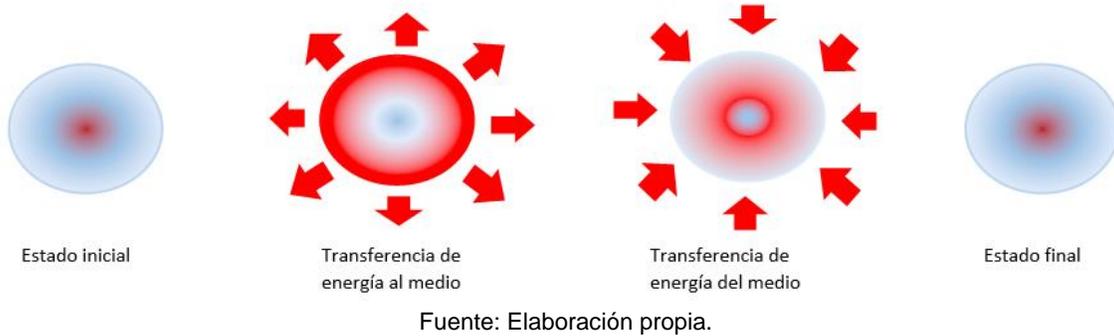
Tratar de comprender el concepto de irreversibilidad, sin describir primero la reversibilidad, resulta una tarea ardua y casi imposible, razón por la cual se recomienda consultar el glosario con la definición de este fenómeno.

En la ingeniería química es común, hablar de procesos, condiciones o comportamientos “ideales”; en estos al comportamiento de los fenómenos, sistemas u objetos de estudio se le realizan consideraciones en la simplificación de un modelo y para que su comportamiento sea muy apegado a la esperada de manera teórica. La reversibilidad es uno de esos casos.

En la figura 1.3, se muestra un ejemplo de un proceso reversible, en ella s

Se representa la expulsión de energía desde el centro de un cuerpo esférico en dirección a sus alrededores y el retorno de la misma energía desde los alrededores hasta el centro del cuerpo redondo (aunque claro, esto no es necesariamente cierto).

Figura 1.3 Reversibilidad de un sistema



Al hablar de procesos idealizados, resulta difícil o imposible que sucedieran en la realidad pero que, sin embargo, ayudan a obtener nociones peculiares de los sistemas reales.

En general, un sistema idealizado es más fácil de analizar, con lo cual son un modelo adecuado para comparar un comportamiento real de dicho proceso e identificar la desviación de su comportamiento ideal, dicho de otra forma, los sistemas idealizados marcan los límites teóricos a los cuales un sistema dado puede llegar. Aunque es técnicamente imposible dar lugar a un proceso real que en esencia se comporte como su idealidad, es bastante posible acercarse a dicho comportamiento; ligado a esto se introduce entonces el concepto de “**eficiencia de segunda ley**”, definida como el grado de aproximación del comportamiento de un proceso real respecto a su idealidad.

$$\eta_{II} = \frac{\text{valores del proceso real}}{\text{valores del proceso real ideal}} \quad (1.3)$$

La segunda ley de la termodinámica permite, además, definir la entropía,

Debido a la segunda ley, la entropía generada (S_{gen}), que es la entropía formada en un proceso irreversible siempre es positiva, y es cero en los procesos reversibles. Por tanto, su valor es una medida de la irreversibilidad del proceso bajo consideración.

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{gen} \quad S_{gen} \geq 0 \quad (1.4)$$

Mientras que el análisis de un proceso basado en la utilización del balance de masa y energía pone de manifiesto los diferentes flujos energéticos implicados, el análisis

basado en la segunda ley pone de manifiesto el grado de irreversibilidad del proceso. En este tipo de análisis se puede tener en cuenta tanto la magnitud de los flujos de energía como su “*calidad*” en cuanto a la producción de trabajo.

Exergía

En el concepto de exergía se unen las dos nociones de **conservación y de disipación** de la energía, consecuencias respectivas del primer y segundo principios de la termodinámica.

Recordemos que el trabajo realizado durante un proceso depende de los estados inicial y final, así como de la trayectoria del proceso. Es decir:

$$\text{trabajo} = f(\text{estado inicial, trayectoria del proceso, estado final})$$

Como ya se dijo con anterioridad, la salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de una manera reversible, Por consiguiente, determinando el trabajo potencial todas las irreversibilidades se desprecian. Se concluye así que un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente

La exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregará después de la instalación; sino que representa el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar ninguna ley termodinámica.

Tanto la energía potencial como la energía cinética son formas de energía mecánica, por lo cual pueden convertirse completamente en trabajo. Por esta razón la exergía de estas energías es igual a las propias energías. Sin embargo, ni la energía interna (u) y la entalpía (h) están completamente disponibles para trabajo.

Al evaluar la exergía siempre se supone que el estado final es el *estado ambiente de referencia*, lo cual no es necesariamente cierto para sistemas técnicos reales. El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre se halla en forma utilizable. La diferencia entre el trabajo real (W) y el trabajo en los alrededores ($W_{\text{alrededores}}$) se denomina trabajo útil (W_u).

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible (W_{rev}) y el trabajo útil (W_u), se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, a esta diferencia se llama

irreversibilidad (I). La irreversibilidad es equivalente a la exergía destruida y es una cantidad positiva para todo proceso real. También puede verse como el potencial de trabajo desperdiciado o la oportunidad perdida para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo, pero no lo fue.

De esta manera podremos definir la “eficiencia según la segunda ley” (η_{II}), antes mencionada, como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible bajo igual condiciones termodinámicas del sistema y del entorno. Este término hace referencia a la segunda ley de la termodinámica puesto que brinda un mejor y más amplio enfoque de la eficiencia energética que la obtenida a partir de la primera ley de la misma.

La eficiencia según la segunda ley puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible).

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (1.5)$$

Aplicable a turbinas, dispositivos de cilindro-embolo, ciclos, etc. En términos de exergía se define la eficiencia como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (1.6)$$

Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo que se dice que es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante; en otros términos, la exergía nunca aumenta y es destruida durante un proceso real.

Esto se conoce como el principio de disminución de exergía. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida. La exergía destruida es proporcional a la entropía generada considerando una temperatura absoluta de referencia.

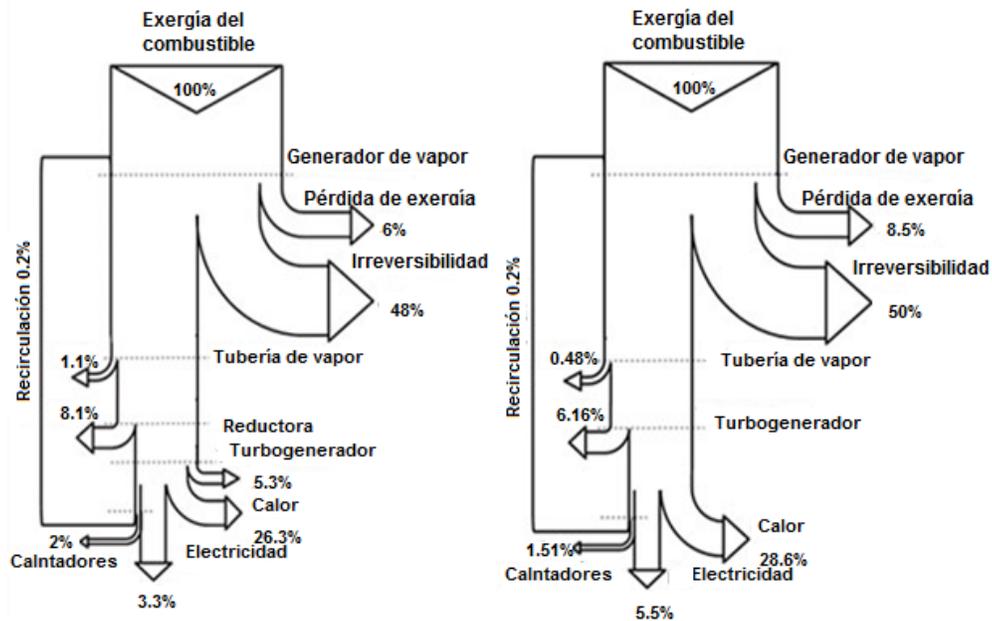
El análisis exergético es una metodología para aplicar las consecuencias de las leyes de la termodinámica al análisis y diseño de sistemas relacionados de cualquier manera con la energía y sus flujos; es una metodología que permite analizar los

mecanismos básicos de la ineficiencia de la ingeniería de tales sistemas, cosa que no es posible realizar exclusivamente con ayuda de un balance energético.

Su generalidad le permite además tratar tanto procesos cíclicos como no cíclicos; procesos en máquinas térmicas y procesos de la ingeniería química, considerar en su totalidad una instalación, así como cada uno de los procesos que en ella tienen lugar por separado.

La figura 1.4 muestra un diagrama de Sankey usado en algunas ocasiones para representar las destrucciones de exergía en un sistema.

Figura 1.4 Representación de la pérdida de exergía por irreversibilidad en un proceso de generación de vapor



Fuente: Análisis exergético de una central eléctrica de cogeneración (Nunez O.)

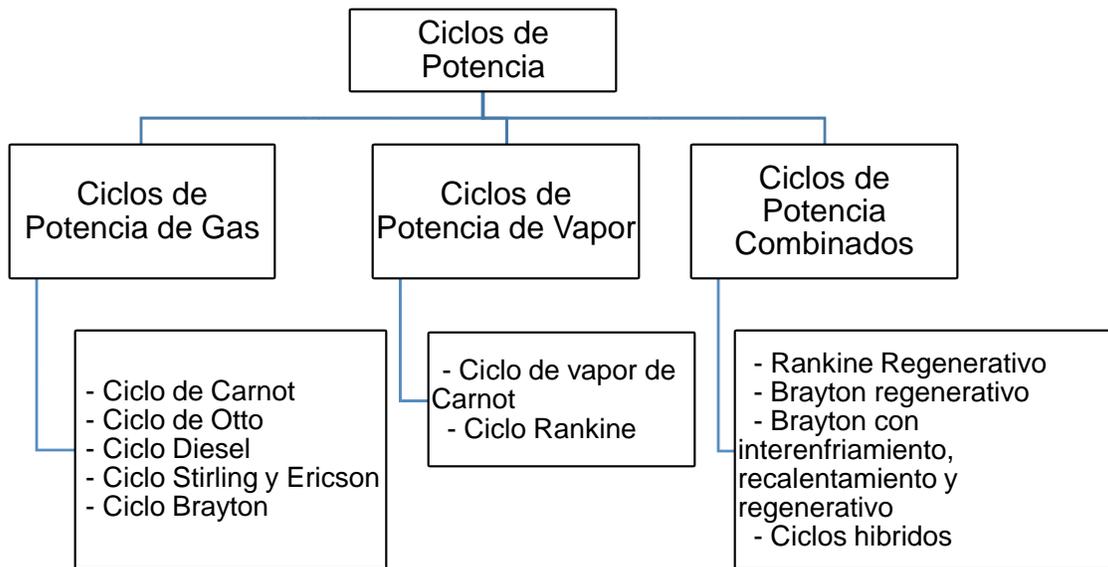
Capítulo 2. Ciclos de Potencia.

Un ciclo termodinámico es una serie de procesos que sufre una sustancia donde el estado final será igual a su estado inicial con una producción de potencia en una maquina térmica.

Los ciclos tienen dos objetivos. El primero es la generación de potencia mecánica que se convierte (generalmente) en alguna otra forma de energía como la eléctrica. La segunda es la refrigeración mediante la cual se retira energía en forma de calor de un sistema que así lo requiera; ambos se realizan mediante procesos que buscan operar dentro de un ciclo termodinámico.

Existe una gran variedad de procesos que pueden generar potencia mecánica al seguir un ciclo termodinámico y se pueden clasificar según su configuración, fluido de trabajo, eficiencia, etc. Una de esas clasificaciones es la siguiente:

Figura 2.1 Clasificación de ciclos de potencia según su Fluido de trabajo



Fuente: Elaboración propia

Por otra parte, los ciclos de refrigeración, son aquellos en que el ciclo permite obtener un efecto refrigerante sobre el sistema. Pero estos por el momento no son de interés para los fines del estudio.

Los ciclos de potencia trabajan con distintos combustibles, componentes y poseen pros y contras de generación, flexibilidad, velocidad de respuesta, eficiencia, etc., de acuerdo con el uso que se les pretenda asignar. Algunos de ellos serán descritos y analizados brevemente a continuación

2.1 Ciclos de potencia de gas.

Los ciclos que se llevan son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo. Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones. Cuando el ciclo real se considera sin irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado un ciclo ideal.

En un ciclo de gas el fluido de trabajo permanece en todo momento en estado gaseoso. Algunos de los ciclos que trabajan con este fluido de trabajo son:

- Ciclo de Carnot
- Ciclo de Diésel
- Ciclo Brayton

De los cuales se describe su funcionamiento y principales componentes brevemente a continuación.

2.1.1 El ciclo de Carnot

Se compone de cuatro procesos totalmente reversibles:

- Adición de calor isotérmica
- Expansión isentrópica
- Rechazo de calor isotérmico
- Compresión isentrópica.

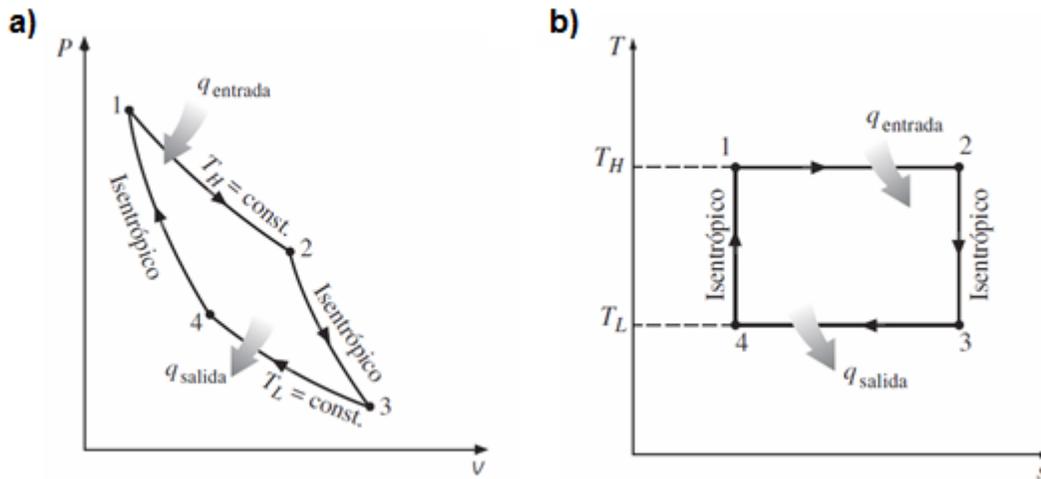
Estos procesos se representan en la figura 2.2 mediante los diagramas P-v y T-s donde además resalta la adición de calor (proceso 1-2) y su posterior retiro (proceso 3-4). El ciclo de Carnot puede ejecutarse en un sistema cerrado o en sistema de flujo estacionario, empleando gas o vapor como el fluido de trabajo. Es considerado el más eficiente al ejecutarse entre una fuente de energía térmica de alta y baja (T_H y T_L respectivamente). La eficiencia del ciclo en estos términos es expresada como:

$$\eta_{term.Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$

La mayor aportación del ciclo de Carnot, reside en su alta capacidad para ser tomado como punto de comparación con ciclos reales e ideales, además del cálculo de la eficiencia considerando la propiedad de temperatura de la fuente de calor y la temperatura de sumidero de la maquina térmica.

El ciclo de Carnot es el más eficiente ejecutable en una fuente de energía térmica y un sumidero. La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo de residencia para un intercambio de calor completo. Por lo tanto, **no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot además que tecnológicamente no es posible, aún.**

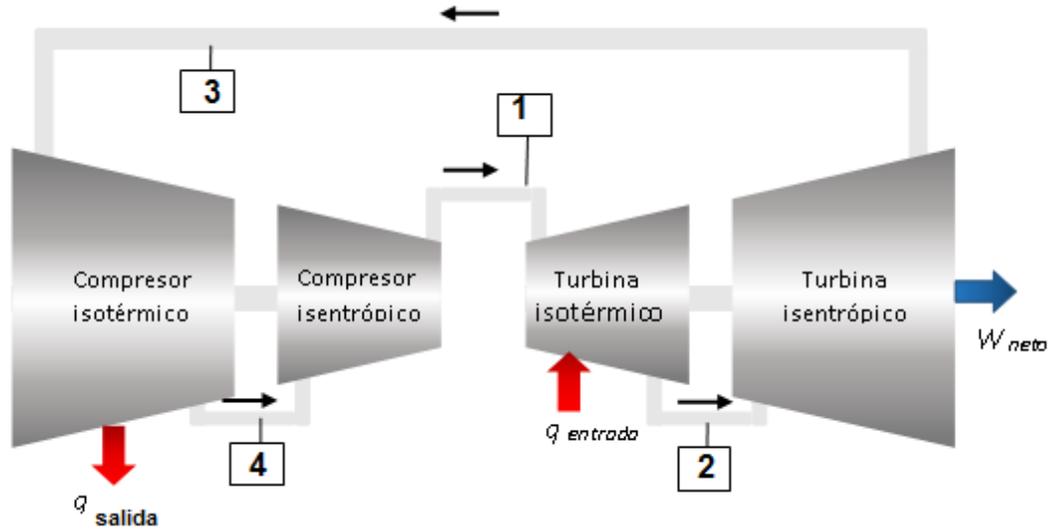
Figura 2.2 Ciclo de Carnot. Diagrama a) P-v & b) T-s.



Fuente: Termodinámica, Yunus A. Cengel

Un ciclo de Carnot de flujo estacionario se muestra en la figura 2.3, como se observa, está compuesta de una turbina isotérmica, una turbina isentrópica, un compresor isotérmico y un compresor isentrópico. También se señala la adición y retiro de calor en las etapas isotérmicas.

Figura 2.3 Ciclo de Carnot, flujo estacionario



Fuente: Elaboración propia

2.1.2 Ciclo Diésel.

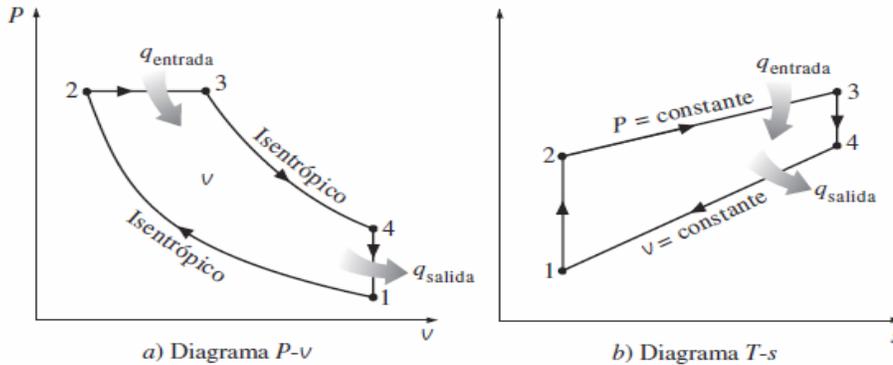
Ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como motores de gasolina), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como motores diésel) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente.

En los motores diésel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible. En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En el diésel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diésel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas (entre 12 y 24). La única diferencia entre el ciclo Diésel y el ciclo de Otto radica en el proceso de adición de calor a presión constante, los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos.

1. Compresión isentrópica
2. Adición de calor a presión constante
3. Expansión isentrópica
4. Rechazo de calor a volumen constante

La similitud entre los ciclos nombrados se hace de mayor evidencia al observar diagramas como el P-v o el T-s (figura 2.4)

Figura 2..4 Ciclo de Diésel. Diagrama a) P-v y b) T-s.



Fuente: Yunus A. Cengel

2.1.3 Ciclo Brayton.

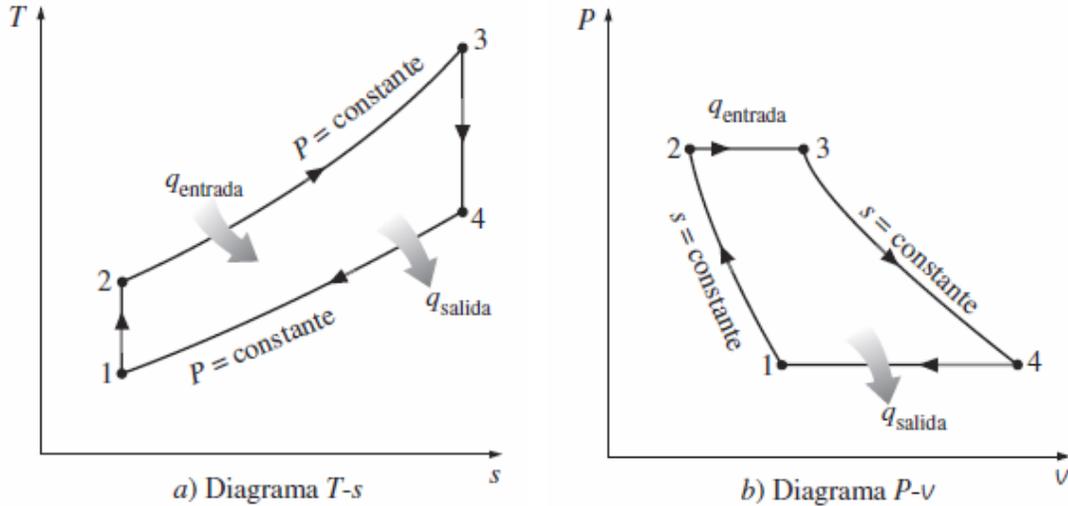
El ciclo Brayton es usado en motores de turbina de gas, se puede operar en ciclo abierto o en ciclo cerrado (el ciclo abierto es más común). Se introduce aire a condiciones del medio ambiente en un compresor donde su temperatura y su presión se elevarán. El aire a alta presión seguirá hasta una cámara de combustión, donde el combustible a presión constante se quemará. El resultado de estas etapas serán gases de combustión a altas temperaturas y presión que son conducidos a una turbina, donde se expanden hasta presión atmosférica, el resultado de dicho proceso es la obtención de potencia. Los gases salientes de la turbina son expulsados hacia afuera del sistema en el caso de ciclos abiertos.

En caso de que se requiera o se quiera disponer de un ciclo cerrado, el proceso de combustión es sustituido por la adición de calor con presión constante con ayuda de una fuente externa y el proceso de escape es reemplazado por otro en que se extrae el calor del fluido de trabajo.

El ciclo está integrado por los procesos (figura 2.5):

1. Compresor isentrópica. (compresor)
2. Adición de calor a P=cte. (Cámara de combustión o fuente externa)
3. Expansión isentrópica. (Turbina)
4. Rechazo de calor a P=cte. (Liberación o extracción de calor)

Figura 2.5 Ciclo Brayton ideal. Diagrama a) T-s y b) P-v



Fuente: Yunus A. Cengel

El ciclo de Brayton debe analizarse como un proceso de flujo estacionario. La temperatura más alta durante el ciclo se encuentra al finalizar el proceso de combustión, limitada por la temperatura que los álabes resisten, esta también es una limitante para las relaciones de presión (R_p) que pueden utilizarse en este ciclo.

$$R_p = \frac{P_{\text{máxima compresion}}}{P_{\text{mínima admisión}}} \quad (2.2)$$

Con una menor salida de "w" por ciclo es necesario un flujo másico mayor, aumentando el tamaño del sistema para mantener la misma salida de potencia que no es económicamente factible. Una "Rp" de turbina de gas puede variar entre 11 y 16.

En este ciclo el aire realiza dos funciones en particular importantes: 1) suministrar oxígeno para la combustión y 2) como refrigerante para mantener la temperatura de algunos componentes dentro de los límites seguros. Se debe resaltar, que al introducir más oxígeno del requerido en la combustión, se podría garantizar una

combustión completa que además evitaría la formación de NO_x que son gases de efecto invernadero.

Las principales aplicaciones para turbinas de gas son la propulsión de aviones y **la generación de energía eléctrica**, enfocándose en la segunda pueden producir energía eléctrica de manera independiente o en conjunto con centrales eléctricas de vapor. Otra opción en la generación de energía con turbinas es en centrales nucleares, donde el fluido de trabajo es, por ejemplo, helio.

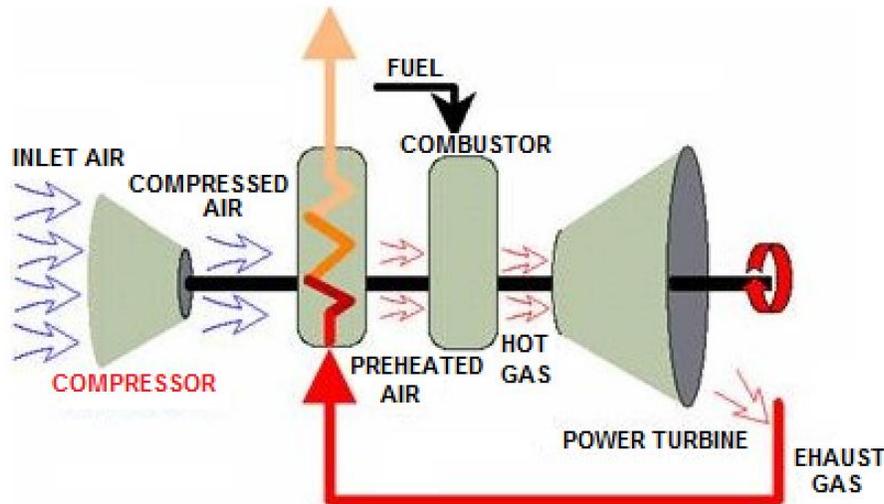
La eficiencia térmica en un ciclo Brayton ideal se expresa como:

$$\eta_{\text{term. Brayton}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \quad (2.3)$$

Regeneración en el ciclo Brayton

En el ciclo de Brayton, los gases salientes de la turbina de gas poseen una mayor temperatura que los salientes del compresor de gases. Por este motivo, los gases que salen del compresor y se dirigen a la cámara de combustión pueden ser precalentados con los gases a la salida de la turbina con ayuda de un intercambiador de calor a contraflujo, la figura 2.6 muestra un ejemplo de lo descrito.

Figura 2.6 Ciclo Brayton Regenerativo.



Fuente Allbiz, piezas para compresores.

La consecuencia natural de este pequeño arreglo es el aumento de la eficiencia térmica del ciclo al disminuir la demanda de energía o combustible para la misma

salida de trabajo neto. Con este cambio, la nueva temperatura más alta del ciclo será la de los gases salientes de la turbina de gas.

Al hablar de un regenerador real, éste posee como característica la *eficiencia o efectividad* (ϵ), que es la capacidad de un regenerador para aproximarse a su homólogo ideal. Se expresa como:

$$\epsilon = \frac{q_{real}}{q_{ideal}} \quad (2.4)$$

Otra razón válida para el uso de un regenerador es disminuir el costo en el gasto de combustible. Con esto en mente, siempre se buscará un regenerador con una alta efectividad. La mayoría de los regeneradores poseen $\epsilon \leq 0.85$, entonces, para poder hacer viable su uso el costo de combustible ahorrado deberá ser igual o mayor a la inversión de dicho equipo.

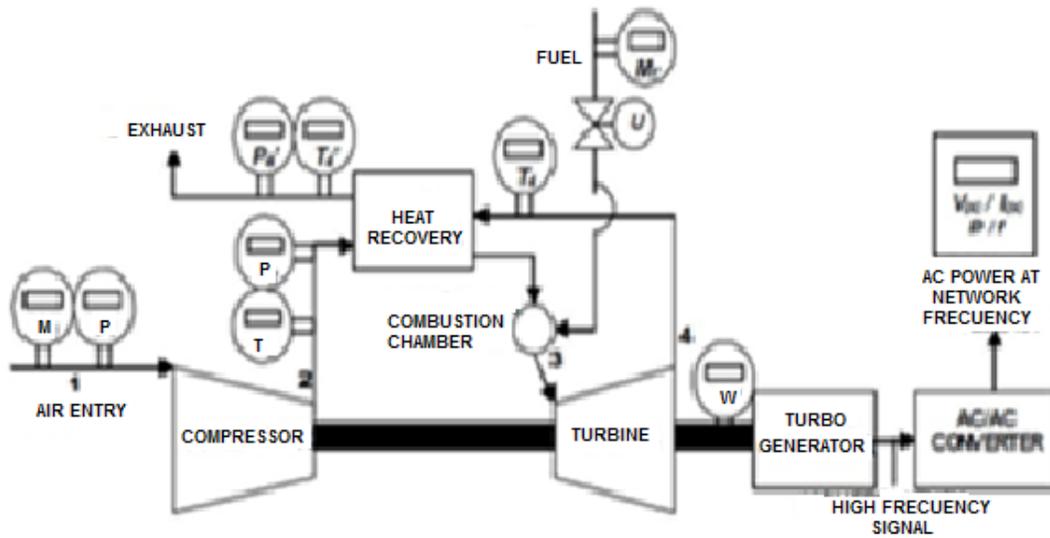
Una forma de conocer la eficiencia térmica del ciclo Brayton regenerativo es:

$$\eta_{term.B.reg.} = 1 - \left(\frac{T_{entrada.gases}}{T_{salida.camara.combustion}} \right) (Rp)^{(k-1)/k} \quad (2.5)$$

Donde: $k = \frac{Cp}{Cv}$

En conclusión, la eficiencia del ciclo con regeneración será función de su relación de compresión, así como de las temperaturas mínima y máxima presentes en el mismo.

Figura 2.7 Diagrama de ciclo Brayton con Regeneración.



Fuente: http://www.kawasakigasturbines.com/files/Kawasaki_GPB30D.pdf

Ciclo Brayton con Inter enfriamiento, recalentamiento y regeneración.

El trabajo neto (W_{neto}) se define como la diferencial entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo al compresor. Por eso es obvio pensar que para incrementar el trabajo es necesario:

- a. Una reducción en el compresor
- b. Un aumento en la turbina o
- c. Ambas.

El trabajo requerido al comprimir gases puede disminuir al realizar una compresión en diversas etapas y otorgar un enfriamiento inter etapa (compresión con múltiples etapas y enfriamiento).

Por otro lado, para aumentar la salida de trabajo en una turbina se podrá llevar a cabo una expansión con múltiples etapas e inter calentamiento, sin elevar la temperatura máxima presente en el ciclo.

El fluido entonces sale con menor temperatura del compresor y con mayor temperatura de la turbina, esto a su vez vuelve más atractiva la opción de regeneración en un ciclo Brayton.

Esta medida no implica a su vez que la eficiencia térmica del ciclo tenga una mejora, para poder hacer esta declaración es necesario contar con la regeneración dentro del ciclo.

El ciclo ideal de Carnot, es totalmente reversible, de modo que no incluye ninguna irreversibilidad. Sin embargo, el ciclo ideal de Brayton solamente es internamente reversible, por lo tanto, puede incluir irreversibilidades externas al sistema. Un análisis según la segunda ley, para este ciclo, revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y dónde inician las mejoras.

En este ámbito, la **Exergía** juega un papel importante. La exergía siempre estará presente en fenómenos reales y mide la cantidad de energía útil de un sistema, es decir, la que realmente se está aprovechando en él, pero con esta respuesta surge una pregunta lógica que es: *¿Qué sucede con la exergía no aprovechada o que se encontraba disponible al inicio de una operación y que no está presente al finalizar la misma?* se debe introducir una particularidad no definida aun: la destrucción de exergía. Este concepto es el resultado del balance de exergía, el cual se puede analizar la siguiente expresión:

$$\dot{B}d = \sum_{i=1}^n \dot{B}_{entrada} - \sum_{i=1}^n \dot{B}_{salida} \quad (2.6)$$

Donde B es la exergía presente en un proceso.

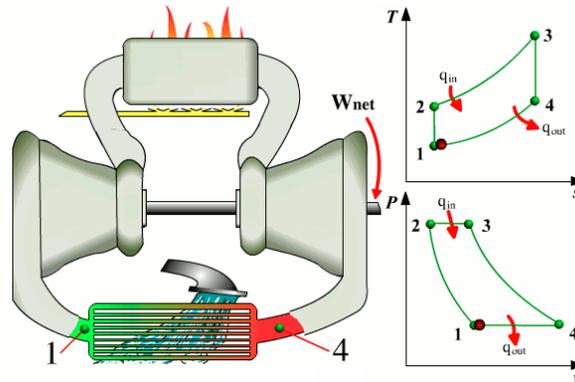
Con el fin de dar respuesta a dicha pregunta, se exponen dos posibilidades de lo ocurrido a dicha exergía disponible al inicio del evento y son: 1) la exergía no fue útil para el sistema y se ha perdido al contacto con sus alrededores o removida y 2) la exergía ha sido destruida.

Bajo estas dos implicaciones hay que hacer algunas aclaraciones, por ejemplo, al remover la energía de un sistema (como al condensar un vapor) esta no es aprovechada por el mismo, pero dicha energía se transfiere a otro fluido de no es de interés para el proceso, pero la energía sigue existiendo y esto afecta a la cantidad de exergía mientras que, por otro lado, si la energía disponible es mayor a la que el sistema requiere o “puede manejar”, el sistema aprovechará toda la que le sea útil y delegará el resto a procesos posteriores que pudrían utilizarla. En este ejemplo final se dice que la exergía se destruyó pues fue transformada en un producto por medio de un proceso.

La destrucción de exergía de un ciclo es la suma de la destrucción de exergía de cada componente que integra el sistema. La destrucción de exergía de un ciclo también puede determinarse sin seguir los procesos individuales considerando el

ciclo completo como un solo proceso, sin embargo, lo que se pretende del análisis es determinar el comportamiento de los componentes por lo cual un nivel de desagregación mayor en el sistema da mayores elementos de análisis y conclusiones específicas del componente que no están operando adecuadamente.

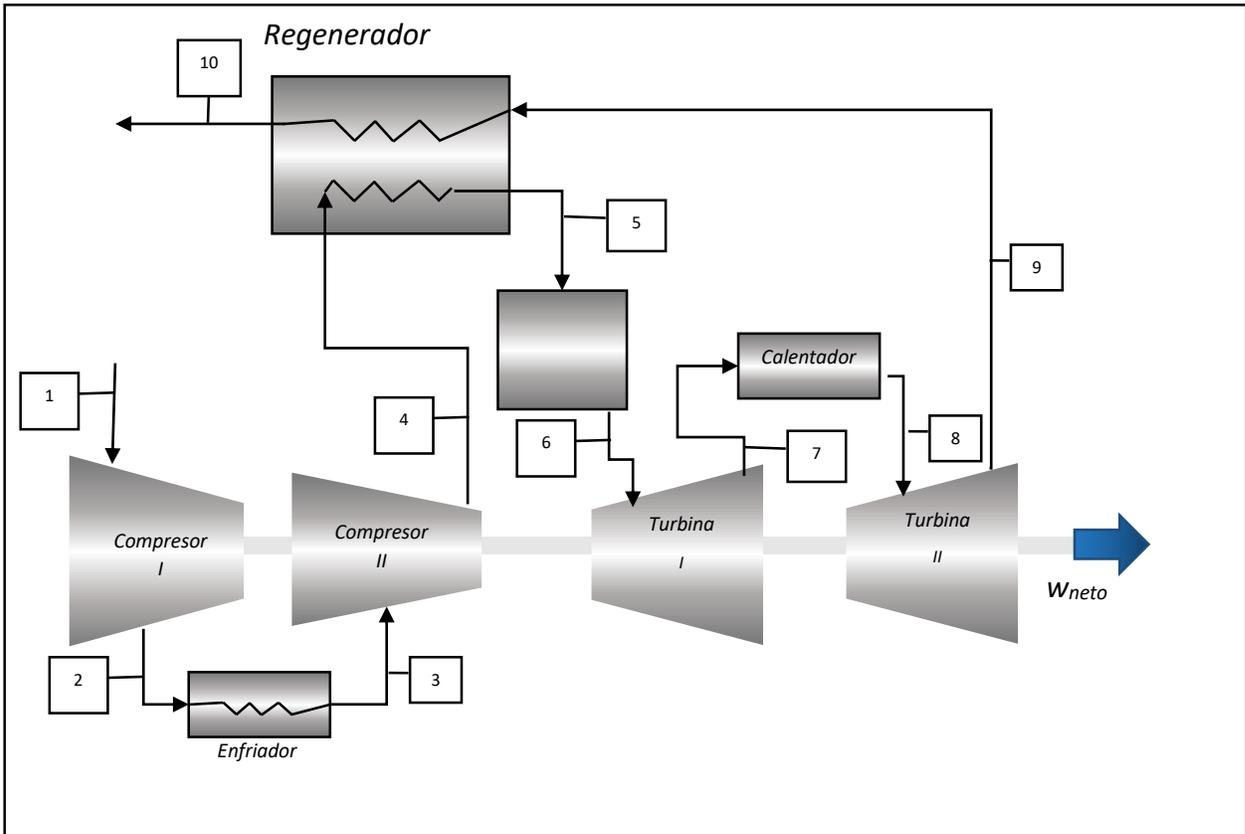
Figura 2.8 Ciclo de Brayton cerrado



Fuente: Utah StateUniversity

Es más comúnmente operado un ciclo Brayton abierto pues el exceso de combustible logra considerablemente las emisiones de efecto invernadero a la atmosfera.

Figura 2.9 Ciclo de Brayton con inter enfriamiento, calentamiento y regeneración

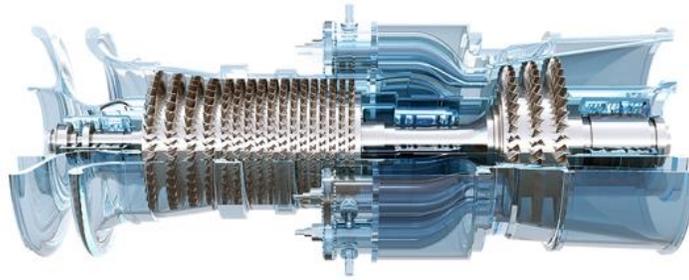


Fuente: Elaboración propia. Con referencia a Yunus A. Cengel

Con el esquema anterior, es fácil apreciar las inter etapas de enfriamiento y calentamiento presentes en el compresor y turbina respectivamente.

En forma real, no se cuenta con compresores o turbinas de forma individual colocados en serie, esto es un esquema para realizar el análisis, el llamado turbo grupo posee ambas partes (compresión y expansión) y las etapas son, como se muestra en la figura 2.10, álabes encargadas de manipular el fluido según se requiera.

Figura 2.10 Esquema de Turbina real



Fuente: DirectIndustry

2.2 Ciclo de potencia de vapor.

En los ciclos de potencia de vapor, a diferencia de los ciclos de gas, el fluido de trabajo sufre un cambio de estado constantemente, pasando de líquido a vapor por medio de una evaporación y de vapor a líquido por medio de una condensación. Por esta característica, el fluido más usado en estos ciclos de potencia es el agua además de sus ventajas en comparación con otros fluidos.

2.2.1 Ciclo de vapor de Carnot

Considerando un ciclo de Carnot de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, el fluido:

1. Se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera
2. Se expande isentrópicamente en una turbina
3. Se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador
4. Se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial.

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

- La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1 y 3 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Pero al restringir la transferencia de calor en sistemas de 2 fases, se limita la temperatura máxima del ciclo, limitando a su vez la eficiencia térmica.

- El proceso de expansión isentrópica (proceso 2) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso. Con lo que se usa vapor con baja calidad, calidades menores a 90 no son toleradas en la operación de centrales eléctricas,
- El proceso de compresión isentrópica (proceso 4) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso:
 - a. No es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4.
 - b. No es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunas de estas situaciones pueden corregirse al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente. Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto, concluimos que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y es un modelo que no es muy práctico en la realidad para los ciclos de potencia de vapor. Sin embargo, este sienta las bases para aquellos que sí pueden llevarse a cabo.

2.2.2 Ciclo de Rankine de vapor.

Al eliminar muchos de los aspectos imprácticos del ciclo de Carnot al sobrecalentar en la caldera y condensar completamente, obtenemos el ciclo Rankine, predilecto para centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye irreversibilidad alguna y se compone de:

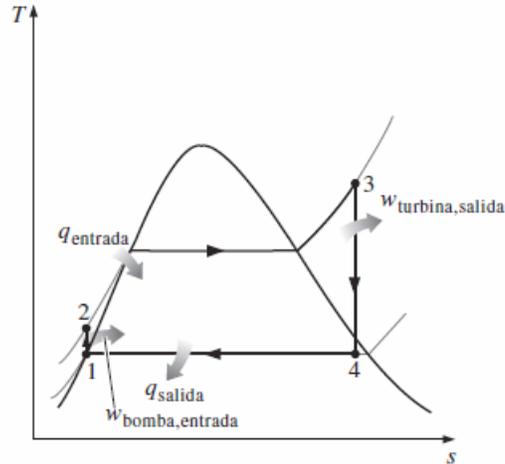
1. Compresión isentrópica en una bomba.
2. Adición de calor a presión constante.
3. Expansión isentrópica en una turbina.
4. Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

La descripción del ciclo comienza al suministrar agua a la bomba como líquido saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. En esta compresión es usual un ligero aumento de temperatura, así como una ligera disminución del volumen específico del agua.

El agua entra al generador de vapor como líquido comprimido y sale como vapor sobrecalentado. Se puede considerar al generador de vapor como un gran intercambiador de calor donde la energía proveniente de combustión, reactores nucleares u otras fuentes es transferida al agua a presión constante. El vapor sobre

calentado entra a la turbina donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico.

Figura 2.11 Diagrama T-s. Ciclo Rankine



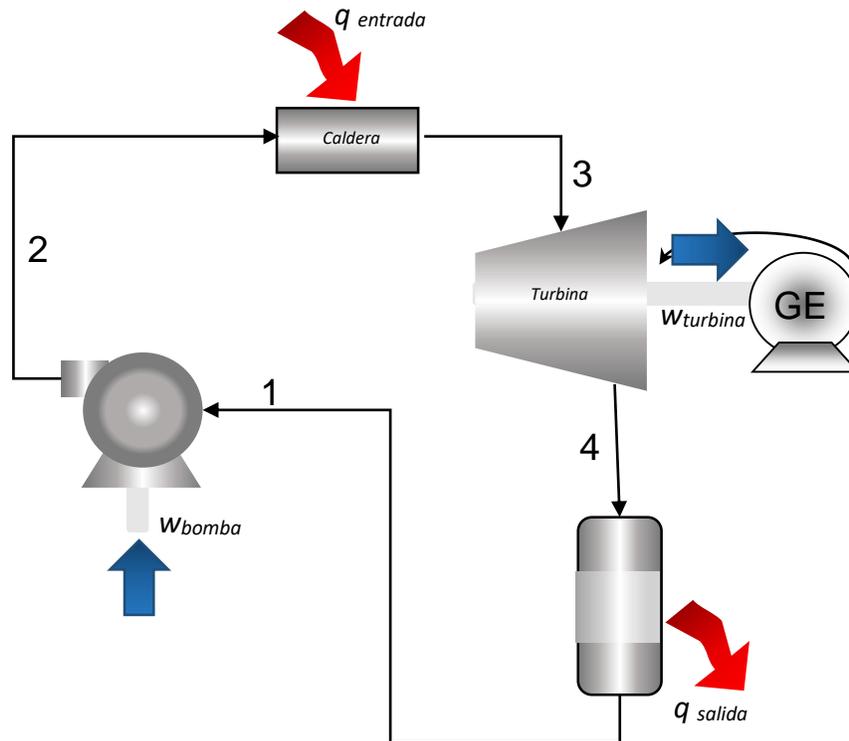
Fuente: Yunus A. Cengel

La presión y temperatura del vapor disminuyen en esta parte del ciclo y son conducidos al condensador por medio de eyectores, como el consumo de vapor es pequeño no se considera estos equipos en el análisis del ciclo. Generalmente, en este momento el vapor es húmedo con alta calidad.

En el condensador, el agua se condensa a presión constante, se rechaza el calor hacia un medio de enfriamiento. A la salida del condensador se encuentra un líquido saturado que entra a la bomba iniciando el ciclo de nueva cuenta.

El diagrama T-s y un ciclo Rankine son mostrados en las figuras 2.11 y 2.12 respectivamente.

Figura 2.12 Ciclo Rankine ideal



Fuente: Elaboración propia. Con referencia a Yunus A. Cengel

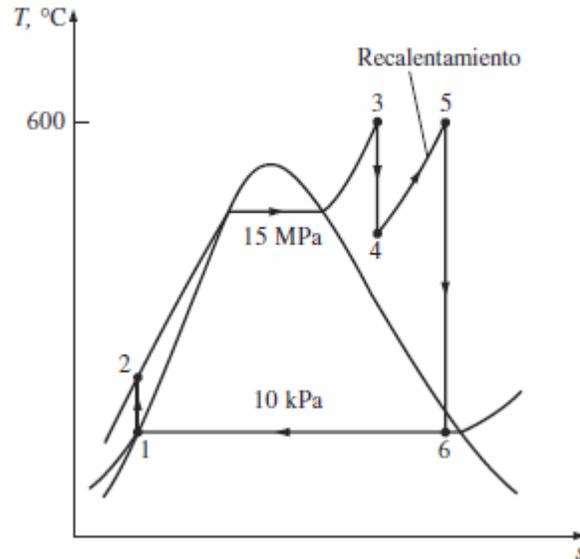
2.2.3 Ciclo de Rankine con recalentamiento

Cuando se busca un incremento en la eficiencia térmica del ciclo Rankine, un aumento en la presión de la caldera resulta ser la solución más socorrida, sin embargo, esta medida incrementa también el contenido de humedad del vapor a una condición no aceptables. Con estas premisas surge la incógnita: ¿Cómo aprovechar las mayores eficiencias por presiones altas en el generador de vapor sin lidiar con el problema de humedad excesiva en las etapas subsecuentes de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades: 1. Sobrecalentar antes de la entrada a la turbina el vapor a temperaturas altas, como consecuencia aumentaría la eficiencia del ciclo aún más, sin embargo, no es viable pues la temperatura del vapor requerida llegaría a niveles inseguros metalúrgicamente hablando. 2. Usar dos etapas para expandir el vapor en la turbina y recalentar entre ellas al modificar el ciclo Rankine simple con un recalentamiento.

El diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento se muestra en la figura 2.13 y su forma real en la figura 2.14

Figura 2.13 Diagrama T-s. Ciclo Rankine con recalentamiento

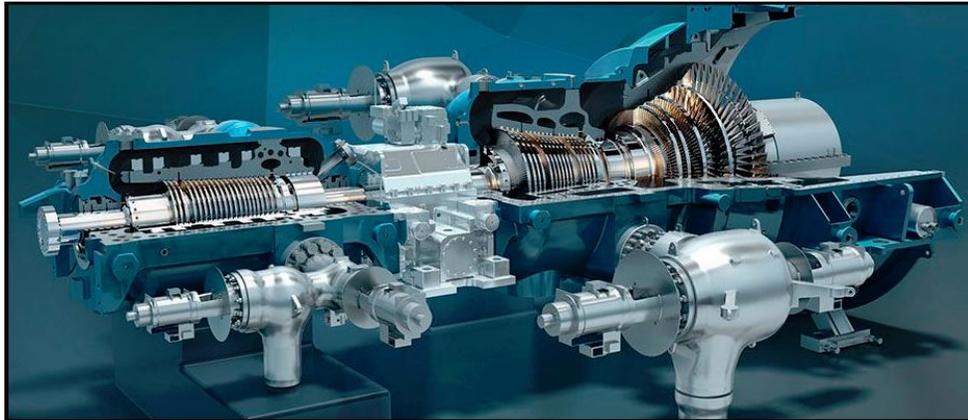


Fuente: Yunus A. Cengel

El ciclo Rankine con recalentamiento a diferencia del ciclo Rankine convencional, lleva a cabo la expansión en dos etapas. En la primera (turbina de alta presión), el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia para después ser conducido a una caldera para recalentarse a presión constante, generalmente hasta alcanzar la temperatura igual a la entrada en la primera etapa. Después el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la temperatura adecuada para el condensador.

Esta medida puede aumentar la eficiencia del ciclo en un 4 a 5%. Si a este sistema se continúa agregando un mayor número de etapas y calentamientos, el proceso podría llegar a ser semejante a uno isotérmico, aunque no es recomendable para instalaciones que operen a condiciones menores a las críticas del fluido, además de que, pasado un segundo calentamiento, añadir un tercero no tiene repercusiones significativas energéticas, por lo cual técnicamente no es justificable.

Figura 2.14 Turbina de vapor con recalentamiento

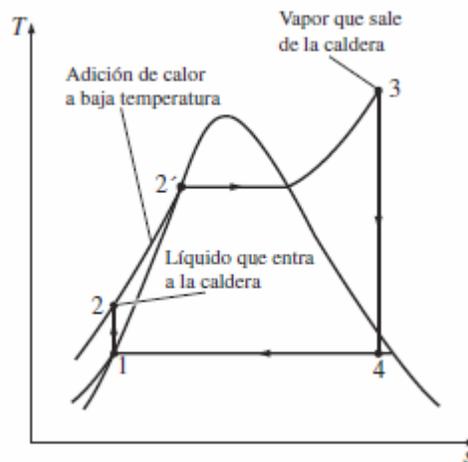


Fuente: Direct Industry

2.2.4 Ciclo Rankine regenerativo

Al examinar un diagrama T-s de un ciclo Rankine como el de la figura 2.15, se observa que la transferencia de calor en un proceso 2-2' al fluido de trabajo, se lleva a cabo a una temperatura relativamente baja.

Figura 2.15 Diagrama T-s de un ciclo Rankine



Fuente: Direct Industry

Con lo anterior decrece la temperatura promedio a la que el calor se añade junto a la eficiencia del ciclo; con el fin de remediar esta problemática es necesario hallar la manera de elevar la temperatura del líquido a la salida de la bomba (agua de alimentación) antes de la entrada a la caldera.

Se puede pensar en el uso de un intercambiador de calor para calentar con el vapor de expansión el agua de alimentación a contraflujo (regeneración) Pero esta solución es poco viable debido a que el intercambiador sería difícil de diseñar además de que aumentaría la humedad en etapas finales de la turbina (problema del ciclo Rankine con calentamiento).

Un proceso de regeneración es posible con la extracción o “purgas” de vapor en uno o varios puntos, de esta manera, a cambio una ligera disminución en la producción de trabajo, este vapor extraído puede utilizarse para calentar el agua de alimentación.

El dispositivo donde esto se lleva a cabo toma su nombre de la técnica misma haciendo llamar “Regenerador” o calentador de agua de alimentación.

Como consecuencia la eficiencia del ciclo aumenta, pero además se disminuye la corrosión en equipos y tuberías al eliminar el aire contenido en el agua de alimentación. Otra consecuencia positiva es el mejor manejo del gran flujo volumétrico en etapas finales del vapor.

Un regenerador es un intercambiador de calor donde se transfiere calor del vapor al agua en el que se pueden, o no, mezclar los flujos (abiertos y cerrados respectivamente).

Todos los ciclos sin excepción presentes hasta esta parte son ideales, pero dado que difícil o imposiblemente, su comportamiento real será similar al ideal se introduce el término de “eficiencia”. La eficiencia ayuda a describir cual cerca será el comportamiento de un ciclo respecto a su comportamiento ideal.

La eficiencia tendrá un valor sin excepciones entre 0-1, siendo 0 un comportamiento completamente distinto al idealizado de dicho sistema y 1 un fiel comportamiento a su homólogo ideal.

Para la idealización de un ciclo, se considera un proceso reversible, con lo cual resulta lógico denotar que en un ciclo real existen irreversibilidades que serán las causas de la desviación del comportamiento ideal.

Algunas razones, (no necesariamente las únicas) por las cuales existen irreversibilidades en los ciclos de potencia (gas o vapor) son:

- 1- Fricción del fluido.
- 2- Pérdidas de calor.
- 3- Cavitación (en bombas).
- 4- Pérdidas de fluido de trabajo.

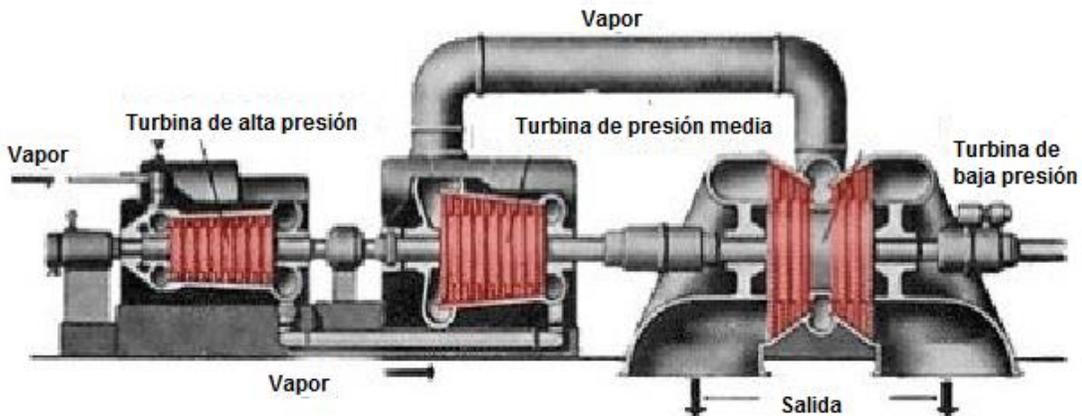
En consecuencia, los diagramas mostrados (como la figura 2.13) sufrirán un ligero cambio en sus estados termodinámicos, denotando el suministro o pérdida de una mayor o menor cantidad de calor, según sea el caso.

De forma general, entonces, se puede hablar de eficiencias de equipos, procesos, eficiencia de primera ley, eficiencia de segunda ley, etc.

Pero además de las causas ya citadas, hay que destacar que, casi en su totalidad, los sistemas son diseñados para operar en sitios con una altitud de cero metros sobre nivel de mar (m.s.n.m.) y que su eficiencia y generación de acuerdo a sus comportamientos al ser maquinas volumétricas son más propensos a perder el comportamiento de diseño conforme la altitud va aumentando. Así pues, un sistema instalado en una ciudad a 300 m.s.n.m. podrá alcanzar una mejor eficiencia que el mismo sistema instalado en otra ciudad a una mayor altura.

La figura 2.16 esquematiza la instalación de un ciclo Rankine, común en generación con vapor.

Figura 2.16 Ciclo Rankine



Fuente: Autor desconocido

Capítulo 3

Caso de estudio; Central Termoeléctrica “Valle de México”

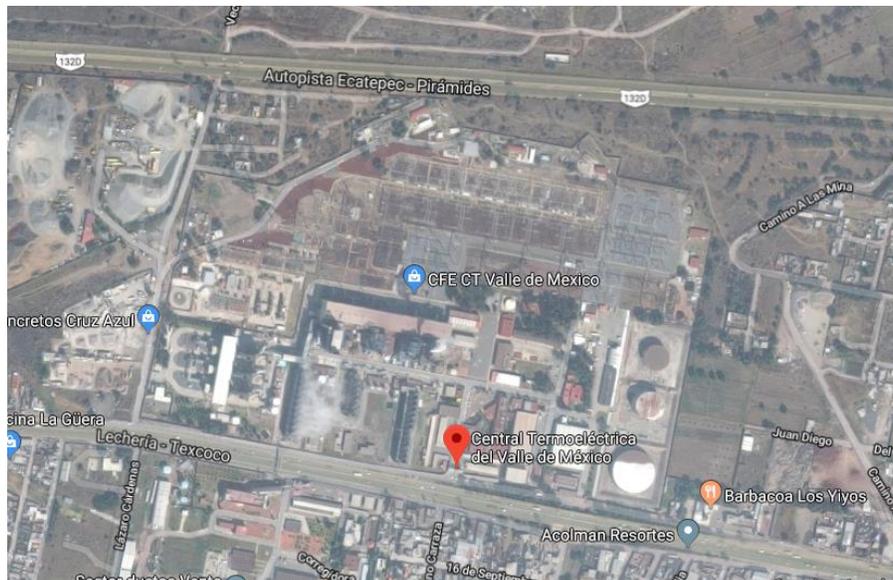
Con el motivo de estudiar las irreversibilidades presentes en una central termoeléctrica y cómo afectan en la producción de energía eléctrica, se analizó la instalación de la Central Termoeléctrica de Valle de México por medio de un estudio de segunda ley termodinámica. Los detalles de dicha central, así como el procedimiento y los resultados son presentados a continuación.

3.1 Generalidades y operación de la Central Termoeléctrica Valle de México.

La central termoeléctrica seleccionada para llevar a cabo el estudio de la presente obra, fue la Central Termoeléctrica de Ciclo Híbrido “Valle de México” (C.C.H.), perteneciente a la CFE y la cual forma parte de la Subgerencia Regional de Generación Termoeléctrica Central, perteneciente a la Gerencia Regional de Producción Central.

La C.C.H. Valle de México se encuentra ubicada en el norte de la CDMX en el km. 38 de la carretera transmetropolitana, tramo San Bernardino-Guadalupe Victoria, en el municipio de Acolman, Estado de México; sobre una superficie de 24.6 hectáreas y a una altura de 2283 metros sobre el nivel del mar.

Figura 3.1 Vista satelital de las instalaciones. “C.C.H. Valle de México”



Fuente: Google Maps.

Es una de las principales fuentes de generación de energía del país y forma parte del “*SISTEMA INTERCONECTADO NACIONAL*”, integrándose a éste con las líneas de transmisión de 230 kV por medio de las líneas CAPITAL 1 y 2, MÉXICO 1 y 2, ECATEPEC 1 y 2, MAZATEPEC E IXTAPAN (las cuales son operados por la compañía de Luz y Fuerza), así como las líneas de transmisión TEXCOCO y LA MANGA, que se operan desde la sala control de esta central.

La Central, con una capacidad instalada de 1 115.5 MW_e, cuenta con siete unidades generadoras; la unidad 1 con capacidad de 150 MW_e, fue la primera unidad que se instaló en el país con Ciclo Rankine Regenerativo y un recalentamiento intermedio de vapor; las unidades 2 y 3 son de la capacidad de 158 MW_e y la unidad 4 de 300 MW_e, que se constituyó para ser la primera unidad generadora con esta capacidad instalada en el país. Las unidades 5, 6 y 7 son turbinas de gas de 116.5 MW_e cada una; están conectadas con la unidad 4 de tal forma que pueden operar de tres modos diferentes: ciclo combinado, ciclo abierto y ciclo híbrido.

Las fechas de inicio de la operación de las unidades son las siguientes:

Tabla 3.1 “Inicio de operación de los equipos de la C.C.H. Valle de México

UNIDAD	FECHA
UNIDAD No. 1	Abril – 15 – 1963
UNIDAD No. 2	Febrero – 12 – 1971
UNIDAD No. 3	Diciembre – 1 – 1970
UNIDAD No. 4	Febrero – 3 – 1974
UNIDAD No. 5	Abril – 27 – 2002
UNIDAD No. 6	Mayo – 27 – 2002
UNIDAD No. 7	Mayo – 27 – 2002

Fuente PRONTUARIO CFE. VALLE DE MÉXICO

La central se puede dividir a gran escala en 2 partes:

- Parte I: Ciclo de vapor de Rankine Regenerativo (Unidades 1, 2, 3 y 4)
- Parte II: Ciclo Brayton de turbina de gases (Unidades 5, 6 y 7)

Para la segunda parte, la central consta de tres turbinas de gas para el funcionamiento con carga continua y la cogeneración. Todas las turbinas de gas están diseñadas para su funcionamiento con gas natural como combustible. Los rangos de operación de dichas turbinas se presentan en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 “Rangos de operación para las turbinas de gas”

	Min.	Diseño	Máx.
Temperatura ambiente [°C]	-8.3	14.7	29.1
Presión Ambiental [bar abs]	0.767	0.767	0.767
Humedad Relativa [%]	60	65	62

Fuente: PRONTUARIO CFE. VALLE DE MÉXICO

Con temperaturas ambiente bajas, la potencia de salida de la turbina de gas se normaliza a la potencia constante. Con temperaturas ambientes altas, la turbina de gas se limita por una temperatura de escape máxima constante.

Para conocer una breve descripción de los principales componentes del bloque térmico de la turbina de gas se recomienda consultar el anexo 5.

Sin embargo, en base al contexto descrito en el capítulo 1, es de mayor interés comprender la particularidad que posee la C.C.H. Valle de México, con lo cual surge una tercera parte o clasificación:

- Parte III “Comportamiento operativo en modo de ciclo híbrido y/o ciclo combinado” (Paquete 4)

En este funcionamiento, las turbinas de gas y las calderas de recuperación de calor (HRSG) están conectados con la unidad 4 formando lo que se denominó como paquete 4. Esto permite tres tipos de operaciones además del cuarto tipo, más clásico, estos son:

Ciclo convencional sin turbinas

Ciclo híbrido

Ciclo combinado

Ciclo abierto.

Una breve descripción del “paquete 4” así como de cada configuración para operar se da a continuación.

Descripción del funcionamiento “paquete 4”

El principio de funcionamiento de las turbinas de gas es basado en el ciclo termodinámico de Brayton, descrito de forma particular a continuación:

El compresor succiona el aire elevando su presión, temperatura y densidad de este por medio de sus catorce etapas. Al salir de la última etapa del compresor, el aire fluye hacia arriba entre los revestimientos intermedios e interiores del combustor de silo. Desde el exterior, este enfría las partes internas calientes del combustor. La mayor parte del aire fluye a la sección superior del combustor de silo y entra a la zona de combustión a través de los quemadores EV, donde se mezcla con el gas combustible. Por medio del inflamador se provoca una chispa originándose la combustión de la mezcla. Los gases calientes producto de combustión fluyen a través de la sección de la turbina con sus cuatro etapas, en donde se expanden liberando toda su exergía contenida haciendo girar a la turbina, y esta, a su vez, hace girar al compresor el cual succiona el aire atmosférico limpio, iniciando de nueva cuenta el Ciclo Termodinámico.

Después del proceso de expansión en la turbina de gas, los gases de escape ingresan directamente al HRSG, en donde la exergía que aun contienen los gases es aprovechada para generar vapor mediante la transferencia de calor al agua de alimentación del HRSG. El HRSG es de un diseño de doble presión con recalentamiento. El vapor que se produce es conducido para accionar a la turbina de vapor de la unidad 4 (U-4).

Para todos los modos de operación, se mantiene constante la presión de vapor. Cada turbina de gas incluye una compuerta y chimenea de derivación, lo que permite que la operación de las turbinas de gas sea independiente del ciclo existente de agua vapor y asegura una flexibilidad mayor de la Central.

Para el arranque y paro de las unidades de turbina de gas, cada HRSG está provisto de una estación de derivación desde la línea de vapor hasta la de recalentamiento frío, y una válvula de purga para el vapor de recalentamiento caliente. Esto permite que los arranques de la turbina de gas (T.G.) sean rápidos sin entorpecer la operación de la turbina de vapor y se utilizan las mismas válvulas en caso de que exista un disparo en la turbina de vapor. Durante el arranque de la T.G. el vapor vivo es llevado a la válvula de derivación de alta presión (AP) donde se reduce su presión y se atempera al nivel de recalentamiento frío. El vapor recalentado caliente (como es llamado comúnmente) es llevado a la válvula de alivio donde es liberado a la atmósfera. Cuando las presiones de vapor y de recalentamiento caliente, así como las temperaturas correspondientes alcanzan el nivel de la turbina de vapor, se abren las válvulas de entrada de la turbina mientras que se cierran las derivaciones y de alivio.

Operación en modo ciclo combinado

Las bombas existentes de extracción de condensado se volverán a utilizar para transmitir el condensado desde el pozo caliente del condensador principal al banco de precalentamiento de condensado del HRSG. El condensado se precalienta en dicho banco antes de entrar al desgasificador existente. Parte del agua precalentada vuelve a circular por medio de una bomba de recirculación y se mezcla con el condensado frío en la entrada del HRSG. Esto asegura una temperatura suficiente del agua a la entrada del banco de precalentamiento de condensado para evitar la corrosión de punto de rocío. Un sistema de derivación cerca del banco de precalentamiento de tres HRSG controla la temperatura de entrada en el desgasificador para asegurar una elevación adecuada de la temperatura, necesaria para el proceso de desgasificación. Operando de esta manera los precalentadores de condensado existentes estarían fuera de servicio.

El proceso de desgasificación se logra mediante vapor que se extrae de la turbina de vapor. Los gases que se extraen del desgasificador se descargan a la atmósfera. Las bombas de agua de alimentación existentes se utilizan para transmitir el agua de alimentación de presión intermedia (PI) y AP directamente al HRSG. Los calentadores de agua de alimentación existentes quedan fuera de servicio.

Aguas abajo del economizador, una porción del agua de alimentación se reduce al nivel de la presión del domo de PI. El vapor de PI se sobrecalienta y se adiciona al vapor de recalentamiento frío que regresa de la turbina de vapor de AP. La porción principal de flujo másico principal del agua de alimentación se lleva a la sección del economizador de AP evaporador- sobrecalentador donde se produce el vapor vivo, el cual se dirige a la parte de AP de la turbina de vapor y se expande al nivel de recalentamiento frío. El vapor de recalentamiento frío de la turbina de AP, junto con el vapor de PI del HRSG pasa a la sección de recalentamiento del HRSG. El vapor de recalentamiento caliente se acondiciona a la temperatura deseada por el atemperador de recalentado antes de salir del HRSG. El atemperador del recalentado utiliza agua de la bomba de agua de alimentación de la caldera existente. El vapor recalentado caliente alimenta a la turbina de vapor de PI y se expande a través de las secciones de PI y baja presión (BP) de la turbina de vapor al nivel de presión del condensador. El vapor expandido se condensa en el condensador existente enfriado por agua, donde se completa el ciclo. el aire y los gases no condensables que entran al ciclo agua-vapor se recolectan en la parte más fría del condensador y se evacúan a la atmósfera. Se utiliza el sistema de evacuación existente.

Operación en modo ciclo híbrido

Las bombas existentes de extracción de condensado se utilizan para transmitir el condensado desde el pozo caliente del condensador principal al banco de precalentamiento de condensado del HRSG. El condensado se precalienta en dicho banco antes de entrar al desgasificador existente.

Parte del agua precalentada vuelve a circular por medio de bombas de recirculación y se mezcla con el condensado frío en la entrada del HRSG. Esto asegura una temperatura suficiente del agua a la entrada del banco de precalentamiento de condensado para evitar la corrosión de punto de rocío. Un sistema de derivación cerca del banco de precalentamiento de los tres HRSG controla la temperatura de entrada en el desgasificador para asegurar una elevación adecuada de la temperatura, necesaria para el proceso de desgasificación. Quedan fuera de servicio los precalentadores de condensado existentes.

Las bombas de agua de alimentación existentes se utilizan para transmitir el agua de alimentación a los HRSG y a la caldera existente. Los calentadores existentes de agua de alimentación se emplean para precalentar la que va a dirigirse a la caldera existente. Sin embargo, el último calentador estará fuera de servicio para reducir la temperatura final del agua de alimentación a un valor cercano al alcanzado en condiciones de operación normal cuando la caldera existente opera a la misma carga que en modo híbrido. El agua de alimentación para los HRSG se dirige directamente a las secciones de PI y AP, similar a lo descrito para la operación en ciclo Combinado. El vapor vivo sobrecalentado de los HRSG se mezcla con el de la caldera existente, se dirige a la parte de AP de la turbina de vapor y se expande al nivel de recalentamiento frío.

El vapor de recalentamiento frío se divide en dos flujos parciales, uno para el recalentador y otro para los tres HRSG. Una válvula de control en la tubería de recalentado frío que va a la caldera existente y las válvulas de control que llevan al HRSG aseguran el flujo adecuado a los diferentes recalentadores. Para obtener una mejor eficiencia en el modo híbrido, la caldera existente opera con una carga mínima que puede incrementarse hasta que el vapor que fluye a través de la turbina de BP y alcance su límite.

Ciclo abierto

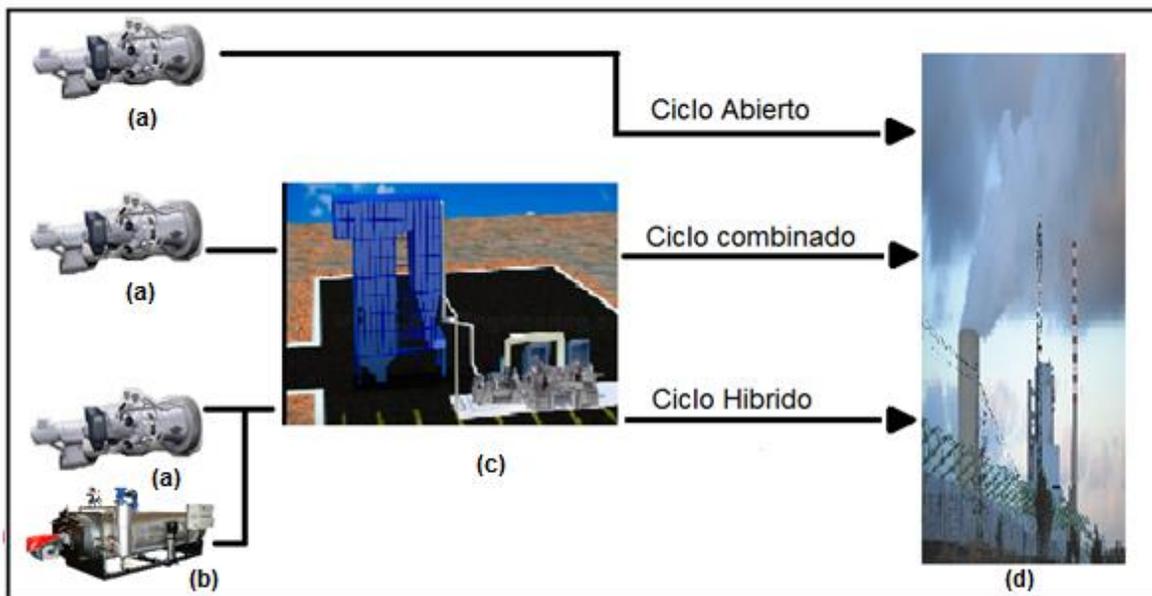
Las unidades turbo gas 5, 6 y 7 operan de manera independiente de la unidad 4. Los gases de combustión de las turbinas de gas son expulsados directamente a la atmósfera por medio de las chimeneas de derivación, es decir, no se aprovecha en

los HRSG's la energía térmica contenida en dichos gases para producir vapor. Por lo tanto, los HRSG también quedan fuera de operación.

Puesto que, tanto en el modo de ciclo híbrido como el modo de ciclo combinado es donde más se aprovecha la energía presente en el ciclo de Brayton, solo nos queda decidir cuál de estos será el más adecuado para someterlo al estudio.

Las anteriores descripciones son ilustradas en la figura 3.2, en ella, (a) representan el ciclo Brayton, (b) un generador de vapor, (c) el HRSG y el ciclo Rankine y (d) la chimenea de los gases de combustión exhaustos.

Figura 3.2 Configuraciones. “C.C.H. Valle de México”



Fuente: Elaboración Propia.

3.2 Metodología para el análisis exergético

Es bien sabido en la literatura especializada que el diagnóstico termoeconómico en Plantas de potencia de Ciclo Combinado, es una de las aplicaciones más relevantes para el análisis en la mejora de los ciclos de potencia (plantas de generación eléctrica), esta metodología, toma en cuenta las irreversibilidades y las ineficiencias de los procesos, nos permite identificar las causas reales para el consumo adicional de combustible en las centrales de Ciclo combinado.

Por esta razón, este proyecto seguirá los siguientes pasos:

1. *Caracterización de las plantas de ciclo combinado de la CFE:*

Una de las desventajas de la comparativa con los sistemas irreversibles, es que se debe disponer de la información necesaria para el sistema en cuestión, por lo que es fundamental la participación de CFE.

2. Limitación del sistema y costo de los recursos naturales.

Como punto de partida, el límite del sistema debe marcarse claramente ya que con la limitación de la frontera del sistema se está definiendo el valor del costo exergético, que no es un número absoluto, sino que depende de los límites del sistema y de las ineficiencias de los subsistemas que lo componen.

Por ejemplo, para el caso de la central termoeléctrica “Valle de México” que es la que se analizará, el gas natural que llega a las turbinas de gas ha requerido anteriormente una estimación de los costos de extracción, transporte, etc. Sin embargo, estos procesos que no aparecen directamente involucrados en el análisis termoeconómico del sistema no son tomados en cuenta en el análisis actual.

3. Nivel de agregación del ciclo combinado.

Para simplificar el problema y analizar los ciclos combinados, se utilizó la agregación o agrupación de varios equipos o sistemas ya que se trabajó con una cantidad considerable de equipos, comprobando posteriormente los balances de masa y energía con las corrientes totales que muestren los flujos exergéticos, que tienen un potencial con respecto a su estado ambiente de referencia. Siempre se debe tener cuidado del nivel de agregación utilizado ya que guarda una relación inversamente proporcional al nivel de análisis. El nivel de agregación proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un proceso entre sus componentes. La elección del nivel de agregación afecta a las conclusiones del análisis. De hecho, si no se dispone de más información sobre el sistema que la definida por su nivel de agregación, no se puede pedir al conjunto de los costos obtenidos más información de la que se ha introducido.

4. Desarrollo y verificación de los balances de energía y exergía.

Los balances de energía para el ciclo completo junto con la ayuda de la primera ley de la termodinámica. Las estimaciones anteriores se consiguen a través de las capacidades caloríficas de gases reales a través de software como, EES, Steam tables, TPX, con licencias en la facultad de Ingeniería. Teniendo en cuenta las consideraciones energéticas. En segundo lugar, se calculan los balances correspondientes a la exergía destruida con la introducción del concepto de costo unitario exergético.

La eficiencia es el indicador de la calidad de los componentes del sistema, donde se localizan las irreversibilidades. Eficiencia e irreversibilidad deben estar

relacionadas entre sí y con el resto de las variables técnicas y económicas que les afectan.

5. Determinación de los costos de combustible, de energía eléctrica de usos propios de la CFE.

El precio de cualquier producto funcional debe reflejar su costo. La teoría económica clásica dirá entonces que el precio se halla sumando el costo al beneficio que se desea, o se puede obtener. Para todos los flujos que entren al sistema se tendrá que definir previamente su costo. Los costos de los flujos que entran a nuestro sistema serán productos de algún otro sistema anterior, cuyo precio será teóricamente su costo más el beneficio. En algún momento de la cadena anterior se enfrenta la dificultad de establecer los recursos naturales.

Estos cinco puntos mencionados se abordarán sin hacer distinción entre ellos.

Los límites del estudio, estarán sujetos a los límites de batería impuestos por la C.C.H. Valle de México. Pero, además, en la configuración denominada como “Ciclo combinado” o Configuración 1-1, así llamado de ahora en adelante al acoplamiento de un ciclo Rankine con un ciclo Brayton.

Para poder llegar a un análisis de segunda ley, es necesario conocer previamente los balances de materia y energía correspondientes al proceso. Por esta razón se inició cubriendo esta demanda. Posteriormente se realizó el balance exergético y su análisis.

Estados termodinámicos de los flujos para los balances de materia y energía.

El sistema que se estudio es un ciclo de turbina de gases (Ciclo Brayton) acoplado a un ciclo de regeneración de vapor, cada uno acoplado a un generador eléctrico. Esta configuración en la C.C.H. Valle de México es conocida como un ciclo combinado.

El primer ciclo, el ciclo Brayton, posee los siguientes componentes principales:

Tabla 3.3 “Componentes del ciclo Brayton”

Equipo.	Abreviatura.
Compresor de Gases.	GC.
Cámara de combustión.	CC.
Turbina de Gases.	GT.
Generador eléctrico.	GE.
Chimenea.	SS.

Fuente: CFE (prontuario “Valle de México”)

Algunos componentes, no menos importantes, pero secundarios son la válvula de compuerta (VC) y el post combustor (PC), estos equipos estarán dentro del ciclo sólo en casos específicos de operación. La VC funge una función de seguridad más allá de la de operación, pues si así fuese conveniente o requerido, los gases de combustión salientes de la turbina de gas podrán ser liberados a la atmósfera en lugar de pasar por el tren de intercambiadores para generar vapor y/o salir por la chimenea.

Por su parte, el post combustor, será un “potenciador” de energía en caso de que, si así lo requiere, los gases de combustión necesiten una mayor cantidad de energía disponible para “aprovechar” en la generación de vapor.

El segundo, el ciclo de generación de vapor, posee a su vez los componentes principales mostrados en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 “Componentes del ciclo de vapor”

Equipo.	Abreviatura.
Economizador.	ECO.
Reboiler.	RB.
Súper calentador.	SH.
Expansor.	ST.
Recalentador.	RH.
Generador Eléctrico.	GE.
Condensador.	COND.
Bomba.	WP.
Deareador.	DEA.

Fuente: CFE(prontuario “Valle de México”)

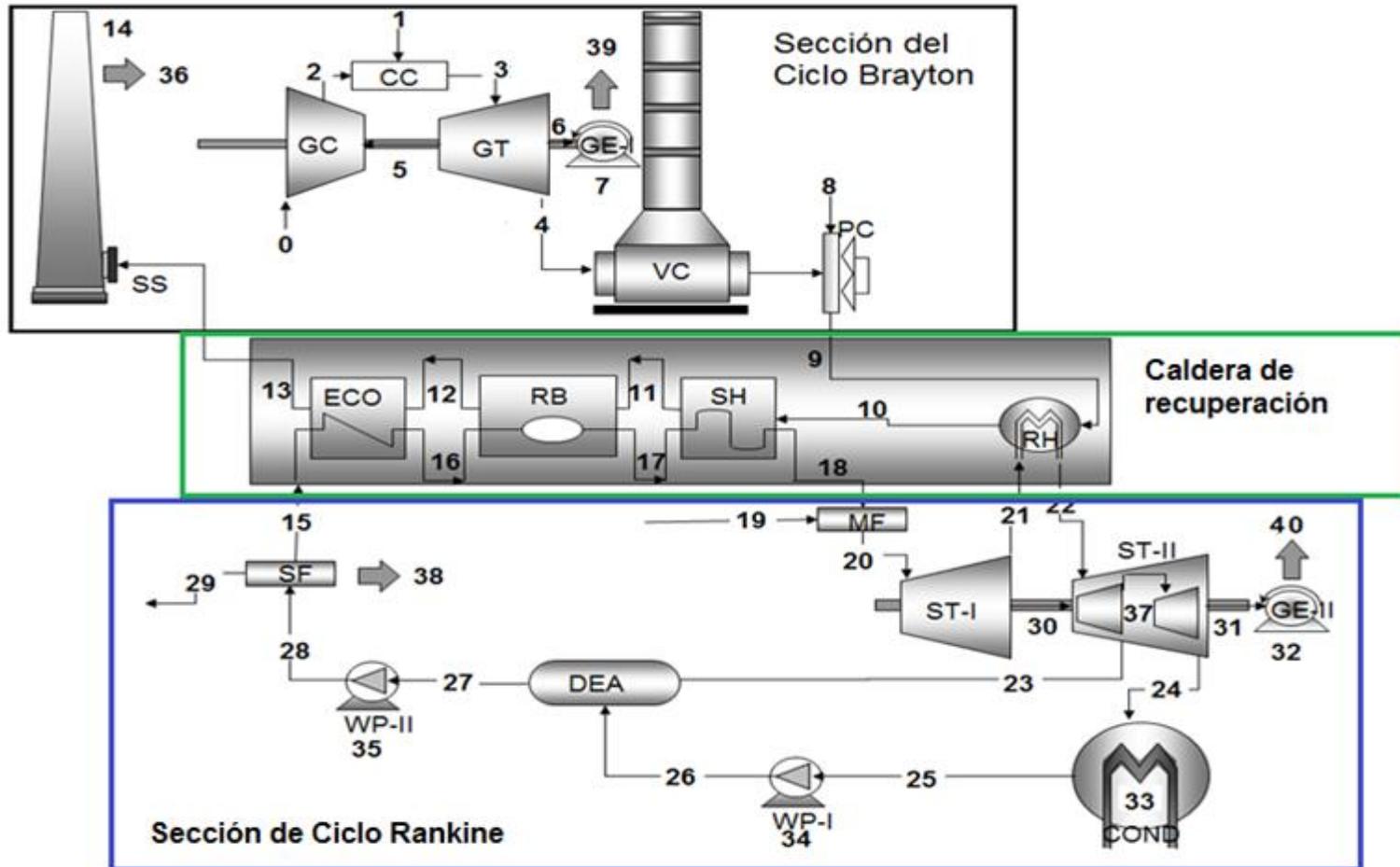
Sin embargo, en la configuración usada por CFE, es necesario agregar un mezclador (MF) y un separador de flujo (SF), pues el vapor producido con la energía de los gases de combustión del ciclo de gas, es insuficiente para la capacidad requerida del expansor del ciclo de vapor, por lo cual es necesario adicionar vapor extra, tanto de otro ciclo de gases similar, como de una caldera productora de vapor.

El diagrama que facilitó la visualización del proceso y ayudó a obtener los balances de materia y energía, al representar la configuración que se analizó es mostrado en la figura 3.3.

Dado que, la producción de vapor para la turbina de vapor, depende directamente de la calidad de energía que posean los gases de combustión producto del ciclo Brayton, suena lógico comenzar por dicho sistema.

Es importante mencionar también que, en este estudio, se usó como una herramienta en los balances de energía el complemento de *Microsoft Excel*®, *TPX*.

Figura 3.3 Ciclo combinado “Valle de México”



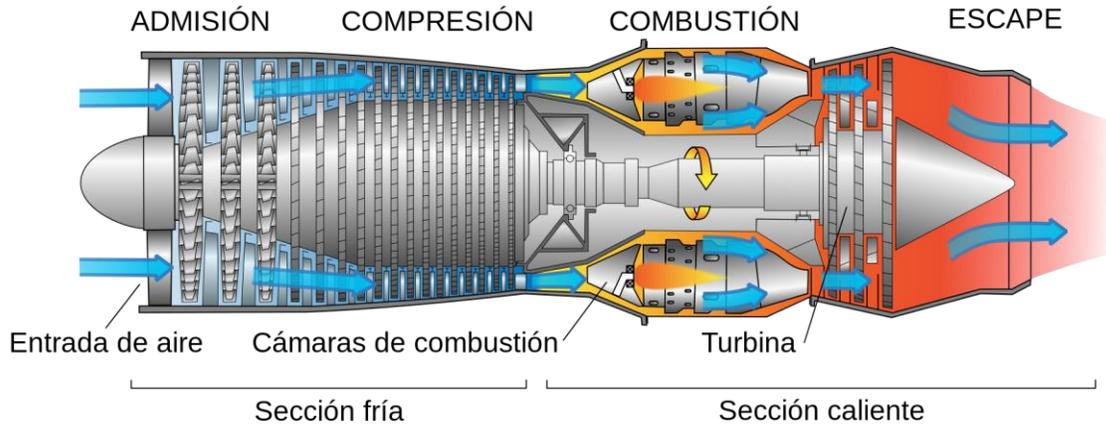
Fuente: Elaboracion Propia.

Análisis exergético de un ciclo combinado en condiciones operativas y de diseño

Ciclo Brayton

Para obtener los balances de materia y energía del proceso, resulta conveniente dividirlo en sus dos ciclos componentes; para el ciclo de Brayton, servirá la siguiente figura:

Figura 3.4 Turbina de Gas operada con el ciclo Brayton



Fuente: Jeff Dahl,

En un ciclo Brayton tradicional se usa aire seco; este no será el caso, el estudio realizado contempla aire húmedo. Con un 65% de **humedad relativa** para ser más precisos, ya que tanto el diseño, como los datos operativos de la planta con los cuales se cuenta poseen dicha característica en su alimentación.

Las condiciones que permitirán comenzar con los balances de masa y energía son

Tabla 3.5 “Características iniciales de flujos de entrada al Ciclo Brayton”:

Condiciones de referencia :	T= 20°C	P=101.325 kPa
Flujo de entrada de aire:	293 kg/s	
Condiciones a la entrada del aire:	T=14.7°C	P=76.7 kPa
Composición de aire (fracción másica):	O ₂ =0.2302	
	N ₂ =0.7581	
	H ₂ O=0.0117	
Combustible:	Gas Natural	
Poder Calorífico	49 220 kJ/kg	
Condiciones de entrada del combustible:	T=20°C	P=2 400 kPa

Fuente: CFE(prontuario “valle de México”)

Tabla 3.6 Composición del gas natural

Componente	y_i % Mol/Mol
Agua	0.0006
Nitrógeno	0.0243
Dióxido de Carbono	0.0003
Metano	0.7866
Etano	0.1441
Propano	0.0252
I-Butano	0.0035
N-Butano	0.0096
I-Pentano	0.0020
N-Pentano	0.0021
N-Hexano	0.0017

Fuente: CFE (Registro de composición de gas natural usado en “Valle de México”)

Con el fin de una fácil comprensión del sistema, los balances del ciclo serán separados en los equipos que componen el ciclo.

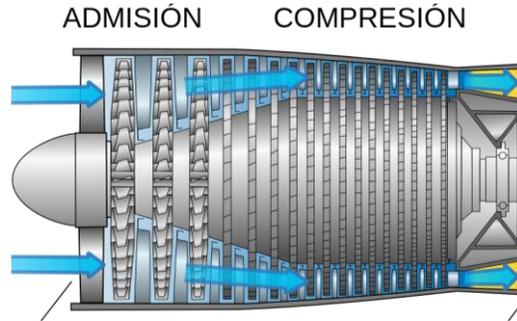
Compresor de gases

Para definir el estado termodinámico de cualquier sustancia, es necesario contar con al menos dos de sus características. En el compresor de gases, el estado termodinámico del aire está determinado por su presión y temperatura, ya proporcionados. Sin embargo, la salida de dicho equipo no posee aún, ninguna característica que pueda ayudar a determinar su estado termodinámico.

Con el fin de ayudarnos a obtener una de las dos características que ayuden a definir el estado de nuestro fluido de trabajo, nos auxiliaremos de la **relación de compresión** (R_P) para determinar la presión a la salida del compresor.

Una relación de compresión se define como:

Figura 3.5 Compresor de gases.



Fuente: Jeff Dahl,

$$Rp = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} \quad (3.1)$$

$$P_2 = (Rp)(P_1) \quad (3.2)$$

“El cociente resultante de la división del valor numérico de la presión a la salida entre la presión a la entrada.”

Para los fines requeridos, se usó una R_p con valor de 15.5. Con esto se obtuvo una característica del flujo a la salida del compresor, pero es necesario obtener una segunda.

Fue de conveniencia optar por que dicha característica del sistema fuese entalpia, que, a su vez, nos ayudará a conocer la temperatura para lo cual, primeramente, se trató a la compresión como un proceso isentrópico (proceso ideal):

$$\Delta s = \int_{T_r}^{T_{2i}} \frac{C_p}{T} dT \quad (3.3)$$

$$\Delta s = \sum_{n=1}^n \left[A_n \ln \left(\frac{T_{2i}}{T_r} \right) + B_n (T_{2i} - T_r) + \frac{C_n}{2} (T_{2i}^2 - T_r^2) + \frac{D_n}{3} (T_{2i}^3 - T_r^3) - \ln \left(\frac{x_n P_2}{P_r} \right) \right] \quad (3.4)$$

Dada la definición de un proceso isentrópico, $\Delta S = 0$, entonces:

$$0 = \sum_{n=1}^n \left[A_n \ln \left(\frac{T_{2i}}{T_r} \right) + B_n (T_{2i} - T_r) + \frac{C_n}{2} (T_{2i}^2 - T_r^2) + \frac{D_n}{3} (T_{2i}^3 - T_r^3) - \ln \left(\frac{x_n P_2}{P_r} \right) \right] \quad (3.5)$$

Donde:

$$\begin{aligned} x_n &= \text{fracción mol de cada componente} & A, B, C, D &= \text{cte por cada componente para calcular } Cp \\ T_r &= \text{temperatura de referencia} & P_2 &= \text{Presión final} \\ T_{2i} &= \text{temperatura de salida ideal} & P_r &= \text{Presión de referencia} \\ n &= \text{número de especies} \end{aligned}$$

Al igualar a cero la expresión (3.5) es posible obtener una temperatura para la salida del compresor “ideal” que nos permitirá calcular la entalpía a la salida del proceso, dada por:

$$\Delta h = \int_{T_r}^{T_{2i}} Cp dT \quad (3.6)$$

$$h_{2i} - h_1 = \sum_{n=1}^m \left[A_n (T_{2i} - T_r) + \frac{B_n}{2} + (T_{2i}^2 - T_r^2) \frac{C_n}{3} + (T_{2i}^3 - T_r^3) \frac{D_n}{4} + \frac{D_n}{4} (T_{2i}^4 - T_r^4) \right] \quad (3.7)$$

$$h_{2i} = \sum_{n=1}^m \left[A_n (T_{2i} - T_r) + \frac{B_n}{2} + (T_{2i}^2 - T_r^2) \frac{C_n}{3} + (T_{2i}^3 - T_r^3) \frac{D_n}{4} + \frac{D_n}{4} (T_{2i}^4 - T_r^4) \right] + h_1 \quad (3.8)$$

Donde:

$$h_1 = \text{entalpía inicial del fluido}$$

De acuerdo a la definición de la eficiencia de compresión (η_{comp}):

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

De esta expresión se podrá despejar la entalpía real obtenida a la salida del compresor.

$$h_2 = \left(\frac{h_{2i} - h_1}{\eta_{comp}} \right) + h_1 \quad (3.10)$$

Una vez obtenido este valor, se podrá sustituir en aquella donde inicialmente se obtuvo una entalpía ideal, con lo cual se obtuvo la temperatura real a la salida del compresor. La expresión resultante es:

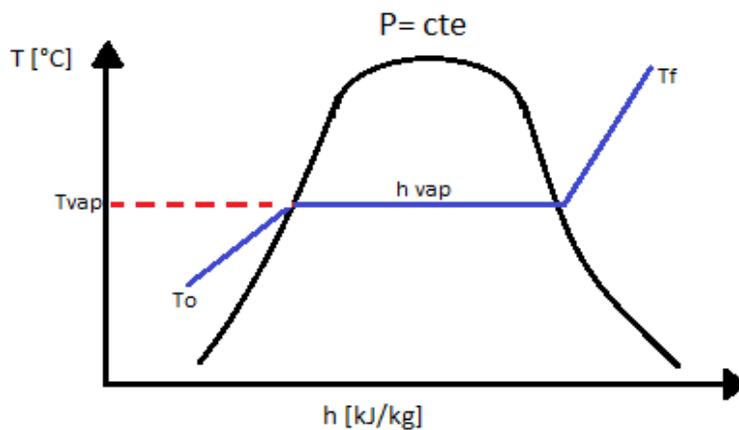
$$0 = \sum_{n=1}^m \left[A_n (T_{2i} - T_r) + \frac{B_n}{2} + (T_{2i}^2 - T_r^2) \frac{C_n}{3} + (T_{2i}^3 - T_r^3) \frac{D_n}{4} + \frac{D_n}{4} (T_{2i}^4 - T_r^4) \right] + \Delta h \quad (3.11)$$

Es importante destacar que cuando el aire contenga agua (humedad), esta sufre un cambio de estado, por lo que para este fenómeno se usa la siguiente expresión:

$$\Delta h = \int_{T_r}^{T_{eb}} C_p dT + h_{vap} + \int_{T_{eb}}^{T_2} C_p dT \quad (3.12)$$

Esta expresión indica el aumento en la entalpía desde el estado de referencia a la temperatura en que comienza el cambio de fase, la entalpía necesaria para efectuar dicho cambio y el posterior aumento en la entalpía, ya en su nueva fase. Este fenómeno se ilustra en la siguiente figura:

Figura 3.6 Cambio de estado en el agua



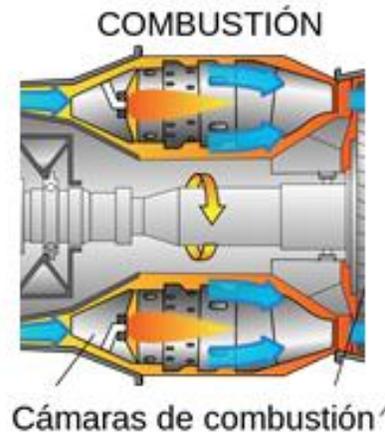
Fuente: Elaboración propia.

De esta manera, ya se cuenta con las 2 características que pueden definir el estado termodinámico a la salida de la GC junto a su entalpía (h) y entropía (s). Dado que se consideró la falta de pérdidas, el flujo de salida será igual al de entrada.

Cámara de combustión.

El aire proveniente del compresor, se encuentra ya definido en todas sus características al momento al obtener la temperatura y presión con la ayuda de la herramienta “TPX”

Figura 3.7 Cámara de combustión



Fuente: Jeff Dahl,

Es guiado a la entrada del CC del cual el flujo de proceso saldrá a temperatura de 1085 K y se mantendrá un proceso isobárico. Sin embargo, se desconoce la razón de flujo (m_{comb}) de combustible (gas natural), necesario para poder alcanzar dicha temperatura final. Los valores de los estados termodinámicos de las corrientes de procesos se encuentran en la tabla 3.9.

Para poder conocer dicho flujo, se debe definir la composición del combustible; en el caso de estudio, dicha composición es mostrada en la tabla 3.6.

Para cada compuesto que contenga carbón, se hará el balance correspondiente que ocurre en la reacción de combustión, considerando una combustión del 100%. Las reacciones balanceadas para esta mezcla en particular están expresadas en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Combustión del gas natural

Forma general:	$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right)O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O$
METANO	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$
ETANO	$C_2H_6 + \frac{7}{2}O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O$
PROPANO	$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$
I-BUTANO	$C_4H_{10} + \frac{13}{2}O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$
N-BUTANO	$C_4H_{10} + \frac{13}{2}O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$
I-PENTANO	$C_5H_{12} + 8O_2 \rightarrow 5CO_2 + 6H_2O$
N-PENTANO	$C_5H_{12} + 8O_2 \rightarrow 5CO_2 + 6H_2O$
N-HEXANO	$C_6H_{14} + \frac{19}{2}O_2 \rightarrow 6CO_2 + 7H_2O$

Fuente: Elaboración propia.

Para conocer la incógnita del flujo de combustible necesario para alcanzar las condiciones finales a la salida de la cámara de combustión se requiere conocer el calor producto de la combustión que proporcionará los medios para llegar al estado final. Pensando en este fin se toma la diferencia de entalpía multiplicada por su flujo másico del estado inicial y el estado final de la CC; lo cual es posible pues poseen al menos un par de características conocidas e independientes entre sí con los cuales se define su estado termodinámico.

$$Q_{necesario} = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad (3.13)$$

Donde:

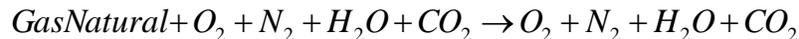
m_1 : flujo de aire a la entrada de la cámara de combustión	m_2 : flujo de aire a la salida de la cámara de combustión
h_1 : entalpía del flujo de aire de entrada de la cámara de combustión	h_2 : entalpía del flujo de aire de salida de la cámara de combustión.

Con esto se determina la cantidad de combustible necesario capaz de suministrar dicha energía, con la expresión:

$$m_{combustible} = \frac{Q_{necesario}}{PCI} \quad (3.14)$$

Recordando que:

- Además del sistema reactante, existen sustancias inertes de las reacciones, pero que de igual manera absorben energía para salir a igual condiciones de temperatura que los componentes de interés.
- Existe un exceso de aire, con el cual se garantiza una combustión total y se evita la producción de CO_x y NO_x .
- En un sentido estricto, el principio de conservación de materia indica que $m_1 = m_2$, sin embargo, la proporción de las diferentes sustancias cambia, al igual que sus propiedades como el Cp (esencial para esta parte). Por tal motivo de forma general la reacción es:



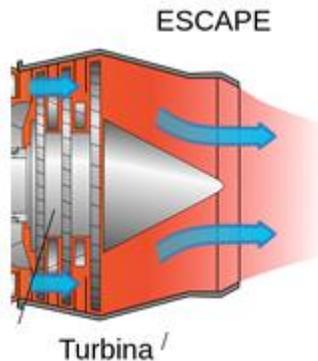
Por lo anterior este proceso se vuelve iterativo hasta alcanzar el estado estacionario, en el cual, el combustible requerido se mantendrá constante, Mientras

$$m_2^{CC} = m_1^{CC} + m_{comb}$$

Turbina de gas.

Para la expansión, se encuentra definido el estado 1 o la entrada a la turbina de gas, no así la salida de este. Para empezar a definir el estado termodinámico a la salida del proceso comenzar es definiendo la presión a la salida. Obtenida a partir del R_P (al igual que en la compresión). La figura 3.8 ilustra esta parte de la turbina.

Figura 3.8 Turbina de Gas



Fuente: Jeff Dahl,

$$P_2 = \frac{P_1}{R_p} \quad (3.15)$$

Al igual que en la compresión, se usó el principio de idealidad del ciclo considerando en primera instancia un proceso isentrópico, con lo cual de nueva instancia se recurre a las ecuaciones 3.3, 3.4 y 3.5.

Después de la combustión se agrega además el CO_2 a la mezcla del fluido de trabajo. Sólo por esta consideración, el resto del proceso es similar al ya descrito en la compresión y con las ecuaciones 3.6 a 3.11.

Al obtener la entalpía real es posible igualar a cero la expresión y obtener una temperatura “real” que hará posible caracterizar la corriente de salida junto a sus demás propiedades.

Es importante destacar que en este caso también se hará la consideración por cambio de estado para el agua, pero además se incluye la aportación de un compuesto adicional producido de la combustión, el CO_2 .

El balance de masa no presenta mayor problema dado que se considera una operación sin pérdidas, con lo cual el flujo de entrada será igual al flujo de salida de la TG.

Post combustor.

Ya se ha mencionado que la función del post combustor en el ciclo Brayton es aumentar la energía de los gases de combustión proveniente de la turbina de gas, en sentido estricto, se puede tratar como una segunda cámara de combustión.

Bajo esta premisa, el balance para dicho equipo será similar al de la CC.

Tren de intercambiadores

Puesto que la configuración del sistema es 1-1, es decir un ciclo Brayton acoplado a un ciclo Rankine, se requiere de un tren de intercambiadores que hagan posible aprovechar la energía dispuesta en los gases de combustión provenientes de la turbina de gases, se toman en cuenta los siguientes equipos: En la realidad, este tren posee la forma que ilustra la figura 3.9, siendo esta su vista exterior y dentro de la carcasa se encuentran los intercambiadores de calor.

Figura 3..9 Tren de intercambiadores para la producción de vapor



Fuente: LearnEngineering

Las características para estos equipos serán ilustradas en la tabla 3.8:

Tabla 3.8 Características del tren de intercambiadores

Equipo	Temperatura de entrada de gases de combustión [°C]	Temperatura de salida de gases de combustión [°C]
Recalentador	545	476.85
Súper Calentador	476.85	409.85
Reboiler	409.85	364.9
Economizador	364.9	250

Fuente: prontuario de C.C.H. Valle de México

Con esta información y dado que se encuentran a presión atmosférica, los estados termodinámicos de cada corriente pueden ser definidos sin mayor problema. El flujo másico se mantiene constante al ser un tren en serie.

Chimenea

Los estados termodinámicos tanto a la entrada, como a la salida de la chimenea, están definidos por la presión y temperatura. Con lo cual es posible conocer su entalpía para el balance, la masa se sigue conservando a través de la chimenea.

El balance de materia y energía deberá estar completo para el primer ciclo, con lo cual se prosigue al ciclo de vapor.

Ciclo generador de vapor.

Como se mencionó anteriormente, el ciclo de vapor depende directamente de la energía residual del ciclo Brayton almacenada en sus gases de combustión, sin embargo para la turbina de vapor de C.C.H. Valle de México, el flujo de vapor requerido a la entrada de dicho equipo es de alrededor de 244 kg/s de vapor, si fuese necesario o requerido producir esta cantidad solo con el tren de intercambiadores se someterán dichos gases a una repotencialización con ayuda del post combustor, no obstante, en este estudio no se lleva a cabo esto al 100%, en su lugar se mezcla el resultado de la producción de la energía contenida en los gases de combustión de otro ciclo Brayton similar así como el vapor producido en un caldera. Haciendo esta aclaración, se procede a comenzar los balances de materia y energía.

Tren de intercambiadores

El punto de partida del ciclo de generación de vapor es el tren de intercambiadores compuestos por ECO, RB y SH, aunque dejando de lado por el momento al RH.

Es necesario conocer el flujo de agua que será capaz de convertirse en un vapor con la energía requerida por la turbina de vapor. Para obtener este flujo se simula una “caja negra” en el tren de intercambiadores entre la entrada de gases al SH y su salida en ECO, así como la entrada de agua al ECO y su salida en SH. Las características de entrada del agua al ECO serán a 143.6°C y 19 515 kPa, con estas propiedades y la ayuda de la herramienta TPX podemos conocer la entalpía a dichas condiciones. Dado que se conocen todos los estados termodinámicos de las corrientes involucradas en la “caja negra”, excepto la correspondiente a la salida del agua, se realiza el siguiente balance.

$$Q_{cedido} = Q_{ganado} \quad (3.16)$$

$$m_{gases} (h_s^{gas} - h_E^{gas}) = m_{agua} (h_s^{agua} - h_E^{agua}) \quad (3.17)$$

$$m_{agua} = \frac{m_{gases} (h_s^{gas} - h_E^{gas})}{(h_s^{agua} - h_E^{agua})} \quad (3.18)$$

Se desestiman las pérdidas, por lo que el flujo de agua a través del tren de intercambiadores será considerado constante. Con esta incógnita resuelta, se podrán conocer las condiciones de las corrientes que se encuentran entre los equipos que conforman el tren de intercambiadores.

Se comenzará pues, con el balance “desagrupando” dicho tren para conocer los estados termodinámicos del fluido de trabajo en las corrientes aun con incógnitas.

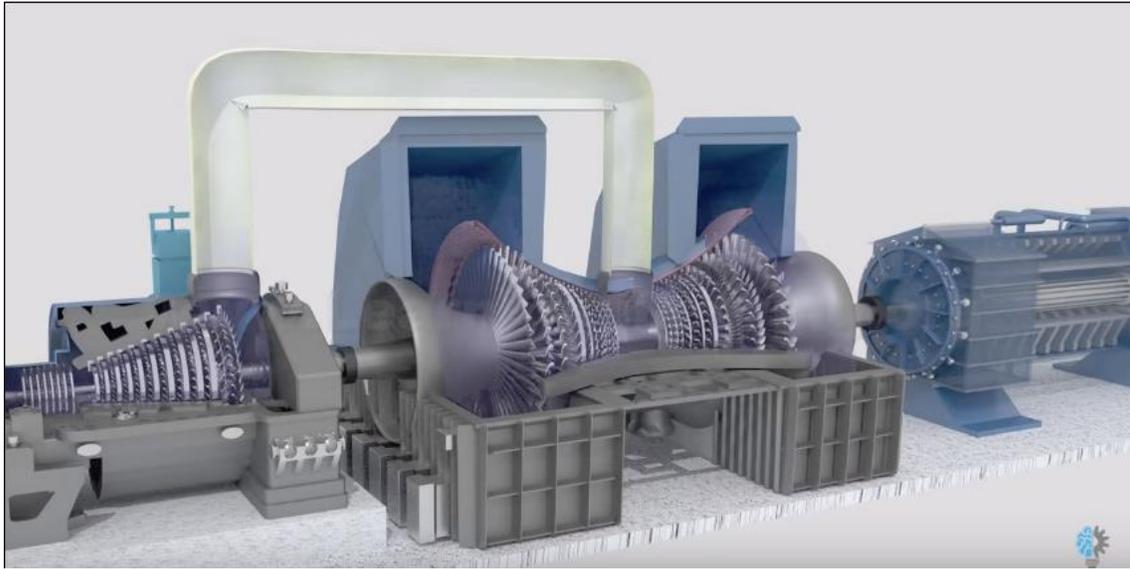
En esta ocasión las ecuaciones 4.16 y 4.17, servirán de base para conocer la entalpía a la salida de los equipos, exceptuando la incógnita que se desea conocer, siendo:

$$h_s^{agua} = h_E^{agua} + \frac{m_{gases} (h_s^{gas} - h_E^{gas})}{m_{agua}} \quad (3.19)$$

Turbina de vapor

El flujo, ahora vapor, será sometido a una expansión en una turbina esquematizada en dos etapas, en la primera de ellas el flujo sufrirá la pérdida de entalpía, para definir su estado termodinámico se cuenta con una R_p de 0.3431, para usar la segunda propiedad, la entalpía, se obtiene de la siguiente forma:

Figura 3.10 Turbina de vapor con re-potencialización



Fuente: LearnEngineering

Al comenzar, se tratará al proceso de forma ideal, es decir, un proceso isotrópico, esto definirá un estado termodinámico ideal que nos permite conocer una entalpía ideal del proceso. Auxiliándose de la ecuación 4.9 podremos obtener la entalpía real proceso y definir el estado real del proceso.

$$h_s = h_e - \eta_{comp} (h_e - h_{si}) \quad (3.20)$$

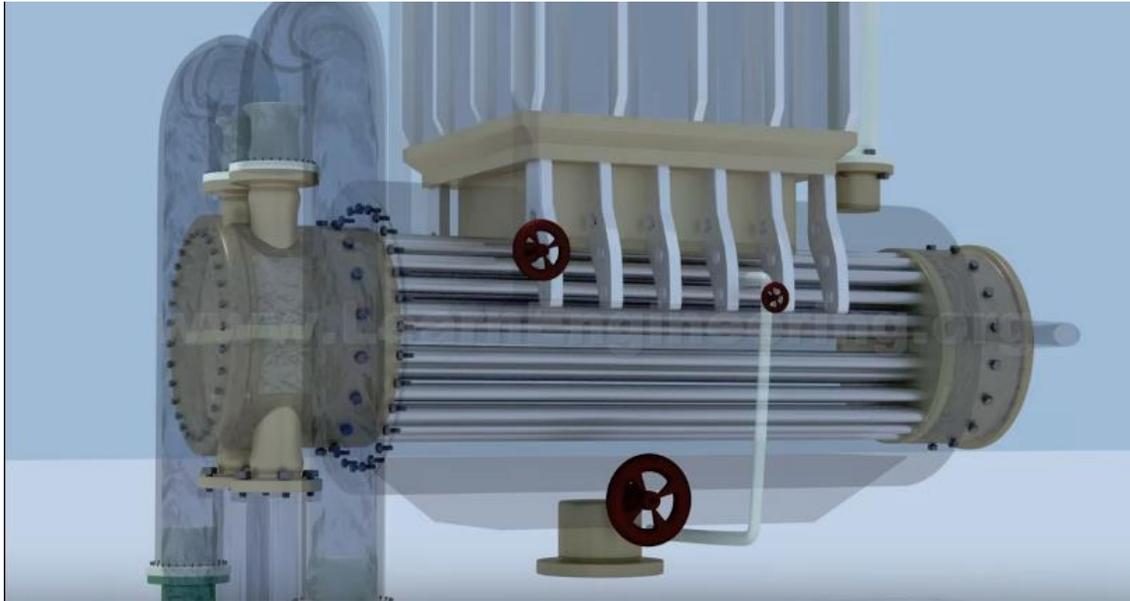
Para la primera etapa, el flujo será el mismo a la entrada y a la salida. Para la salida, como se aprecia en la figura 4.8, la segunda etapa de la turbina se analizará como dos etapas, esto debido a que en una primera “sub etapa” existirá una corriente de purga, que será dirigida al deareador, la cantidad de este flujo purgado es aproximadamente 19%.

Para conocer la entalpía tanto a la salida de la primera sub etapa, como de la segunda, se sigue el mismo procedimiento que para la primera etapa. Esto es, definir un estado ideal isotrópico, auxiliarse de la eficiencia de compresión para obtener la entalpía real y con esto, el estado termodinámico real con ayuda del TPX.

Condensador

El condensador tendrá definidos sus estados termodinámicos por la presión y la entalpía a la entrada y por la presión y la calidad (X) a la salida. La figura 3.11 es un ejemplo de la apariencia real que puede poseer un equipo de esta naturaleza (intercambiador de tubos y coraza).

Figura 3.11 Condensador de vapor



Fuente: LearnEngineering

Este equipo será el último que se trate en esta sección, para poder observar de forma más específica los balances de materia y energía, se recomienda observar el *anexo correspondiente a los balances de materia y energía*. En la tabla 3.9, se hace un recuento de forma resumida de los valores obtenidos de dichos balances:

Tabla 3.9 Balance de materia y energía

Corriente	Flujo [kg/s]	Temperatura		Presión		entalpía "h"	entropía "s"	calidad "x"
		[°C]	[K]	[kPa]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]	[adim]
0	293	14,7	287,85	76,7	0,7670	-5,5596	-0,0191	----
1	5,778	20	293,15	2400	24,0			
2	293	388,28	661,43	1188,85	11,8885	413,7807	0,1301	----
3	298,7773	1085	1358,15	1188,85	11,8885	1357,7038	1,2853	----
4	298,7773	420,10	693,25	76,7	0,7670	587,4535	1,3181	----
8	0,7030	14,70	287,85	2400	24,0			
9	299,4802	545,00	818,15	76,7	0,7670	701,616	1,502	----
10	299,4802	476,85	750,00	76,7	0,7670	622,811	1,4012	----
11	299,4802	409,20	682,35	76,7	0,7670	549,267	1,299	----
12	299,4802	364,90	638,05	76,7	0,7670	500,227	1,2252	----
13	299,4802	250,00	523,15	76,7	0,7670	383,523	1,0242	----
14	299,4802	154,50	427,65	76,7	0,7670	283,423	0,816	----
15	26,8616	143,60	416,75	19515,0	195,15	715,626	1,987	0,000
16	26,8616	353,40	626,55	17207,0	172,07	2026,119	4,343	0,389
17	26,8616	361,60	634,75	16320,0	163,20	2710,388	5,447	1,000
18	26,8616	515,00	788,15	12415,2	124,15	3383,443	6,518	1,000
19	217,7799	515,00	788,15	12415,2	124,15	3383,443	6,518	1,000
20	244,6416	515,00	788,15	12415,2	124,15	3383,443	6,518	1,000
21	244,6416	361,99	635,147	4260,0	42,60	3116,454	6,593	1,000
22	244,6416	399,04	672,19	3906,0	39,06	3212,924	6,778	1,000
23	46,2805	202,259	475,409	674,0	6,74	2851,189	6,917	1,000
24	198,3610	43,37	316,52	8,8	0,09	2276,971	7,237	0,874
25	198,3610	43,37	316,52	8,8	0,09	181,634	0,617	0,000
26	198,3610	43,69	316,84	4260,0	42,60	186,677	0,620	0,000
27	244,6416	163,49	436,64	674,0	6,74	690,741	1,977	0,000
28	244,6416	166,81	439,96	20790,0	207,90	716,781	1,986	0,000
29	217,7799	166,72	439,87	19515,0	195,15	715,642	1,987	0,000

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla (3.9) sólo se incluyen aquellas corrientes que poseen un flujo másico. La siguiente tabla expresa las cantidades tanto de energía como de trabajo mecánico involucradas en el sistema.

Tabla 3.10 Trabajo, energía eléctrica y calor en el sistema.

Corriente	flujo [kJ/s]	Tipo de flujo
5	123,092.07	Trabajo mecánico
6	109,081.29	Trabajo mecánico
7	107,368.71	Energía eléctrica
30	65,316.52	Trabajo mecánico
31	197,271.68	Trabajo mecánico
32	258,465.56	Energía eléctrica
33	409,922.58	Calor
34	997.50	Trabajo mecánico
35	6,370.27	Trabajo mecánico
36*	29,748.90	Calor
38*	278.90	Calor
39*	1,712.58	Calor
40*	4,122.63	Calor

*Calor perdido en equipos
Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 4

Análisis exergético Central Termoeléctrica

Los antecedentes en el contexto político, así como el actual en nuestro país, resultaron en diferentes reformas para sectores variados incluyendo el sector energético, razón por la cual, el sector se ha visto forzado a obtener la mayor cantidad de beneficios (producción de energía eléctrica) con la menor cantidad de inversión posible (insumos y costos de operación).

Como se expone en el capítulo uno de este trabajo, desde la aprobación de la reforma energética el sector ha sufrido un abrupto cambio en la forma de operar, al menos, de parte de la principal agencia productora de energía eléctrica, CFE, que tomó medidas como el cambio de uso de combustibles, equipos y configuraciones de operación en sus diferentes instalaciones productoras.

Sin embargo, producto de la información recabada en dicho primer capítulo, también se puede concluir que el mercado del sector energético es un mercado con deficiencias de suministro, esto es, no ha sido cubierto en su totalidad. Esto es fácilmente observable al analizar la cantidad de energía producida por parte de los productores independientes de energía (PIE's).

Esto representa un problema en el contexto social, pero una oportunidad de inversión o crecimiento desde un punto de vista económico. Para poder tomar adecuadas decisiones en la producción de energía eléctrica, es necesario conocer los principios y limitaciones tecnológicas que harán posible la obtención del producto (energía eléctrica).

En este sentido, comprender adecuadamente tanto los procesos que constituyen al ciclo termodinámico de Brayton como al ciclo termodinámico Rankine (los más usados para generar energía eléctrica), fue de vital importancia para comprender el sistema y sus subsecuentes resultados.

No obstante, la afirmación de haber hecho la selección de un proceso o tecnología adecuada u óptima, sólo puede ser afirmado realizando análisis que arrojen datos contundentes sobre el desempeño de dicha tecnología. Aunque se puede pensar en un análisis de primera ley termodinámica, el inconveniente de este tipo de análisis radica en sus limitantes para involucrar al mismo tiempo tanto el principio de conservación de materia, como el de energía, para dar un parámetro único capaz de describir si un sistema ha sido capaz de explotar al máximo sus insumos.

Este parámetro, la exergía, fue mencionado en el capítulo 2, y aunque se ha estado presente de forma implícita a lo largo del presente trabajo, se abordará formalmente de cómo es que se logra un balance de exergía en un sistema y los resultados que este nos puede arrojar, así como su interpretación.

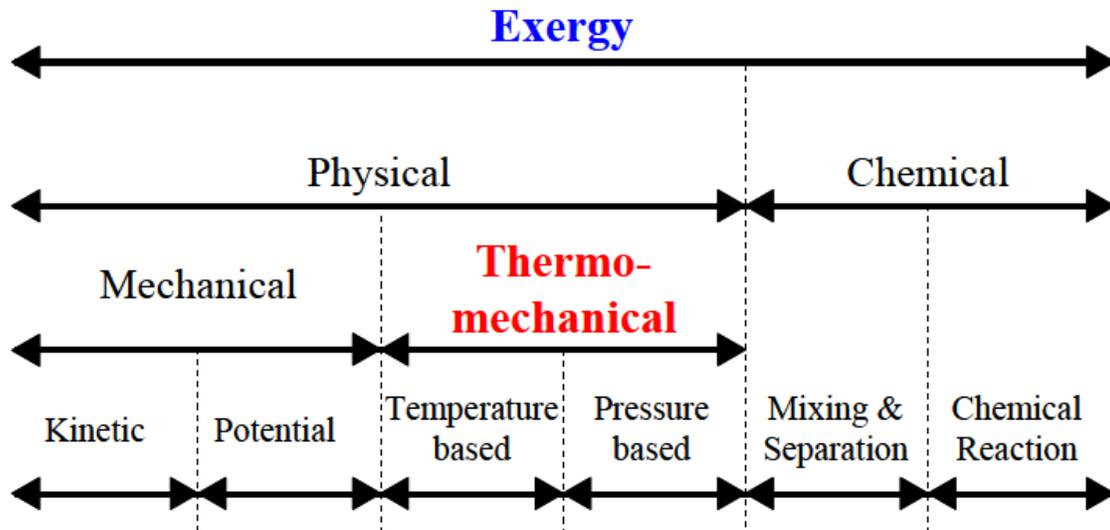
No obstante, se debe mencionar que, para poder tener un amplio panorama de la interpretación de los resultados, se deben considerar la resultante tanto de un análisis de la primera ley como de la segunda, es decir, no son ajenos unos de los otros.

4.1 Balances de exergía.

Para comenzar con el balance de exergía, es necesario contar con los balances de materia y energía productos del análisis de primera ley (es por eso que no son excluyentes ambos análisis), pues a partir de ellos se podrá obtener los balances de exergía.

Al igual que sucede con otras propiedades como la entropía, entalpía o energía libre de Gibbs, la exergía puede ser expresada por unidad de masa (b) o de forma específica para un flujo dado (B). La clasificación de la exergía puede ser dada de forma similar a la de la energía, como se muestra en la figura 4.1

Figura 4.1 Clasificación de la exergía para sistemas PvT



Fuente: Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology

La obtención del valor numérico se logra a partir de las siguientes expresiones mostradas en la tabla 4.1, según sea el caso

Tabla 4.1 Ecuaciones para el cálculo de exergía.

Materia	$b_{materia} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$	(4.1)
Trabajo	$b_w = W_i$	(4.2)
Calor	$b_q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$	(4.3)
Combustible	$b_{combustible} = \frac{b}{PCI} = \left(1.033 + 0.0169 \left(\frac{\beta}{\alpha} \right) \right) - \left(\frac{0.0698}{\alpha} \right) \%$	(4.4)

Fuente: Elaboración propia.

Donde α y β son fracciones atómicas de carbono e hidrógeno respectivamente del gas natural considerado

Para el trabajo mecánico involucrado en el sistema, la exergía será igual al mismo valor, es decir: $b_{trabajo} = w_{mecánico}$. Con esta aclaración es posible obtener posteriormente la exergía específica de cada corriente (de materia, trabajo o calor) involucrada en el sistema.

El principio de cualquier balance en que “*Entrada = Salida*”, no es aplicado para esta propiedad en un sentido estricto, en su lugar constantemente existen pérdidas que son imposibles de recuperar, además de la peculiaridad de la segunda ley que permite mezclar los flujos másicos con los energéticos. Así pues, para todo elemento del sistema:

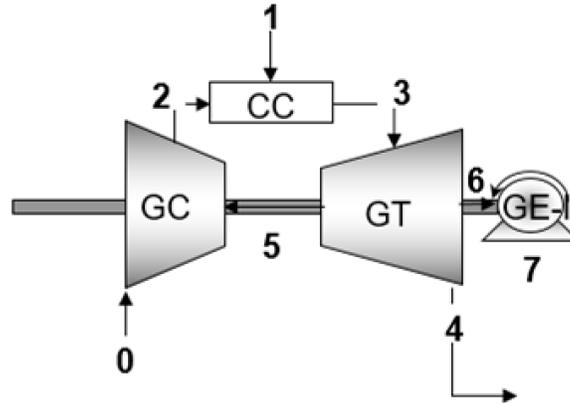
$$Bd = \sum B_{entrada} - \sum B_{salida} \quad (4.5)$$

Ya que, en la exergía, el fin del estudio es analizar cuánto de la energía suministrada se convirtió en energía útil para el sistema, podemos encontrar en todo caso real irreversible un gradiente entre la entrada y la salida de exergía (Bd).

Para poder comprender de una mejor manera la forma en cómo se realiza el balance exergético, se realiza a continuación el balance para el ciclo Brayton del sistema. Para el cálculo numérico de la exergía, se usarán los valores de las tablas 3.9 y 3.10 resultado de los balances de masa y energía.

Se toma además el esquema de la figura 3.3 con el fin de asemejar la numeración usada hasta el momento y evitar posibles confusiones.

Figura 4.2 Ciclo de Brayton



Fuente: Elaboración propia

Una importante decisión al dar comienzo un análisis exergético, es el “**grado de desagregación del sistema**”, pues este grado afectará directamente en la profundidad de los resultados y la posterior interpretación que pudiese arrojar. Para los fines de este estudio, el grado de desagregación se llevaron al grado de analizar cada equipo como un sistema propio. Con este prelude ahora se puede seguir adelante.

El primer equipo en el ciclo es el compresor de aire; en éste se encuentran involucradas tanto corrientes de materia como de trabajo mecánico las cuales no podrían ser relacionadas en primera instancia con un balance tradicional, pero no así con un balance de exergía.

El primer paso necesario para comenzar el balance de exergía (además de los balances de materia y energía) es señalar un estado de referencia, el cual será el mismo para todo el sistema, en este caso nuestro estado de referencia lo definiremos en 15°C y 101.15 kPa. Bajo estas condiciones se calcula la entropía y entalpia del aire a iguales condiciones de humedad, dichas propiedades serán identificadas desde este punto como s_0 y h_0 respectivamente y sus valores serán de 0.0174 kJ/kg K y 5.074 kJ/kg (*TPX Microsoft Excel*®), también respectivamente.

Dicho lo anterior, se puede iniciar con el balance dentro del compresor de aire, recordando la ecuación 4.1 y 4.2, obtenemos que:

$$b_0 = (h_0^* - h_0) - T_0 (s_0^* - s_0) \quad (4.6)$$

$$b_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) \quad (4.7)$$

$$b_5 = w_5 \quad (4.8)$$

Note que, en esta ocasión, las características del estado termodinámico de la corriente cero, poseen un superíndice (*) para no ser confundidas con el estado de referencia con subíndice cero.

Las ecuaciones 4.6, 4.7 y 4.8 dan origen a los valores de “b” para cada corriente, sin embargo, se requiere los valores específicos de exergía. Para eso b_5 y b_2 son multiplicados por sus flujos másicos, obteniendo B_0 , B_5 y B_2 . El balance exergético entonces ya puede realizarse; para el compresor de aire será:

$$Bd_{GC} = B_0 + B_5 - B_2 \quad (4.9)$$

Como puede observarse, tanto las corrientes 0 y 2, correspondientes a flujos másicos, pueden ser evaluados de igual forma que el 5 correspondiente a un trabajo mecánico. Dado que los valores numéricos de B_0 , B_5 y B_2 son -26 kJ/s, 122,867 kJ/s y 110,243 kJ/s respectivamente, el valor de la diferencia de exergía a través del compresor será:

$$Bd_{GC} = -26 \frac{kJ}{s} + 122,867 \frac{kJ}{s} - 110,243 \frac{kJ}{s} = 12,598 \frac{kJ}{s}$$

Prosiguiendo con el ciclo, la cámara de combustión ocupa el siguiente puesto en la secuencia del proceso. De igual manera, se tomará el esquema de la figura 4.2 para seguir la secuencia de las corrientes en el proceso.

En la cámara de combustión al igual que en el compresor, se involucran tres corrientes, pero en esta ocasión una de ellas es un combustible, lo que involucra una energía química. Aunque la teoría sugiere usar la ecuación 4.4, para fines prácticos se usará una relación empírica en la cual se usa el Poder Calorífico Superior (PCS) y se multiplica por 0.9. Entonces la determinación de la exergía específica estará dada por:

$$B_2 = [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)]m_2 \quad (4.7)$$

$$B_3 = [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]m_3 \quad (4.10)$$

$$B_1 = PCS(0.9) \quad (4.11)$$

El balance en la cámara de combustión será entonces:

$$Bd_{CC} = B_1 + B_2 - B_3 \quad (4.12)$$

Al igual que en el equipo anterior, a pesar de tratarse de corrientes de diferente naturaleza, con el método de análisis exergético, es posible sumarlas entre sí.

$$Bd_{CC} = 255,972 \frac{kJ}{s} + 110,243 \frac{kJ}{s} - 294,986 \frac{kJ}{s} = 71,228 \frac{kJ}{s}$$

Al obtener el valor de la exergía en la cámara de combustión, se prosigue con la turbina de gases. Donde se involucran: 3, 4, 5 y 6 de acuerdo a la figura 4.2.

$$B_3 = [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]m_3 \quad (4.13)$$

$$B_4 = [(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)]m_4 \quad (4.14)$$

$$B_5 = W_5 \quad (4.15)$$

$$B_6 = W_6 \quad (4.16)$$

Por consiguiente:

$$Bd_{GT} = B_3 - B_4 - B_5 - B_6 \quad (4.17)$$

Y en un valor numérico:

$$Bd_{TG} = 294,986 \frac{kJ}{s} - 62,023 \frac{kJ}{s} - 122,867 \frac{kJ}{s} - 107,267 \frac{kJ}{s} = 2,830 \frac{kJ}{s}$$

El más sencillo de los elementos que componen el ciclo de Brayton, es el generador eléctrico, pues la generación de potencia es considerada directamente proporcional a la exergía. Esto es:

$$B_{GE-I} = B_6 - B_7 \quad (4.18)$$

No obstante, al tratarse de un ciclo real, se sabe que no todo el trabajo suministrado es convertido en energía eléctrica, existe una pérdida de energía que se disipa al ambiente en forma de calor, esto hace que el balance del generador eléctrico sea entonces:

$$Bd_{GE-I} = B_6 - B_7 - B_{39} \quad (4.19)$$

Donde B_{39} corresponde al trabajo perdido en forma de calor, estos valores son obtenidos de la siguiente manera:

$$B_6 = W_6 \quad (4.20)$$

$$B_7 = W_7 \quad (4.21)$$

$$B_{39} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{14}} \right) \quad (4.22)$$

Que en un valor numérico son:

$$Bd_{GE-I} = 109,081 \frac{kJ}{s} - 107,369 \frac{kJ}{s} - 975 \frac{kJ}{s} = 738 \frac{kJ}{s}$$

Aunque se terminó con el ciclo Brayton, es importante mencionar que, en el resto del sistema se llevaron a cabo de la misma manera el procedimiento para realizar los balances de exergía correspondientes. Para observar el desarrollo de los balances de exergía, se recomienda revisar el apéndice 9 de balances exergéticos.

Así mismo, en la tabla 4.2 se presentan los valores de los balances exergéticos del sistema estudiado útiles para el posterior tratamiento de resultados. Aunque este ejemplo se centra específicamente en la operación de diseño del sistema, el mismo tratamiento debe realizarse al sistema con los datos reales de operación.

Tabla 4.2 Exergía por equipo, configuración 1-1 (Diseño).

	Equipo	B entrada [kW]	B salida [kW]	Bd [kW]	%
GC	COMPRESOR DE GASES	122,841	110,243	12,598	7.90%
CC	CALDERA DE COMBUSTION	366,215	294,986	71,228	44.67%
GT	TURBINA DE GASES	294,986	292,157	2,830	1.77%
GE-I	GENERADOR ELECTRICO	107,267	106,567	700	0.44%
PC	POST COMBUSTOR	93,165	80,480	12,686	7.96%
SS	CHIMENEA	26,462	24,258	2,204	1.38%
RH	RECALENTADOR	378,067	373,727	4,340	2.72%
SH	SUPER HEATER	96,230	95,112	1,118	0.70%
RB	REBOILER	75,484	74,851	633	0.40%
ECO	ECONOMIZADOR	48,053	47,264	789	0.49%
MF	MEZCLADOR	368,211	368,211	0	0.00%
ST-I	EXPANCIÓN 1º ETAPA	368,211	362,903	5,308	3.33%
ST-II	EXPANCIÓN 2º ETAPA	308,134	280,077	28,057	17.60%
GE-II	GENERADOR ELECTRICO	267,714	263,511	4,203	2.64%
COND	CONDENSADOR	37,975	37,971	3,73	0.00%
WP-I	BOMBA CONDENSADOS	1,717	1,580	136	0.09%
DEA	DEAREADOR	41,285	29,542	11,742	7.36%
WP-II	BOMBA DEAREADOR	35,912	35,286	626	0.39%
SF	SEPARADOR DE FLUJO	35,286	35,052	234	0.15%

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, en la tabla 4.3 se presenta los valores de exergía por cada una de las corrientes del sistema.

Tabla 4.3 Exergía por corriente, configuración 1-1 (Diseño).

Corriente	B [kJ/s]	Corriente	B [kJ/s]	Corriente	B [kJ/s]	Corriente	B [kJ/s]
0	-26	11	54.682	22	308.134	33	37.255
1	255.972	12	44.214	23	39.704	34	1.000
2	110.243	13	26.462	24	37.975	35	6.370
3	294.986	14	14.479	25	716	36	9.779
4	62.023	15	3.839	26	1.580	38	86
5	122.867	16	20.802	27	29.542	39	984
6	107.267	17	30.638	28	35.286	40	377
7	105.583	18	40.430	29	31.127		
8	31.142	19	327.782	30	65.317		
9	80.480	20	368.211	31	202.398		
10	65.592	21	297.587	32	263.511		

Fuente: Elaboración propia

4.2 Tratamiento de resultados

Siguiendo con la metodología; la forma en que los resultados provenientes de los balances exergéticos serán presentados será esta vez considerando a todo el sistema.

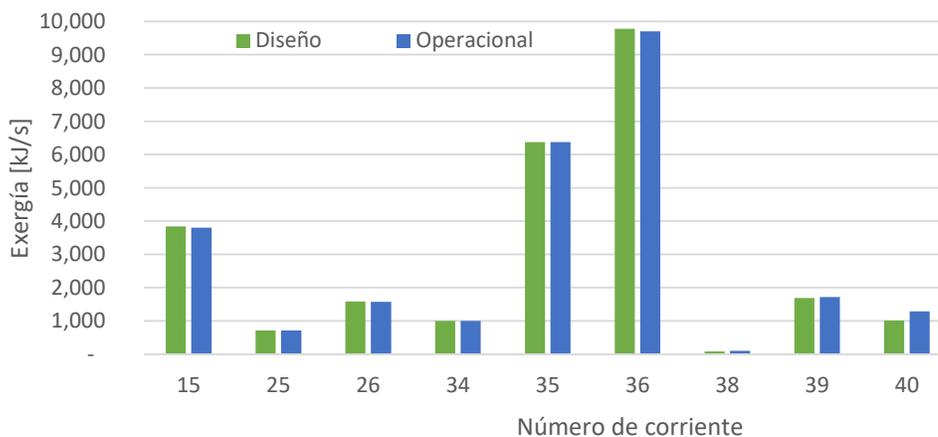
Las tablas 4.2, y 4.3 nos proporcionan los valores necesarios con ellas se pueden construir las siguientes gráficas que ayudarán a comprender e interpretar el comportamiento del sistema. Aunque para los fines de este análisis, se agregaran, además, los valores tanto del sistema en condiciones de operación, como en el diseño, para lograr una comparativa que responda las preguntas: ¿Qué tan eficiente es la operación del sistema? ¿Cuáles son las áreas de mejora más contundentes? ¿Cuál es el costo de inversión (recursos) para obtener un producto deseado?, etc.

Si se desea conocer el valor puntual de la exergía en las condiciones de operación no presentadas hasta este punto, se recomienda consultar el anexo 10 del trabajo.

Comencemos con las comparaciones por corriente de proceso; ya que, en un análisis de segunda ley cada corriente sin importar su naturaleza posee exergía, se comparará ambas condiciones, operación y diseño, para saber cual posee una mayor carga de irreversibilidad en sus flujos. Se debe recalcar que, para ambas condiciones de operación, el estado de referencia es el mismo.

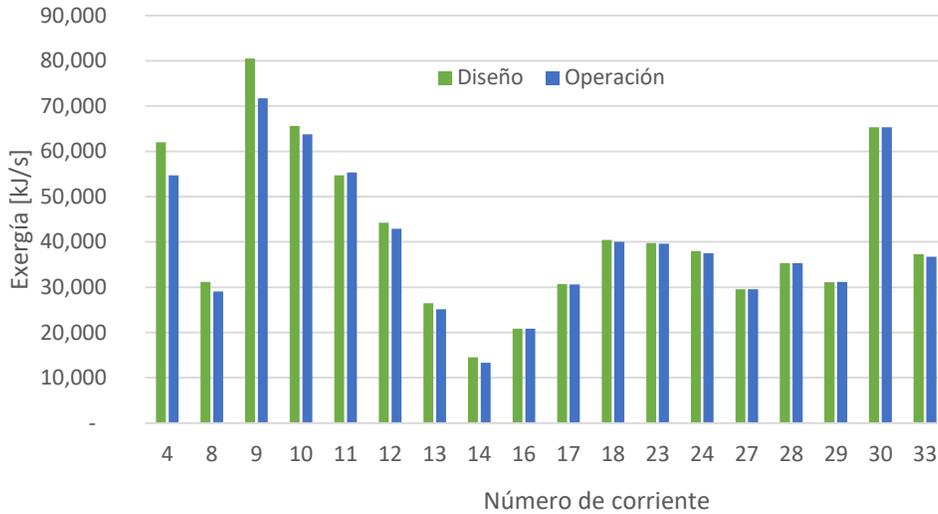
Puesto que se requiere observar claramente las diferencias entre estos dos estados del sistema (operación y diseño) y las magnitudes entre corrientes, aun en el mismo estado, son de magnitudes desproporcionadas, se ha dividido en tres rangos que no obstaculicen la observación de los cambios en las corrientes.

Gráfica 4.1 Exergía de las corrientes de proceso ($B > 10\,000$ kJ/s)



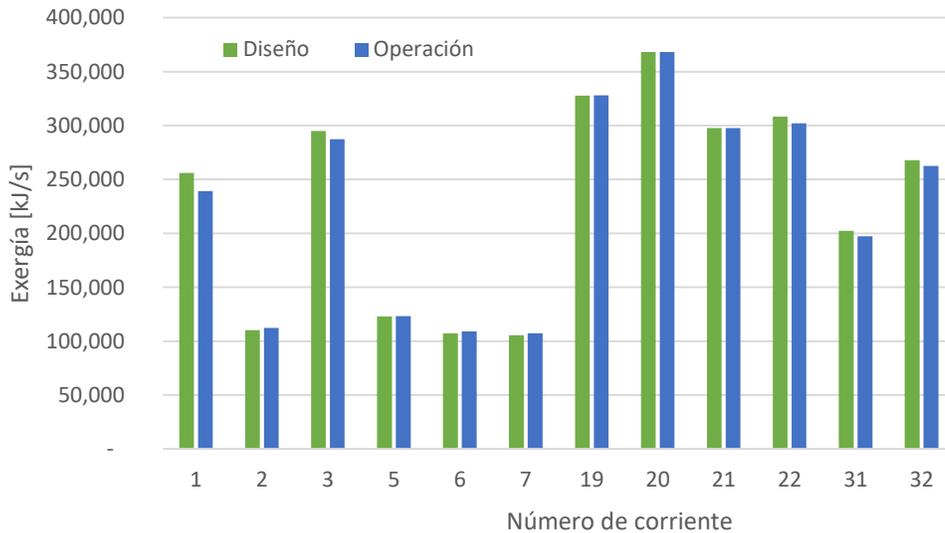
El segundo rango, comprende valores de exergía mayores a 10 000 kJ/s, pero menores a los 100 000 kJ/s. representadas en la gráfica 4.2.

Gráfica 4.2 Exergía de las corrientes de proceso (10 000 < B < 100 000 kJ/s)



El último de estos rangos incluye a las corrientes de mayor irreversibilidad en ambas condiciones, con valores que fácilmente superan los 100 000 kJ/s.

Gráfica 4.3 Exergía de las corrientes de proceso (100 000 < B < kJ/s)



En todos los casos, las barras más oscuras representan a los datos de diseño, mientras los claros son datos de operación. Hasta este punto se debe mencionar

ciertas circunstancias para ser objetivos al momento de comparar los resultados plasmados en las gráficas. Primeramente, aunque se trate del mismo sistema, cada una de las operaciones posee características propias, como:

Parámetro	Diseño	Operación
% de humedad relativa.	65%	46.9%
T _{Entrada Aire}	14.7°C	20.2°C
Combustible (gas natural)	6.48 kg/s	4.73 kg/s
Gases de combustión (T)	1085°C	1074°C
Generación eléctrica:		
Primer Generador	105.583 MW	107.369 MW
Segundo Generador	263.511 MW	258.466 MW
Total	369.094 MW	365.835 MW
T _{Entrada Agua}	143.6°C	186.8°C
Vapor generado	26.86 kg/s	26.59 kg/s

Aunque a simple vista y con estos datos, podríamos definir cuál de los dos sistemas posee un “mejor” rendimiento o eficiencia, estos resultados son producto de un análisis tradicional de primera ley y no dan la noción correcta que buscamos, una en la cual podamos decir de forma concreta cuál de los sistemas obtiene los mayores beneficios con los menores recursos usados.

Y es que, mientras la teoría dice que ambos sistemas deben compararse a iguales circunstancias y condiciones, la realidad es que difícilmente se podría llegar a este convenio sin alterar de alguna forma los resultados obtenidos, bajando la confiabilidad y veracidad de los mismos.

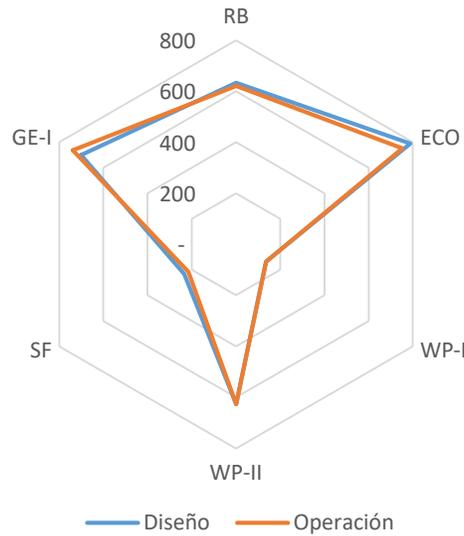
Tomemos, por ejemplo, la humedad relativa; mientras el diseño se hizo pensando en soportar un 65% de humedad, las condiciones de sitio difícilmente lograrán alcanzar dicho valor, pues, se corre el riesgo de presentar precipitación de agua en los equipos subsecuentes. Además, no sé debe olvidar que se trata de un sistema real y que el asumir datos y/o condiciones meramente para satisfacer nuestros fines, es un error.

Sin embargo, estas limitantes pueden ser superadas si se tiene plena conciencia de estos factores. Obligándonos a desarrollar un sentido más agudo de análisis.

Con este fin se presentan también las siguientes gráficas, que buscan hacer más notables las áreas de oportunidad de mejora del sistema a través de la comparativa, pero esta vez, por equipo. De igual manera se dividen en tres rangos con el fin de no obstaculizar la observación de diferencias entre ambas condiciones de operación.

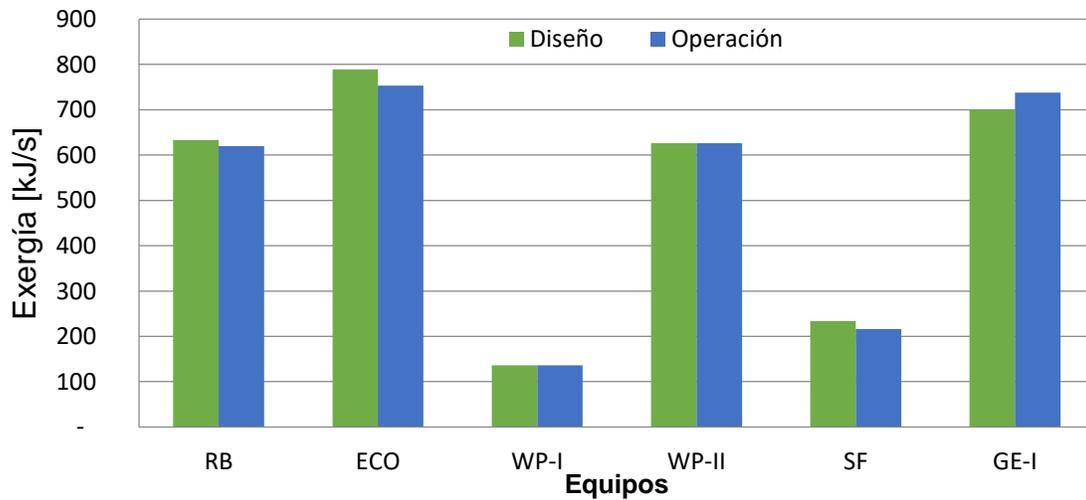
El primer rango comprende a equipos que al momento de aplicar la ecuación 4.5, obtuvieron un valor menor a 1 000 kJ/s.

Gráfica 4.4a Exergía de equipos de proceso (1 000 > Bd kJ/s)



Dado que las desviaciones presentes son poco perceptibles, este gráfico será acompañado de otro que dé otra perspectiva de los mismos equipos.

Gráfica 4.4b. Exergía de equipos de proceso (1 000 > Bd kJ/s)

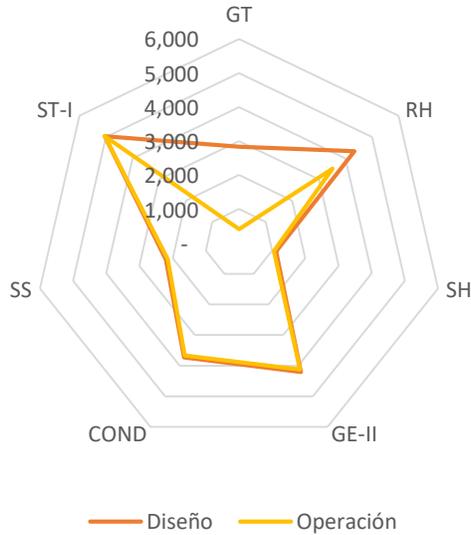


En conjunto, las gráficas anteriores brindan una percepción más real de lo que sucede en cada condición operativa.

El segundo rango, comprende equipos con Bd mayor a 1 000 pero menor a 10 000 kJ/s de acuerdo a la ecuación 4.5. En los dos rangos restantes incluyendo este, se

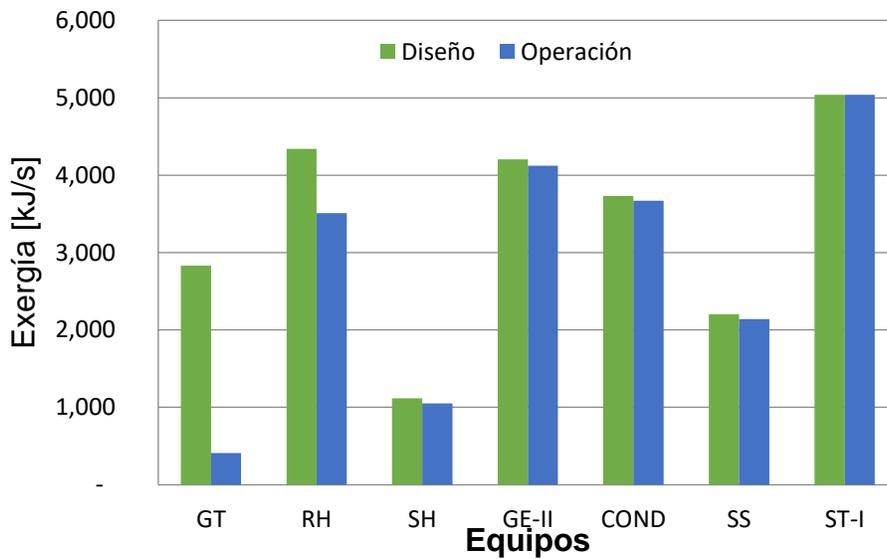
introducirán las dos graficas como en el primer rango con el fin de dar una adecuada percepción de los resultados.

Gráfica 4.5a Exergía de equipos de proceso (1 000<Bd< 6 000 kJ/s)



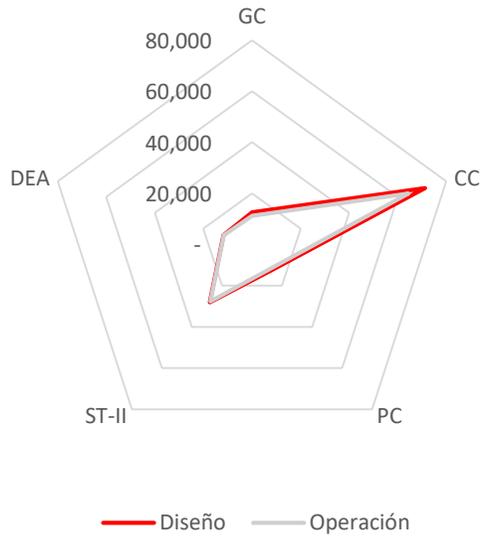
Este quizá, sea el más interesante de los tres rangos, pues posee el equipo con mayor caída de exergía en el sistema operativo, lo cual hace caer abruptamente la línea que representa el paso por la turbina de gases.

Gráfica 4.5b. Exergía de equipos de proceso (1 000<Bd< 6 000 kJ/s)



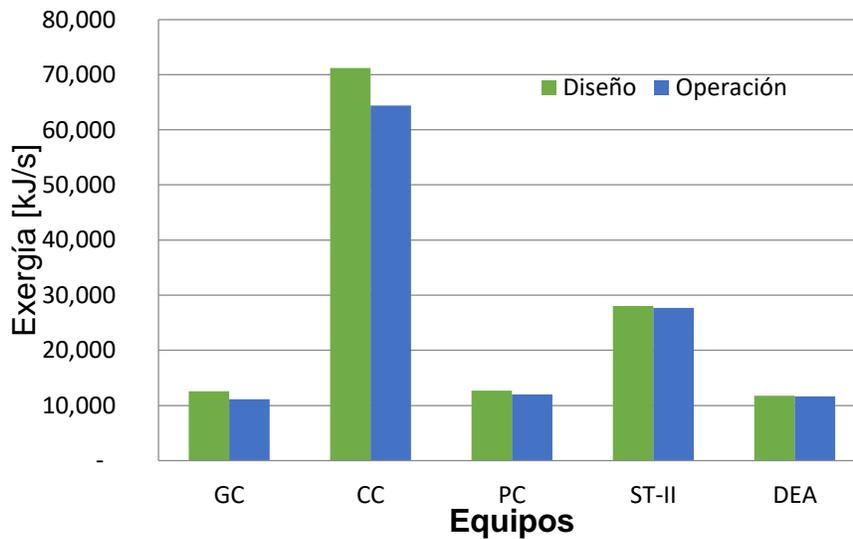
Finalmente, el tercer rango contiene a equipos cuya Bd es superior a 10 000 kJ/s.

Gráfica 4.6a Exergía de equipos de proceso ($10\ 000 < B_d$ kJ/s)



En esta sección se encuentra el equipo con mayor rango de B_d , la cámara de combustión (se discutirá más adelante) y dado que por su gran magnitud opaca al resto y dificulta su observación, se complementa con la gráfica 4.6b.

Gráfica 4.6b. Exergía de equipos de proceso ($10\ 000 < B_d$ kJ/s)



4.3 Análisis de resultados

Para la comparativa de exergía por corrientes, en la primera sección, podemos observar que, en su mayoría, estas corrientes pertenecen a pérdidas en los equipos en forma de calor, es decir, transferencia de calor por radiación. Mientras, para la segunda sección, se encuentran las corrientes que en su mayoría se involucran en intercambiadores de calor (economizador, reboiler, super calentador y condensador), lo cual no es inesperado si se toma en cuenta el concepto de irreversibilidad pues si se quisiera considerar los intercambiadores como un fenómeno reversible, el fluido frío deberá ceder calor al más caliente, violando un principio de la termodinámica y volviéndolo imposible. Finalmente, aquellas corrientes con una mayor cantidad de exergía, son las que se involucran en turbinas y compresores.

Mientras, en el balance exergético por quipo, con ayuda de la desagregación utilizada de tal forma que cada equipo involucrado en el sistema sea un módulo, se observa que, en la primera sección de equipos, se involucran dos de los intercambiadores presentes en el tren de recuperación de calor. Para la segunda sección de equipos, se encuentra un generador eléctrico y la turbina de gas, además del condensador. Y finalmente en el tercer rango, aquellos equipos en que se encuentra presente exergía química.

Pero, ¿Qué es importante resaltar de esta comparativa? De manera primigenia, es destacar que la mayor irreversibilidad se presenta en aquellos equipos donde se lleva a cabo una combustión (proceso químico), lo cual nos hace concluir que los procesos químicos además de poseer la mayor irreversibilidad, son los que mayor cantidad de exergía destruyen.

Que las corrientes involucradas en intercambios de calor, poseen una gran magnitud de irreversibilidad, así como de energía posiblemente útil. Pero, ¿cuál es la explicación tras estos fenómenos observados?

Si recordamos la condición para que un fenómeno pueda ser considerado “reversible” podremos concluir que tanto una reacción química, como un intercambio de calor, son incapaces de seguir esta definición en un sistema real, y hablando particularmente, de este sistema.

En otras palabras, los fluidos que ceden calor tendrían que regresar a su estado inicial, pero al existir pérdidas al medio ambiente que lo rodea, es casi imposible. Por otro lado, el combustible quemado tendría que regresar a su constitución inicial, a partir de agua, dióxido de carbono y energía, otra cosa imposible de lograr.

Pero además del panorama individual de cada corriente, nos brinda un sorprendente panorama por equipo en el sistema. Los cuales son representados en las gráficas de distribución. Si se observa cuidadosamente, encontramos que los equipos de menor magnitud de exergía, tanto en el estado de operación, como el de diseño, poseen valores bastante aproximados entre sí; mientras, al comparar las dos secciones posteriores de alta y media magnitud de exergía, sorprendentemente parece que el estado de operación posee un mejor desempeño que el estado de diseño.

Esto es bastante inusual a primera vista pues se esperaría que las condiciones de diseño fuesen las condiciones más adecuadas para ofrecer la mejor operación posible. Aunado a efectos que afectan de forma negativa a la condición de operación como lo son: la altitud sobre el nivel de mar, la eficiencia de equipos reales menores a las de diseño, irreversibilidad causada por el desgaste de equipos, etc.

Pero no se deben sacar conclusiones apresuradas, pues debe recordarse que el sistema en cada forma (diseño y operación) posee parámetros difíciles de igualar para evaluar en iguales circunstancias.

No obstante, se debe tomar en cuenta las prácticas y reglas de “dedo” que han existido a lo largo del tiempo en el desarrollo de la ingeniería; como el agregar un “factor de sobre diseño” a las construcciones finales, sobre las ya indicadas en el diseño. Si bien, no podemos asegurar que este sea un factor por el cual sucedo lo observado en el estudio, es un argumento válido pues se tiene como antecedente lo ocurrido en PEMEX, cuando, al querer optimizar las funciones en diversas plantas, producto de análisis realizados, se obtuvo la conclusión que el sobre diseño en construcción, era tal que la capacidad de producción instalada era fácilmente el doble de la de diseño.

Otro factor que hay que tomar en cuenta es el acoplamiento de equipos, esto es; si bien es cierto que en el diseño se especifican equipos con determinadas características, habrá ocasiones en las cuales obtener estos equipos será difícil de lograr, adecuando las características requeridas a los equipos existentes en el mercado comercial. Aunque esto puede ser un factor negativo para el desempeño eficaz del proceso, tal parece que en el sistema de generación combinada de Valle de México este factor jugó a favor del mismo. Pues en forma global pareciera que el desempeño operacional ha superado el esperado, incluso en las mejores condiciones (de diseño).

Incluso, los gastos en combustible son de menor cantidad en las condiciones de operación que en las de diseño. Y obviamente, esto afecta directamente al gasto de capital por este concepto. Tomando como base un precio de 6.23 USD/MMBTU (PEMEX, 2019), en el caso del gasto por concepto de combustible en el diseño para un día de operación, el gasto es alrededor de 145,103 dólares- Por otro lado, en la

condición de operación para el mismo lapso de tiempo y bajo el mismo costo, este gasto es de 135,671 dólares. Con una diferencia de casi 9,500 dólares por día de operación, es más que obvio la gran ventaja que posee el sistema.

Esta reducción en el insumo, también se ve reflejado en la producción de energía eléctrica como se puede observar en las características de cada operación, con una diferencia de casi 3.3 MW producidos.

Como se ha mencionado, la humedad relativa juega un papel importante en la generación de energía eléctrica. Mientras que el sistema ha sido diseñado para soportar un porcentaje de 65% de humedad relativa, en operación solo posee un 46.9% de humedad, esta característica tiene relevancia al ser un funcionar como un agente “potenciador”.

Para llegar a los valores de operación de humedad relativa del aire, que difícilmente se encontraran de forma natural en las condiciones de sitio de la central de Valle de México perteneciente a la CFE, es usado un equipo adicional no contemplado de forma típica en un ciclo Brayton, el **Fogging**

El Fogging, es una bomba de alta presión responsable de crear una “cortina de agua” con un tamaño de gota tan pequeña, que es capaz de difundirse en el aire al hacerle pasar a través de ella incrementando la humedad de la corriente de aire. (Para obtener información más a detalle de este equipo se recomienda consultar el artículo “Modelo Termodinámico del Fogging”, UNAM-PAPIIT TA-101018)

Con este equipo, se puede controlar la humedad del aire entrante al sistema. Como se menciona en el artículo “Modelo Termodinámico del Fogging”, por ejemplo 172 kW de energía, el aumento en sistemas puede ser de hasta un 2.87%. Si suponemos esta relación como verdadera para todo sistema, el incremento en el sistema operacional se puede traducir en un aumento de producción de cerca de 3 MW de energía eléctrica.

Aunque al igual que en otros aspectos de la ingeniería, como longitudes de aislantes, velocidad de fluidos, etc. Existen características que un aumento es poco significativo en los resultados obtenidos, Con esto queremos decir que no es necesario alcanzar la humedad de diseño pues una humedad de 46.9% a 65% pudiese ser poco significativa y causar un aumento negativo en otros aspectos del sistema.

4.4 Conclusiones

Con relación al procedimiento seguido y de acuerdo a los objetivos planeados al inicio de este trabajo, en forma general se puede concluir que: se desarrolló exitosamente el análisis exergético del sistema CCGT de la planta de “Valle de México” del dominio de CFE en configuración 1-1 de acuerdo a la información recabado in situ y la información del prontuario facilitada por operadores y directivos.

Pero en lo particular, los resultados producto de este análisis por segunda ley son más detallados y se exponen a continuación.

Con la visión del análisis exergético, que partió de un tradicional análisis de primera ley y sus balances de materia y energía fue posible identificar y comprender mas a fondo la diferencia entre exergía destruida y exergía perdida, por ejemplo, la exergía producto de la irreversibilidad en el condensador no es destruida al condensar los vapores del ciclo Rankine, sino solo perdida, esto es, esa exergía seguirá existiendo, pero no es aprovechada por el sistema analizado. Por otro lado, la exergía de la corriente de gases de combustión que se expande en la turbina de gases sí es destruida.

Entendiendo la definición básica de la exergía como “el potencial de trabajo útil”, podemos comprender factores como por que la humedad relativa del sistema en operación es menor que la misma en el diseño, esto es; el potencial de trabajo útil implica que no todo trabajo suministrado en forma de recurso a un sistema se convertirá en un producto (limitaciones físicas, tecnológicas, etc.), por tal motivo, incluso si se suministrara mayores recursos, el sistema solo aprovechará un parte de ellos (su límite), de esta manera aun suministrando una corriente de aire con una mayor cantidad de humedad podría no haber o ser un crecimiento no significativo de energía eléctrica producida, más no así el gasto de recursos.

La central termoeléctrica “Valle de México”, puede ser catalogada como un sistema altamente eficaz, debido a su adecuada operación. Pero esto no quiere decir que no puede mejorar, si bien es cierto que el análisis exergético destaca datos importantes como la exergía total de sistema por corriente en el diseño es de 3, 536, 394 kJ/s y en operación 59,538 kJ/s menos y en los balances por equipo de 159,436 kJ/s en el diseño y 12,968 kJ/s menos en la operación.

Las anteriores cifras pueden ser traducidas en el mejor aprovechamiento de los recursos para generar energía eléctrica (requisito de la reforma energética y uno de los motivos que dieron inicio al presente trabajo) y de acuerdo a la gráfica 4.5, en equipo responsable de la menor exergía en el sistema es la Turbina de Gases.

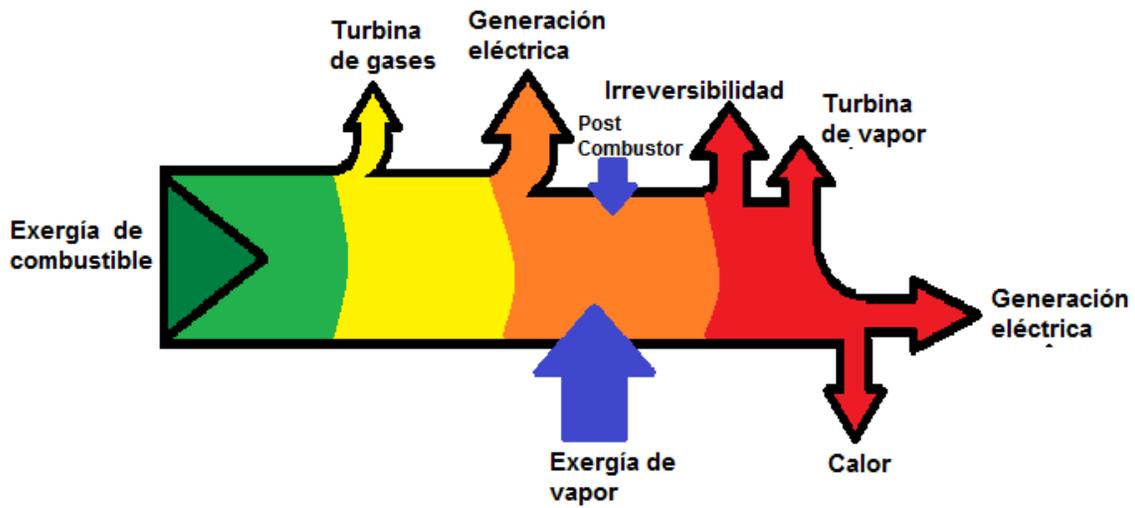
La irreversibilidad de un sistema puede ser heredada de una de las operaciones subsecuentes y esto es un factor que afectara negativamente al sistema en su totalidad, curiosamente la turbina de gases solo posee dos equipos que lo anteceden, la cámara de combustión (CC) y el compresor de aire (GC). Puesto que el compresor de gases posee iguales condiciones en el diseño y en la operación y sus valores de exergía (Figura 4.6) se encuentran dentro de las magnitudes relativamente cercanas, la cámara de combustión posee un mayor flujo de combustible en el diseño, pero (de acuerdo a los resultados) un

mayor potencial de energía útil en la operación heredando de esta manera una menor irreversibilidad al equipo siguiente, la turbina de gases.

Desestimando los obstáculos típicos de acoplamiento para un sistema cualquiera de producción, al no adquiridos por igual proveedor, marca y errores humanos que pudiesen afectar negativamente el desempeño del sistema, el CCGT de “Valle de México” posee áreas de oportunidad para poder hacer crecer un poco más su desempeño, estas son:

1. Entre los equipos que representan una mayor cantidad de irreversibilidad en el sistema se encuentra la cámara de combustión y el post combustor, ambos responsables de exergía química, en ellos se considera una reacción de combustión cuasi perfecta (no genera productos como NO_x 's u otros no deseados) muy difícil de mejorar, mas no así el compresor de sus gases (GC) y la segunda turbina de vapor (ST-II), en ambos equipos se encuentran en funcionamiento alavés con posiciones a ángulos ya determinados que pudiesen estar alterados (provocado por el uso) disminuyendo la capacidad de aprovechar el trabajo que le es suministrado, se recomienda revisar a fondo o de manera periódica (tanto como sea económicamente factible) para disminuir la irreversibilidad del equipo.
2. El tren de recuperación de calor; aunque sus componentes están distribuidos en los tres rangos de exergía (graficas 4.4, 4.5 y 4.6), es el que posee menor exergía en la suma si se clasificara el sistema como está distribuido en la figura 3.3, configuración 1-1 del sistema y el tren de recuperación es el conducto entre ambos ciclos; se convierte en un vital componente con un desempeño deseable casi perfecto, aunque esto es poco probable de lograr, la mejor recomendación es mantener esta parte del proceso en las mejores condiciones posibles y realizar un análisis térmico a los equipos para verificar que su desempeño sea el óptimo requerido.

Finalmente, hay que destacar las ventajas de un análisis de segunda ley sobre un tradicional de primera ley. Hemos mencionado el potencial de trabajo útil de los sistemas de que no pueden ser observados en análisis tradicionales y con el cual podremos comprender el suministro óptimo y las limitaciones de los sistemas estudiados más allá de la conservación de la materia y energía. Con los resultados obtenidos se construyó un pequeño diagrama de Sankey presentado a continuación, que, de manera genérica, representa a ambos estados del sistema (de diseño y operación).



Para este momento se puede apreciar a las flechas en color azul, como suministros de trabajo adicionales al inicial dado en la cámara de combustión, representados por el post combustor donde de nueva cuenta la energía de los gases para su trabajo útil aumenta y la mezcla de una corriente de vapor que hará posible un mayor aprovechamiento de la turbina de vapor subsecuente.

Bibliografía

- [1] Torres C, Valero A, Serra L, Royo J. Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part I. On malfunction and dysfunction analysis. *Energy Conversion and Management* 2002; 43: 1503–18.
- [2] Valero A, Lerch F, Serra L, Royo J. Structural theory and thermoeconomic diagnosis part II: Application to an actual power plant. *Energy Conversion and Management* 2002; 43: 1519–35.
- [3] Torres C, Serra L, Valero A, Lozano MA. The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization. In: *Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division, AES*; 1996. 36. p. 429–36.
- [4] Torres C. *Termoeconomía*. Curso de Doctorado, Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Zaragoza, Spain, 1998.
- [5] Valero A, Serra L, Torres C. A general theory of thermoeconomics. Part I. The structural analysis. In: *International Symposium ECOS'92, Zaragoza, Spain, ASME Book I00331*, 1992. p. 137–45.
- [6] Verda V, Serra L, Valero A. The effects of the control system on the thermoeconomic diagnosis of a power plant. *Energy* 2004; 29: 331-59.
- [7] Valero A, Correas L, Zaleta A, Lazzaretto A, Verda V, Reini M, et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 1: the TADEUS problem. *Energy* 2004; 29: 1875-87.
- [8] Valero A, Correas L, Zaleta A, Lazzaretto A, Verda V, Reini M, et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 2. Malfunction definitions and assessment. *Energy* 2004; 29: 1889-1907.
- [9] Zaleta-Aguilar A, Correas-Uson L, Kubiak-Szyszk, Sierra-Espinosa F Z. Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27: 457–66.
- [10] Cafaro S, Napoli L, Traverso A, Massardo AF. Monitoring of the thermoeconomic performance in an actual combined cycle power plant bottoming cycle. *Energy* 35; 2010 35: 902–10.
- [11] Rovira A, Sánchez C, Muñoz M, Valdés M, Durán MD. Thermoeconomicoptimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation. *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 1840-49.
- [12] Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 2296-2308.
- [13] Pellegrini LF, Silvio de Oliveira Jr. S. Combined production of sugar, ethanol and electricity: Thermoeconomic and environmental analysis and optimization. *Energy* 2011; 36: 3704-15.
- [14] Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Second ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.; 1988.
- [15] Bejan A. *Entropy Generation Minimization*. First ed. New York: CRC Press; 1996.
- [16] Casarosa A, Donatini F, Franco A. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy* 2004; 29: 389-414.
- [17] Bassilli A. Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator. *Applied Energy* 2008; 85: 1141-62.

- [18] Franco A. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. Applied Thermal Engineering 2002; 22: 1501-18.
- [19] Thermoflow's Engineer's System Thermoflex Version 10.
- [20] Lozano MA, Valero A. Theory of exergy cost. Energy 1993; 18: 939–60.
- [21] Franco A. Thermo-economic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants. Energy 2004; 29:1963–82.
- [22] Gyftopoulos E, On the Curzon–Ahlborn efficiency and its lack of connection to power producing processes. Energy Conversion and Management 2002; 43: 609–15.
- [23] Lozano MA, Valero A. Theory of exergy cost. Energy 1993; 18: 939–60.
- [24] Alexis De Vos, Endoreversible Thermoeconomics, Energy Convers. Mgmt Vol. 36, No. 1, Pp. 1-5, 1995
- [25] Yehia M. El-Sayed Thethermo-economics of energy conversions, The History of Thermoeconomics Development. Elsevier GB, UK 2003
- [26] Prontuario CFE, Planta de Ciclo combinado Tula
- [27] Prontuario CFE, CCH “Valle de México”
- [28] Cengel, Y.A. (2012) Termodinámica, México: McGraw-Hill

**Anexo 1 Precios medios de energía eléctrica por sector tarifario
(Centavos por kilowatts-hora)**

Año	Mes	Residencial	Servicios	Comercial	Agrícola	Industrial	
						Empresa mediana	Gran Industria
2013	Enero	127,61	218,45	294,92	69,87	170,68	133,09
	Febrero	128,12	218,63	296,51	60,93	168,39	126,61
	Marzo	121,64	220,27	292,23	55,47	163,11	122,18
	Abril	121,53	220,03	294,12	55,73	159,84	125,24
	Mayo	114,54	221,59	286,73	56,3	169,87	135,64
	Junio	105,96	246,79	298,51	61,4	170,02	133,64
	Julio	106,23	223,37	295,95	52,21	165,13	130,24
	Agosto	107,81	224,95	292,68	50,66	166,4	131,35
	Septiembre	106,59	227,56	294,09	48,39	163,93	129,66
	Octubre	105,78	227,6	291,03	51,72	168,42	136,41
	Noviembre	117,92	229,53	298,38	62,45	176,36	139,8
	Diciembre	128,45	232,08	300,08	18,77	180,57	141,87
2014	Enero	132,8198	232,5195	303,5262	48,7484	178,0892	143,1222
	Febrero	131,7956	231,0256	303,837	2,2061	185,6897	144,4637
	Marzo	126,1618	234,4285	306,4619	36,172	176,2153	135,186
	Abril	126,8879	232,3951	302,8095	85,903	172,5143	135,9444
	Mayo	119,3679	233,3107	304,3677	48,3725	171,8067	134,4519
	Junio	107,3797	230,3394	302,7006	36,9316	171,883	137,35
	Julio	108,8487	239,8427	302,2332	40,1148	173,1889	138,5477
	Agosto	112,2468	235,8831	304,0099	80,6931	175,4771	142,6299
	Septiembre	113,134	234,5528	306,0106	49,8017	175,6381	141,0192
	Octubre	109,4396	238,0004	303,1288	16,5466	169,7229	135,6003
	Noviembre	120,2335	240,8153	303,5612	118,7367	172,2173	135,3538
	Diciembre	129,8817	245,2233	300,3123	53,9182	172,3209	133,9161
2015	Enero	134,219	244,3734	298,7176	56,9244	163,352	124,8409
	Febrero	131,8019	244,9159	293,2711	52,9808	160,5921	117,0046
	Marzo	125,6293	246,5005	291,4806	50,8615	148,9306	109,7235
	Abril	126,6808	240,8054	282,1464	53,4163	138,4873	100,4131
	Mayo	117,545	248,3793	274,5559	52,814	137,3073	102,0024
	Junio	106,6767	246,504	274,7082	48,6902	135,1764	102,2312
	Julio	107,1885	255,6462	271,9142	53,4711	133,4119	99,8028
	Agosto	110,7564	253,7446	268,9405	52,4679	133,1084	101,5799
	Septiembre	111,8724	256,2837	271,8863	55,5263	142,2694	110,2233
	Octubre	110,4111	260,4011	279,6929	57,1315	137,9127	107,8366
	Noviembre	121,7883	258,9298	280,2314	60,2987	138,055	101,9443
	Diciembre	130,4123	262,7389	274,3179	80,7338	132,4838	96,5653
2016	Enero	132,1829	261,4667	267,001	39,2008	130,3058	97,4577
	Febrero	128,3834	253,3475	268,322	60,5754	139,4623	98,3121
	Marzo	123,1347	265,6153	275,9315	59,0959	134,4922	95,1468
	Abril	124,7131	263,742	273,2347	57,306	133,0937	99,2164
	Mayo	116,4382	264,3246	283,0052	52,2818	127,4595	92,667
	Junio	106,8719	273,4348	270,0781	56,0777	131,0554	95,0447
	Julio	108,3665	267,5374	275,4358	55,556	136,9526	104,0151
	Agosto	111,1767	270,8596	289,0234	56,4331	143,6701	110,7442

Anexos

	Septiembre	110,3069	270,7313	295,2956	56,4109	152,7704	119,2648
	Octubre	109,1819	272,0596	308,3416	62,9646	151,6106	116,2441
	Noviembre	122,1764	273,4945	309,4015	68,9528	164,7088	124,2398
	Diciembre	131,7698	275,7731	313,148	82,0038	172,1647	131,8678
	Enero	130,9266	276,7915	324,0744	61,7419	174,5829	133,5934
	Febrero	130,6781	279,3591	333,1801	58,6899	187,6332	137,6073
	Marzo	128,5485	280,3387	345,1107	61,0513	200,5305	153,6575
	Abril	130,3679	280,6541	370,563	61,6665	199,1227	153,9339
	Mayo	120,523	280,8985	365,1419	61,4294	178,1742	134,8188
2017	Junio	108,7386	282,1614	349,1092	59,7746	180,4006	138,7676
	Julio	110,7648	285,7413	348,4525	59,707	178,2161	136,4802
	Agosto	111,9232	289,8462	347,9319	55,6292	177,6699	136,3039
	Septiembre	110,756	289,5204	342,2995	54,0565	170,1033	135,8934
	Octubre	109,61	291,8816	336,1595	63,1433	174,1761	132,9386
	Noviembre	120,4228	289,4234	337,1659	69,967	170,2148	134,1928

Fuente: Sistema de Información Energética con información de CFE

Anexo 2 Principales centrales de CFE en operación

Central	Tecnología	Estado	# unidades	Capacidad (MW)	Generación (GWh)	Factor de planta (%)*
Petalcalco (Plutarco Elías Calles)	Dual	Guerrero	7.0	2,778.0	16,234.0	66.5
Chicoacén (Manuel Moreno Torres)	Hidroeléctrica	Chiapas	8.0	2,400.0	6,818.0	32.3
Tuxpan (Adolfo López Mateos)	Termoeléctrica	Veracruz	7.0	2,263.0	10,242.0	51.5
Tula (Francisco Pérez Ríos) **	Termoeléctrica	Hidalgo	11.0	2,095.0	10,941.0	59.5
Laguna Verde	Nucleoeléctrica	Veracruz	2.0	1,610.0	8,770.0	62.0
Carbón II	Carboeléctrica	Coahuila	4.0	1,400.0	8,706.0	70.8
Río Escondido (José López Portillo)	Carboeléctrica	Coahuila	4.0	1,200.0	9,018.0	85.6
Infiernillo	Hidroeléctrica	Guerrero	6.0	1,160.0	2,936.0	28.8
Presidente Juárez (Rosarito)	Termoeléctrica	Baja California	10.0	1,093.0	5,494.0	57.2
Malpaso	Hidroeléctrica	Chiapas	6.0	1,080.0	4,658.0	49.1
Manzanillo I (Manuel Álvarez Moreno)	Termoeléctrica	Colima	4.0	1,073.0	3,636.0	38.6
Valle de México	Termoeléctrica	México	7.0	999.0	4,503.0	51.3
Aguamilpa (Solidaridad)	Hidroeléctrica	Nayarit	3.0	960.0	756.0	9.0
Angostura (Belisario Domínguez)	Hidroeléctrica	Chiapas	5.0	900.0	3,118.0	39.4
Altamira	Termoeléctrica	Tamaulipas	4.0	800.0	2,849.0	40.5
El Cajón	Hidroeléctrica	Nayarit	2.0	750.0	336.0	5.1
Manzanillo Dos	Termoeléctrica	Colima	2.0	700.0	4,131.0	67.2
Villa de Reyes	Termoeléctrica	San Luis Potosí	2.0	700.0	3,433.0	55.8
Puerto Libertad	Termoeléctrica	Sonora	4.0	632.0	3,780.0	68.1
El Encino (Chihuahua II)	Termoeléctrica	Chihuahua	5.0	619.0	4,574.0	84.1

Anexos

Mazatlán II (José Aceves Pozos)	Termoeléctrica	Sinaloa	3.0	616.0	4,131.0	76.3
El Sauz	Termoeléctrica	Querétaro	7.0	610.0	4,213.0	78.6
Caracol (Carlos Ramírez Ulloa)	Hidroeléctrica	Guerrero	3.0	600.0	1,152.0	21.9
Cerro Prieto	Geotermoeléctrica	Baja California	11.0	770.0	3,982.0	79.5
Salamanca	Termoeléctrica	Guanajuato	2.0	550.0	1,863.0	38.6
Huinalá	Termoeléctrica	Nuevo León	6.0	528.0	3,224.0	69.6
Samalayuca II	Termoeléctrica	Chihuahua	6.0	522.0	4,250.0	92.7
Río Bravo (Emilio Portes Gil)	Termoeléctrica	Tamaulipas	4.0	511.0	2,295.0	51.1
Guaymas II (Carlos Rodríguez R.)	Termoeléctrica	Sonora	4.0	484.0	1,403.0	33.0
Dos Bocas	Termoeléctrica	Veracruz	6.0	452.0	1,931.0	48.6
Huinalá II	Termoeléctrica	Nuevo León	2.0	450.0	3,257.0	82.4
Huites (Luis Donaldo Colosio)	Hidroeléctrica	Sinaloa	2.0	422.0	485.0	13.1
Peñitas	Hidroeléctrica	Chiapas	4.0	420.0	2,059.0	55.8
San Lorenzo Potencia	Termoeléctrica	Puebla	3.0	382.0	2,969.0	88.5
Temascal	Hidroeléctrica	Oaxaca	6.0	354.0	1,555.0	50.0
Topolobampo II (Juan de Dios Bátiz)	Termoeléctrica	Sinaloa	3.0	320.0	2,125.0	75.6
Samalayuca	Termoeléctrica	Chihuahua	2.0	316.0	1,287.0	46.4
Francisco Villa	Termoeléctrica	Chihuahua	2.0	300.0	1,261.0	47.8
Zimapán	Hidroeléctrica	Hidalgo	2.0	292.0	1,360.0	53.0
Otras Centrales	----	----	459.0	5,451.0	16,061.0	33.5
TOTAL	----	----	640.0	39,362.0	175,796.0	50.8

*Cálculo con base en su operación continua durante 365 del año.

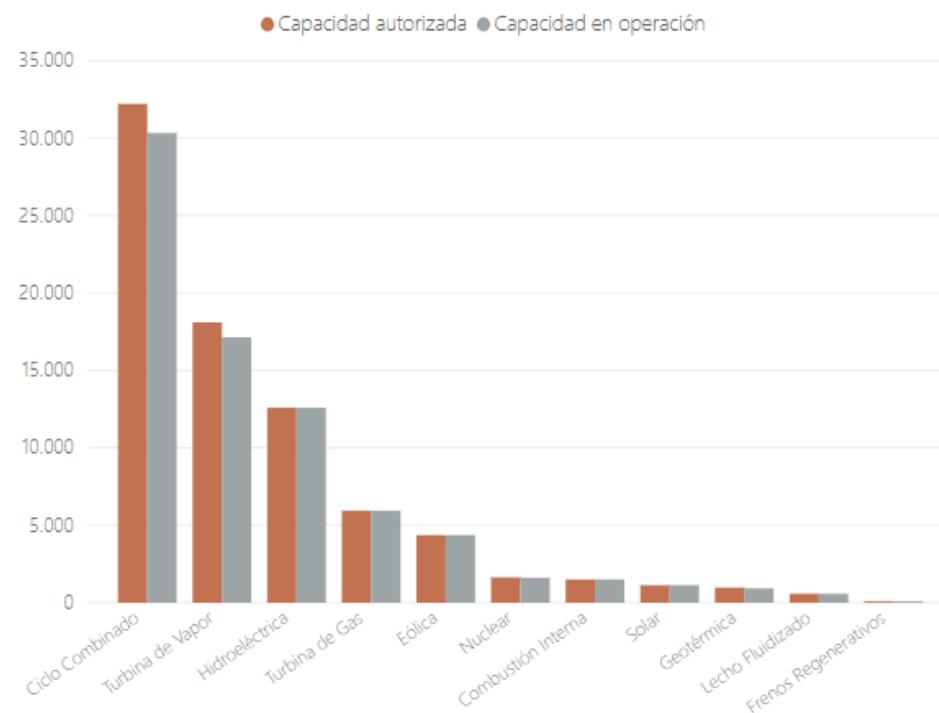
**Incluye 6 unidades de ciclo combinado con una capacidad conjunta de 489 MW

Fuente: CANAME

Anexo 3 Capacidad por tecnología de Centrales Eléctricas (MW) 2018

Tecnología	Capacidad Autorizada	Cantidad en operación
Frenos Regenerativos	6.61	6.61
Lecho Fluidizado	580.00	580.00
Geotérmica	980.08	925.60
Solar Fotovoltaica	1 126.55	1 126.59
Combustión Interna	1 504.30	1 503.00
Nuclear	1 634.00	1 608.00
Eólica terrestre	4 367.34	4 376.34
Turbina de gas	5 947.63	5 947.63
Hidroeléctrica convencional	12 598.91	12 598.10
Turbina de Vapor	18 108.50	17 150.58
Ciclo Combinado	32 230.72	30 351.19
TOTAL	79 084.63	79 164.63

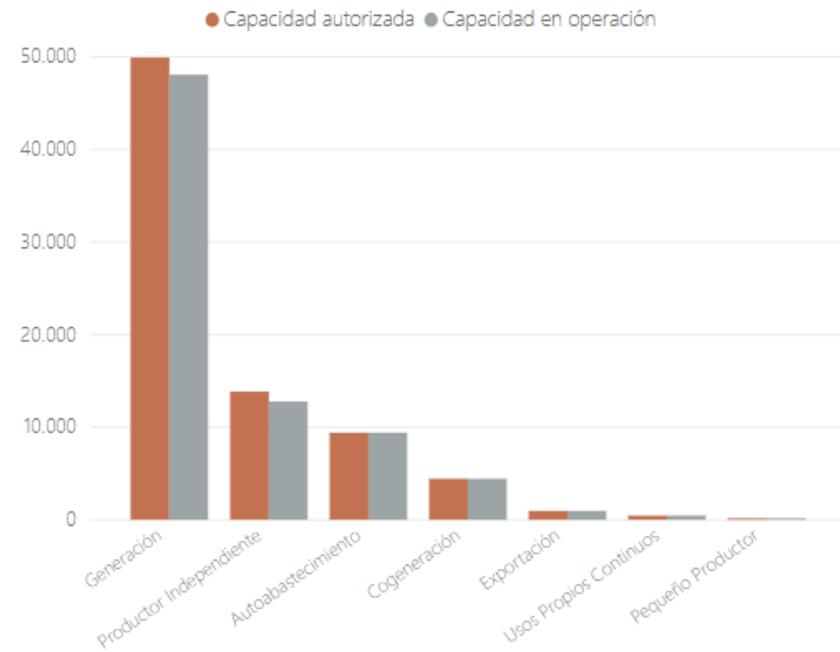
Fuente: CRE y CENACE



Anexo 4 Capacidad por modalidad de Centrales Eléctricas (MW) 2018

Modalidad	Capacidad Autorizada	Cantidad en operación
Pequeño Productor	64.63	64.63
Usos Propios Continuos	454.11	454.11
Exportación	955.85	955.85
Cogeneración	4 424.00	4 424.00
Autoabastecimiento	9 398.35	9 398.35
Productor Independiente	13 844.93	12 781.72
Generación	49 942.76	48 085.97
TOTAL	79 084.63	76 164.63

Fuente: CRE y CENACE



Anexo 5 descripción de los principales componentes del bloque térmico de la turbina de gas

El **sistema de admisión** de aire de dos etapas está formado por un pre-filtro y un filtro fino e incluye aletas de derivación y silenciadores.

Sistema de anti congelación, calefacción mediante aire procedente del compresor: el aire que sale del compresor precalienta el aire de admisión de condiciones de tiempo y frío húmedo para impedir que se congele el filtro, los álabes guía de admisión variables (VIGV) y las primeras etapas del compresor.

Bloque térmico formado por: Compresor subsónico axial de 14 etapas con tres filas de álabes guías variables (VGV); combustor silo con 37 quemadores ambientales (EV); turbina de 4 etapas refrigerada por aire (se refrigeran los álabes de las aletas de la 1° y 2° etapa).

Sistema de descarga del compresor: consta de dos etapas y 3 válvulas, incluido el silenciador.

Conducto de escape a la chimenea de derivación y al generador de vapor termorecuperador (HSRG) con silenciador y amortiguador disipador del gas de escape para lograr la cogeneración o el funcionamiento de ciclo individual (CS).

Bloque de gas combustible con los equipos de desconexión principal del gas combustible, filtrado y descarga de gas combustible. Proporciona el gas combustible al bloque de válvulas de control.

Bloque de gas propano: proporciona el gas propano de encendido en caso de que el encendido no se produzca con el gas combustible.

Bloque de válvulas de control que incluye:

- Sistema de gas combustible para regular la alimentación de gas que llega a los quemadores
- Unidad de válvula de desconexión hidráulica para protección de la turbina de gas.
- Unidad de aire de control, que suministra aire al sistema de control para la distribución de gas combustible y al sistema de gas de encendido.

Bloque auxiliar con los equipos de alimentación de aceite lubricante y de accionamiento está formado por:

- La sección de aceite lubricante
- La sección de aceite de accionamiento
- El depósito de aceite lubricante/de accionamiento

- EL termopermutador de aceite/agua tipo placa.

El generador eléctrico por aire, tipo 60WY18Z-090/s, con excitación estática.

El convertidor de frecuencia estáticas (SFC), que permite utilizar el generador como motor eléctrico de arranque de la turbina de gas.

El equipo de lavado en conexión y en desconexión del compresor, utilizado para el lavado periódico del compresor para mejorar la eficacia y la potencia de salida.

El **sistema de control EGATROL**, que, entre otras cosas, efectúa las siguientes funciones:

- Arranque y parada de las turbinas de gas (programa gradual)
- Control de frecuencias
- Control de carga con control subordinado de temperatura y presión
- Operación de respuesta en frecuencia
- Control de seguridad y protección
- Supervisión y accionamiento de los diversos parámetros medidos en conexión.

El sistema de aire envolvente de la carcasa (CMAS), que aísla partes del bloque térmico y asegura una temperatura compensada durante el funcionamiento y el periodo de refrigeración.

El sistema de ventilación del cojinete de escape, que mantiene la temperatura del conducto de escape por debajo de determinados límites.

Anexo6 : Contenido de las corrientes de proceso

Corriente.	Flujo a el equipo:		Contenido.
0	Compresor de Gas	GC	Aire húmedo.
1	Cámara de combustión	CC	Gas Natural.
2	Cámara de combustión	CC	Aire húmedo.
3	Turbina de gases	GT	Gases de combustión.
4	Post combustor	PC	Gases de combustión.
5	Compresor de Gas	GC	*Trabajo de compresión.
6	Generador Eléctrico.	GE	Trabajo mecánico.
7	Generador Eléctrico.	GE	*Energía eléctrica.
8	Post combustor	PC	Gas Natural.
9	Recalentador	RH	Gases de combustión.
10	Súper Calentador	SH	Gases de combustión.
11	Reboiler	RB	Gases de combustión.
12	Economizador	ECO	Gases de combustión.
13	Chimenea	SS	Gases de combustión.
14	Chimenea	SS	Gases de combustión.
15	Economizador	ECO	Agua
16	Reboiler	RB	Agua saturada
17	Súper Calentador	SH	Vapor de agua
18	Mezclador de flujo	MF	Vapor sobrecalentado
19	Mezclador de flujo	MF	Vapor sobrecalentado
20	Turbina de vapor	ST	Vapor sobrecalentado
21	Recalentador	RH	Vapor
22	Turbina de vapor	ST	Vapor sobrecalentado
23	Deareador	DEA	Vapor
24	Condensador	COND	Mezcla líquido-vapor saturado
25	Bomba	WP	Agua saturada
26	Deareador	DEA	Agua saturada
27	Bomba	WP	Agua
28	Separador de flujo	SF	Agua
29	Separador de flujo	SF	Agua
30	Turbina de vapor	ST	Trabajo mecánico.
31	Generador Eléctrico.	GE	Trabajo mecánico.
32	Generador Eléctrico.	GE	*Energía eléctrica.
33	Condensador	COND	*Calor
34	Bomba	WP	Trabajo mecánico.
35	Bomba	WP	Trabajo mecánico.
36	Chimenea	SS	*Calor
37	Turbina de vapor	ST	Mezcla líquido-vapor saturado
38	Separador de flujo	SF	*Calor
39	Generador Eléctrico.	GE	*Calor
40	Generador Eléctrico.	GE	*Calor

*Flujo de salida

Anexo 7: Memorias de cálculo de los balances de materia y energía

Compresor de gases. (GC)

Balance de materia:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_2$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_0 \dot{h}_0 + W_{GC} &= \dot{m}_2 \dot{h}_2 \\ \dot{W}_{GC} &= \dot{m}_2 \dot{h}_2 - \dot{m}_0 \dot{h}_0 \end{aligned}$$

***Cámara de combustión. (CC)**

Balance de materia:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_1 = \dot{m}_3$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 \dot{h}_2 + \dot{m}_1 PCI &= \dot{m}_3 \dot{h}_3 \\ \dot{m}_1 &= \frac{\dot{m}_3 \dot{h}_3 - \dot{m}_2 \dot{h}_2}{PCI} \end{aligned}$$

Turbina de gases. (GT)

Balance de materia:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_3 \dot{h}_3 &= W_{GC} + \dot{m}_4 \dot{h}_4 + \dot{W}_{GE} \\ W_{GE} &= \dot{m}_3 \dot{h}_3 - W_{GC} - \dot{m}_4 \dot{h}_4 \end{aligned}$$

Generador eléctrico. (GE-I)

Balance de materia:

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} W_{GE_Elec} &= \eta_{GE} W_{GE} \\ Q_{GE} &= W_{GE_Elec} - W_{GE} \end{aligned}$$

***Post combustor. (PC)**

Balance de materia:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_4 \dot{h}_4 + \dot{m}_8 PCI &= \dot{m}_9 \dot{h}_9 \\ \dot{m}_1 &= \frac{\dot{m}_9 \dot{h}_9 - \dot{m}_4 \dot{h}_4}{PCI} \end{aligned}$$

Chimenea. (SS)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{13} \dot{h}_{13} &= Q_{SS} + \dot{m}_{14} \dot{h}_{14} \\ Q_{SS} &= \dot{m}_{13} \dot{h}_{13} - \dot{m}_{14} \dot{h}_{14} \end{aligned}$$

Tren de intercambiadores "Caja negra"

Balance de materia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{15} + \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{13} + \dot{m}_{18} \\ \dot{m}_{15} &= \dot{m}_{18} \\ \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{13} \end{aligned}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{15} \dot{h}_{15} + \dot{m}_{10} \dot{h}_{10} &= \dot{m}_{13} \dot{h}_{13} + \dot{m}_{18} \dot{h}_{18} \\ \dot{m}_{15} (\dot{h}_{18} - \dot{h}_{15}) &= \dot{m}_{10} (\dot{h}_{10} - \dot{h}_{13}) \\ \dot{m}_{15} &= \frac{\dot{m}_{10} (\dot{h}_{10} - \dot{h}_{13})}{(\dot{h}_{18} - \dot{h}_{15})} \end{aligned}$$

Economizador. (ECO)

Balance de materia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{15} + \dot{m}_{12} &= \dot{m}_{13} + \dot{m}_{16} \\ \dot{m}_{15} &= \dot{m}_{16} \\ \dot{m}_{12} &= \dot{m}_{13} \end{aligned}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{15} \dot{h}_{15} + \dot{m}_{12} \dot{h}_{12} &= \dot{m}_{13} \dot{h}_{13} + \dot{m}_{16} \dot{h}_{16} \\ \dot{m}_{15} (\dot{h}_{16} - \dot{h}_{15}) &= \dot{m}_{10} (\dot{h}_{12} - \dot{h}_{13}) \\ \dot{h}_{16} &= \dot{h}_{15} + \frac{\dot{m}_{10} (\dot{h}_{12} - \dot{h}_{13})}{\dot{m}_{15}} \end{aligned}$$

Reboiler (RB)

Balance de materia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{16} + \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{17} + \dot{m}_{12} \\ \dot{m}_{17} &= \dot{m}_{16} \\ \dot{m}_{12} &= \dot{m}_{11} \end{aligned}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{16} \dot{h}_{16} + \dot{m}_{11} \dot{h}_{11} &= \dot{m}_{17} \dot{h}_{17} + \dot{m}_{12} \dot{h}_{12} \\ \dot{m}_{16} (\dot{h}_{17} - \dot{h}_{16}) &= \dot{m}_{11} (\dot{h}_{11} - \dot{h}_{12}) \\ \dot{h}_{17} &= \dot{h}_{16} + \frac{\dot{m}_{11} (\dot{h}_{11} - \dot{h}_{12})}{\dot{m}_{16}} \end{aligned}$$

Súper Calentador. (SH)

Balance de materia:

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{17} + \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{11} + \dot{m}_{18} \\ \dot{m}_{17} &= \dot{m}_{18} \\ \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{11} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{17}\dot{h}_{17} + \dot{m}_{10}\dot{h}_{10} &= \dot{m}_{18}\dot{h}_{18} + \dot{m}_{11}\dot{h}_{11} \\ \dot{m}_{17}(\dot{h}_{18} - \dot{h}_{17}) &= \dot{m}_{10}(\dot{h}_{10} - \dot{h}_{11}) \\ \dot{h}_{18} &= \dot{h}_{17} + \frac{\dot{m}_{10}(\dot{h}_{10} - \dot{h}_{11})}{\dot{m}_{17}} \end{aligned}$$

Mezclador de flujo (MF)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{18}\dot{h}_{18} + \dot{m}_{19}\dot{h}_{19} &= \dot{m}_{20}\dot{h}_{20} \\ \dot{h}_{19} &= \dot{h}_{20} \end{aligned}$$

Turbina de gases, 1º etapa (ST-I)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20}$$

Balance de Energía:

Con $s_{20} = s_{21}$ y P_{21} se obtiene \dot{h}_{21i}

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{h}_{20} - \dot{h}_{21i}}{\dot{h}_{20} - \dot{h}_{21}}$$

$$\dot{h}_{21} = \dot{h}_{20} - \frac{\dot{h}_{20} - \dot{h}_{21i}}{\eta_{comp}}$$

$$\dot{m}_{20}\dot{h}_{20} = \dot{m}_{20}\dot{h}_{21} + W_{ST-I}$$

$$W_{ST-I} = \dot{m}_{20}\dot{h}_{20} - \dot{m}_{20}\dot{h}_{21}$$

Recalentador. (RH)

Balance de materia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{21} + \dot{m}_9 &= \dot{m}_{22} + \dot{m}_{10} \\ \dot{m}_{21} &= \dot{m}_{22} \\ \dot{m}_{10} &= \dot{m}_9 \end{aligned}$$

Balance de Energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{21}\dot{h}_{21} + \dot{m}_9\dot{h}_9 &= \dot{m}_{22}\dot{h}_{22} + \dot{m}_{10}\dot{h}_{10} \\ \dot{m}_{21}(\dot{h}_{22} - \dot{h}_{21}) &= \dot{m}_{10}(\dot{h}_9 - \dot{h}_{10}) \\ \dot{h}_{22} &= \dot{h}_{21} + \frac{\dot{m}_{10}(\dot{h}_9 - \dot{h}_{10})}{\dot{m}_{21}} \end{aligned}$$

Turbina de gases, 2º etapa (ST-II)

Balance de materia:

sub etapa 1

$$\begin{aligned} \dot{m}_{22} &= \dot{m}_{37} + \dot{m}_{23} \\ \dot{m}_{22} - \dot{m}_{23} &= \dot{m}_{37} \end{aligned}$$

Balance de Energía:

Con $s_{22} = s_{23}$ y P_{23} se obtiene \dot{h}_{37i}

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{h}_{22} - \dot{h}_{37i}}{\dot{h}_{22} - \dot{h}_{37}}$$

$$\dot{h}_{23} = \dot{h}_{22} - \frac{\dot{h}_{22} - \dot{h}_{37i}}{\eta_{comp}}$$

$$\dot{h}_{23} = \dot{h}_{37}$$

$$\dot{m}_{22}\dot{h}_{22} = \dot{m}_{23}\dot{h}_{23} + \dot{m}_{37}\dot{h}_{37}$$

$$\dot{m}_{22}\dot{h}_{22} = \dot{m}_{23}\dot{h}_{23} + \dot{m}_{22}\dot{h}_{37} - \dot{m}_{23}\dot{h}_{37}$$

$$\dot{m}_{23} = \frac{\dot{m}_{22}(\dot{h}_{22} - \dot{h}_{37})}{\dot{h}_{23} - \dot{h}_{37}}$$

Sub etapa 2

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{37}$$

Con $s_{37} = s_{24}$ y P_{37} se obtiene \dot{h}_{24i}

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{h}_{37} - \dot{h}_{24i}}{\dot{h}_{37} - \dot{h}_{24}}$$

$$\dot{h}_{24} = \dot{h}_{37} - \frac{\dot{h}_{37} - \dot{h}_{24i}}{\eta_{comp}}$$

Balance general:

$$\dot{m}_{22}\dot{h}_{22} = \dot{m}_{23}\dot{h}_{23} + \dot{m}_{24}\dot{h}_{24} + W_{ST-II}$$

$$W_{ST-II} = \dot{m}_{22}\dot{h}_{22} - \dot{m}_{23}\dot{h}_{23} - \dot{m}_{24}\dot{h}_{24}$$

Generador Eléctrico (GE-II)

Balance de materia:

Balance de Energía:

$$W_{GE_Elec_II} = \eta_{GE} W_{GE}$$

$$W_{GE} = W_{ST-I} + W_{ST-II}$$

$$Q_{GE} = W_{GE_Elec_II} - W_{GE}$$

Condensador (COND)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25}$$

Balance de Energía:

$$\dot{m}_{24}h_{24} = \dot{m}_{25}h_{25} + Q_{COND}$$

$$Q_{COND} = \dot{m}_{24}h_{24} - \dot{m}_{25}h_{25}$$

Bomba (WP-I)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{25}$$

Balance de Energía:

$$\dot{m}_{25}h_{25} + W_{WP-I} = \dot{m}_{26}h_{26}$$

$$W_{WP-I} = \dot{m}_{26}h_{26} - \dot{m}_{25}h_{25}$$

$$W_{WP-I_elect} = \frac{W_{WP-I}}{\eta_{WP-I}}$$

$$Q_{WP-I} = W_{WP-I_Elec} - W_{WP-I}$$

Deareador (DEA)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{23}$$

Balance de Energía:

$$\dot{m}_{27}h_{27} = \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{23}h_{23}$$

$$h_{27} = \frac{\dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{23}h_{23}}{\dot{m}_{27}}$$

Bomba (WP-II)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

Balance de Energía:

$$\dot{m}_{27}h_{27} + W_{WP-II} = \dot{m}_{28}h_{28}$$

$$W_{WP-II} = \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{27}h_{27}$$

$$W_{WP-II_elect} = \frac{W_{WP-II}}{\eta_{WP-II}}$$

$$Q_{WP-II} = W_{WP-II_Elec} - W_{WP-II}$$

Separador de Flujo (SF)

Balance de materia:

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{15}$$

Balance de Energía:

$$\dot{m}_{28}h_{28} = \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{15}h_{15} + Q_{SF}$$

$$Q_{SF} = \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{29}h_{29} - \dot{m}_{15}h_{15}$$

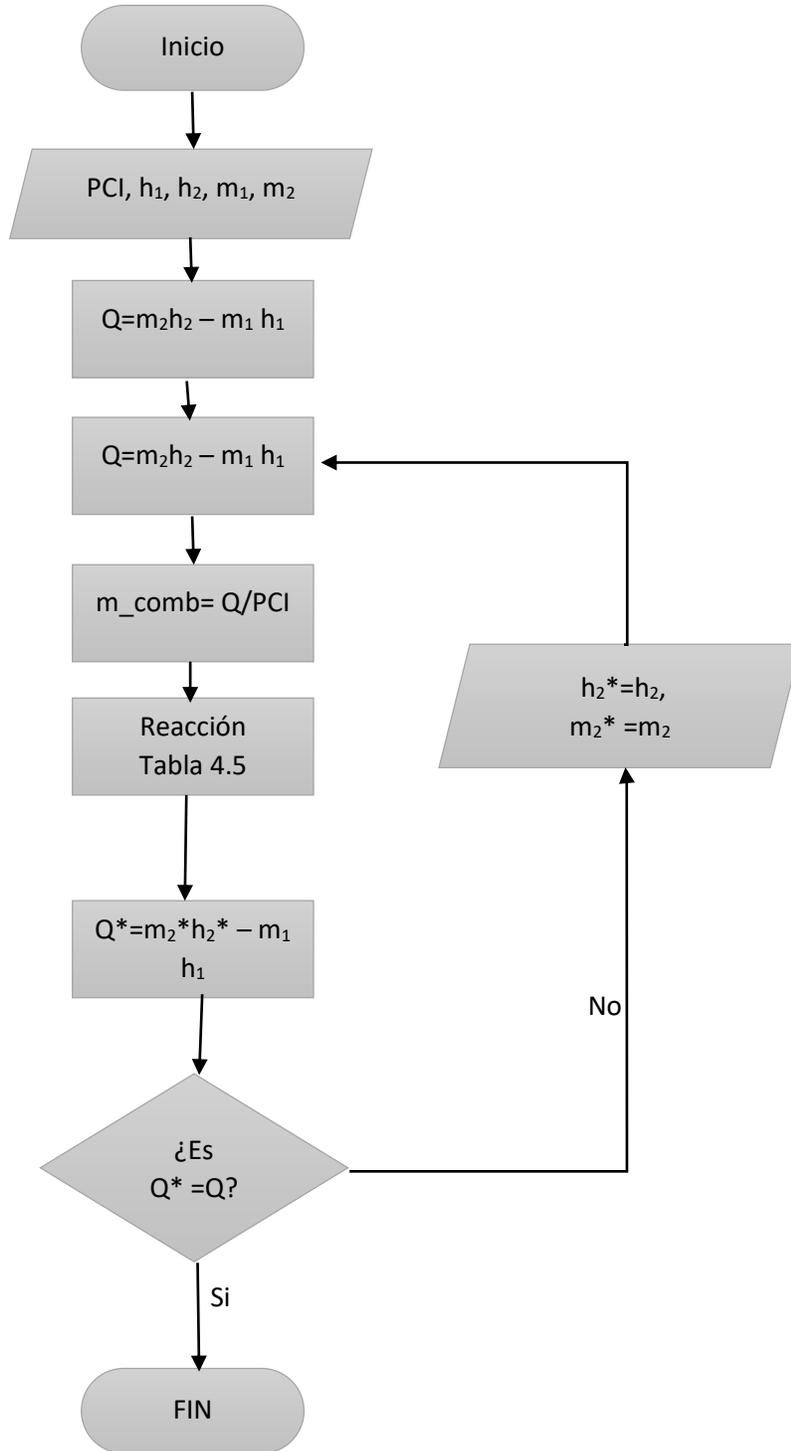
Numeración de acuerdo a la figura 3.3

Los trabajos expresados son mecánicos a menos que se especifique lo contrario.

*consultar el anexo para el cálculo de masa de combustible

Anexo 8: Algoritmo para el cálculo de la masa de combustible de la Cámara de combustión

Para un a cámara de combustión (o post combustor) como los usados en nuestro caso de estudio, el siguiente algoritmo resulta útil al momento de conocer el flujo de combustible requerido.



Anexo 9: Memorias de cálculo de los balances de exergía.

En la tabla se muestran los balances de exergía para el sistema estudiado, sin embargo, como se menciona en el capítulo 4, B_d será la cifra de interés a obtener. Además, podemos definir además “B” para cada corriente, pues:

$$B_n = b_n * \dot{m}_n$$

Siendo “b” la exergía de cada corriente, “m” la masa de dicha corriente y “B” la exergía correspondiente a la corriente por su flujo másico. Así:

Compresor de gases. (GC)

$$B_{d_{GC}} = B_0 + B_{W_5} - B_2$$

Cámara de combustión. (CC)

$$B_{d_{CC}} = B_2 + B_1 - B_3$$

$$B_1 = PCI * 0.9 * m_1$$

Turbina de gases. (GT)

$$B_{d_{GT}} = B_3 - B_{W_5} - B_{W_6} - B_4$$

Generador eléctrico. (GE-I)

$$B_{d_{GE-I}} = B_6 - B_7$$

$$B_6 = (H_4 - H_3) - \dot{W}_5$$

$$B_7 = (W_6 - W_5) \eta_{GE-I}$$

Post combustor. (PC)

$$B_{d_{PC}} = B_4 + B_8 - B_9$$

$$B_8 = PCI * 0.9 * m_8$$

*Chimenea. (SS)

$$B_{d_{SS}} = B_{13} - B_{14}$$

Economizador. (ECO)

$$B_{d_{ECO}} = B_{12} + B_{15} - B_{13} - B_{16}$$

Reboiler (RB)

$$B_{d_{RB}} = B_{11} + B_{16} - B_{12} - B_{17}$$

Súper Calentador. (SH)

$$B_{d_{SH}} = B_{17} + B_{10} - B_{11} - B_{18}$$

Mezclador de flujo (MF)

$$B_{d_{MF}} = B_{18} + B_{19} - B_{20}$$

Turbina de gases, 1ª etapa (ST-I)

$$B_{d_{ST-1}} = B_{20} - B_{21} - B_{30}$$

Recalentador. (RH)

$$B_{d_{RH}} = B_{21} + B_9 - B_{10} - B_{22}$$

Turbina de gases, 2ª etapa (ST-II)

$$Bd_{ST-II} = B_{22} - B_{23} - B_{24} - B_{31}$$

Generador Eléctrico (GE-II)

$$Bd_{GE-II} = B_{31} + B_{30} - B_{32}$$

$$B_{30} = (H_{20} - H_{21})$$

$$B_{31} = (H_{22} - H_{23} - H_{24})$$

$$B_{32} = (W_{30} + W_{31}) \eta_{GE-II}$$

Condensador (COND)

$$Bd_{COND} = B_{24} - B_{25} - B_{33}$$

$$B_{33} = Q_{33} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

Bomba (WP-I)

$$Bd_{WP-I} = B_{25} + B_{34} - B_{26}$$

$$B_{34} = W_{34}$$

Deareador (DEA)

$$Bd_{DEA} = B_{26} + B_{23} - B_{27}$$

Bomba (WP-II)

$$Bd_{WP-II} = B_{27} + B_{35} - B_{28}$$

$$B_{35} = W_{35}$$

Separador de Flujo (SF)

$$Bd_{SF} = B_{28} - B_{29} - B_{15} - B_{38}$$

$$B_{38} = Q_{38} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

Anexo 10: Valores de exergía del sistema en diseño y operación.

En la tabla se muestran los valores de exergía para el sistema estudiado en su diseño y en su operación real por equipo y por corriente.

	Equipo	Bd Operación [kW]	%	Bd Diseño [kW]	%
GC	COMPRESOR DE GASES	11,124	7,59%	12,598	7.90%
CC	CALDERA DE COMBUSTION	64,393	43,96%	71,228	44.67%
GT	TURBINA DE GASES	410	0,28%	2,830	1.77%
GE-I	GENERADOR ELECTRICO	738	0,50%	700	0.44%
PC	POST COMBUSTOR	12,005	8,20%	12,686	7.96%
SS	CHIMENEA	2,142	1,46%	2,204	1.38%
RH	RECALENTADOR	3,510	2,40%	4,340	2.72%
SH	SUPER HEATER	1,051	0,72%	1,118	0.70%
RB	REBOILER	620	0,42%	633	0.40%
ECO	ECONOMIZADOR	753	0,51%	789	0.49%
MF	MEZCLADOR	0	0,00%	0	0.00%
ST-I	EXPANCIÓN 1º ETAPA	5,308	3,62%	5,308	3.33%
ST-II	EXPANCIÓN 2º ETAPA	27,667	18,89%	28,057	17.60%
GE-II	GENERADOR ELECTRICO	4,123	2,81%	4,203	2.64%
COND	CONDENSADOR	3,67	0,00%	3,73	0.00%
WP-I	BOMBA CONDENSADOS	136	0,09%	136	0.09%
DEA	DEAREADOR	11,645	7,95%	11,742	7.36%
WP-II	BOMBA DEAREADOR	626	0,43%	626	0.39%
SF	SEPARADOR DE FLUJO	216	0,15%	234	0.15%

Fuente: Elaboración propia

Anexos

Corriente	B _{Diseño} [kJ/s]	B _{Operación} [kJ/s]	Corriente	B _{Diseño} [kJ/s]	B _{Operación} [kJ/s]
0	-26	362	20	368.211	368.211
1	255.972	239.333	21	297.587	297.587
2	110.243	112.331	22	308.134	302.010
3	294.986	287.271	23	39.704	39.611
4	62.023	54.688	24	37.975	37.461
5	122.867	123.092	25	716	714
6	107.267	109.081	26	1.580	1.576
7	105.583	107.369	27	29.542	29.542
8	31.142	29.049	28	35.286	35.286
9	80.480	71.732	29	31.127	31.165
10	65.592	63.798	30	65.317	65.317
11	54.682	53.322	31	202.398	197.272
12	44.214	42.905	32	263.511	258.466
13	26.462	25.146	33	37.255	36.743
14	14.479	13.300	34	1.000	997
15	3.839	3.801	35	6.370	6.370
16	20.802	20.808	36	9.779	9.704
17	30.638	30.606	38	86	104
18	40.430	40.030	39	984	975
19	327.782	328.181	40	377	1.540

Fuente: Elaboración propia

Glosario

- Termodinámica.

La termodinámica como ciencia tiene un origen ligado a los problemas que históricamente surgieron relacionados con la transformación recíproca de calor y trabajo, especialmente con el empleo generalizado a partir de fines del siglo XVIII de las máquinas de vapor. El término “Termodinámica” proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), por tal, su nombre mismo puede interpretarse como “fuerza generada por calor”, aunque actualmente el concepto se interpreta de manera amplia para incluir las variantes de la energía.

- Leyes de la termodinámica

Las cuatro leyes o principios de la termodinámica, son aquellas que definen las cantidades físicas fundamentales (*T*, *E* y *S*) que caracterizan a los sistemas termodinámicos. Estas describen sus comportamientos en condiciones dadas y prohíben fenómenos dados.

- Primera ley de la termodinámica

La primera ley o principio de la termodinámica, también llamada “Ley de conservación de la energía”, establece que en ningún punto la energía puede ser creada o destruida, sino que cambia de forma fluyendo de un lugar a otro

También se relaciona con la energía interna (*U*) de un sistema cerrado, en el cual, un incremento en dicha energía es la resultante de la diferencia entre el suministro de calor desde un medio externo a dicho sistema menos el trabajo producido por el sistema.

$$\Delta U_{\text{sistema}} = Q - W$$

- Segunda ley de la termodinámica

LA segunda ley o principio de la termodinámica introduce la restricción en cuanto a la “dirección” que debe tomar un fenómeno para la transferencia de energía más no la forma final de la misma. Esto es, la forma de la energía inicial puede ser transformada a una forma final cualquiera en que esta se presente; pero ningún sistema de menor energía podrá suministrar la misma a uno con mayor cantidad de energía.

También establece que los procesos naturales tienden a crecer su desorden que a disminuirlo, es decir, un aumento en la entropía de los sistemas.

- Entalpía

La entalpía es la magnitud que hace referencia a la cantidad de energía que un sistema termodinámico intercambia en sus límites con el medio ambiente a presión constante siendo clasificada en dos tipos: Endotérmica, si el sistema recibe energía en forma de calor o Exotérmica si el sistema es el responsable de liberar calor en dirección al ambiente

- Entropía

Es definida como la variación en cualquier proceso supone una cota superior al valor de la integral a lo largo del proceso del flujo calorífico dividido por la temperatura:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T}$$

O en términos de la función de acumulación:

$$\Delta S \geq \int_0^\infty \frac{Q(\text{proceso}, T)}{T} dT$$

A la izquierda de la expresión aparece la variación de una función de estado; a su derecha, una magnitud dependiente del proceso, que tiene el carácter de un flujo de entropía. Podemos transformar la anterior desigualdad definiendo una nueva magnitud dependiente del proceso, la entropía generada en el proceso:

$$S_{gen} = \Delta S - \int_0^\infty \frac{Q(\text{proceso}, T)}{T} dT$$

- Reversibilidad e Irreversibilidad

De manera formal, la reversibilidad puede ser definida como: “*un proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores*”.

Dicho de otra manera, no se puede obtener señal alguna de que tal proceso se ha llevado a cabo dado que los alrededores como el objeto de estudio, han regresado a sus estados termodinámicos iniciales. Todo aquel proceso entonces, que no cumpla con esta especificación será considerado un proceso **irreversible**.

- Exergía

La exergía, también denominada como “*la disponibilidad o energía disponible*” permite conocer la cantidad de energía que es posible utilizar en un sistema cualquiera que sea. Un ejemplo para entender el concepto de exergía es el siguiente: al descubrir una nueva fuente de energía, lo primero que hacen los exploradores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, está sola información sirve de poco para decidir el destino de dicha fuente de energía.

Lo que realmente se necesita saber es el potencial de trabajo de la fuente, es decir, la cantidad de energía que podemos extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. La propiedad que permite determinar dicho potencial de trabajo útil es la exergía.

- Trabajo reversible. ($W_{Rev.}$)

es definido como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. El trabajo reversible es igual a la exergía.

- Perfil de carga

También llamado perfil de consumo, el perfil de carga es un gráfico de la carga eléctrica en función del tiempo, en el sector eléctrico, el productor o el encargado de suministrar la energía eléctrica a un sector o cliente, utiliza este tipo de gráficos como guía para planificar la generación o distribución eléctrica, es decir, funge como un historial de demanda

- Energía cinética

Es la energía que posee un cuerpo al estar en movimiento, es definida formalmente como la cantidad de trabajo necesario para romper su estado inerte hasta una condición requerida. La energía cinética se mantendrá constante mientras su velocidad también lo sea. Si su velocidad sufre un cambio, la energía cinética también lo hará.

- Energía potencial

La energía potencial es aquella cantidad de energía de un cuerpo o sistema que puede ser transformada de forma casi inmediata en otro tipo de energía

- Energía interna

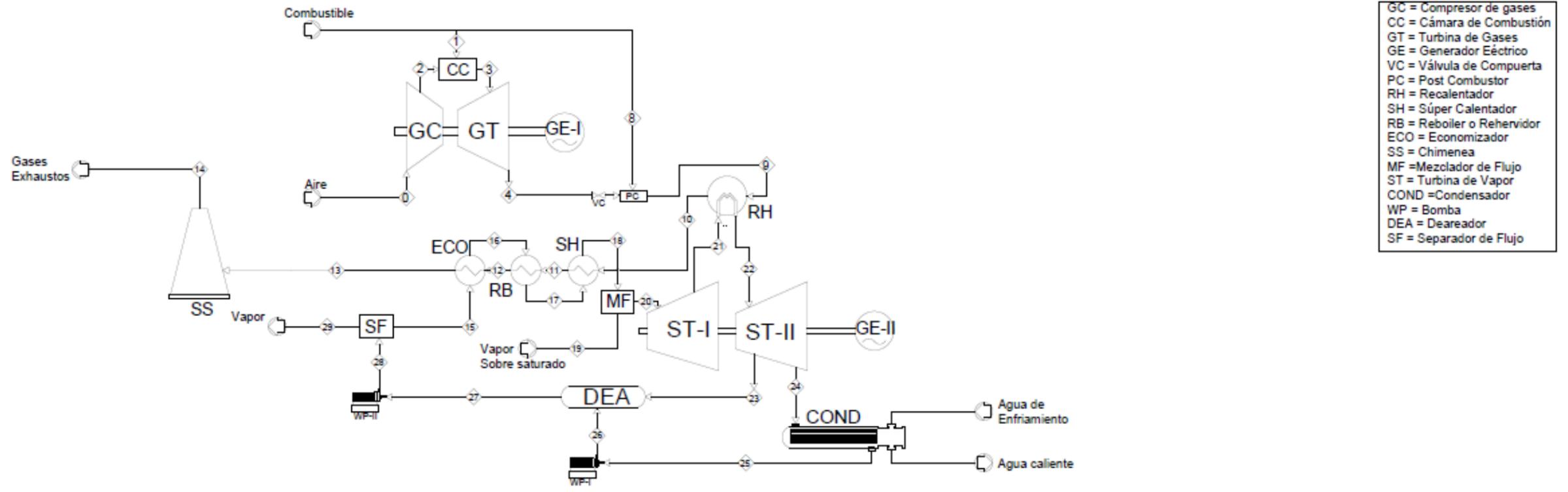
La energía interna es la medida de energía microscópica que posee un cuerpo, involucra tanto a la energía interna como a la energía cinética de los componentes microscópicos o atómicos de un sistema.

- Humedad relativa

El aire puede contener sólo cierta cantidad de humedad, y la relación entre la cantidad real de humedad en el aire a una determinada temperatura y la máxima cantidad que el aire puede contener a esa temperatura se llama humedad relativa. La humedad relativa varía de 0 para el aire seco a 100 por ciento para el aire saturado (que no puede contener más humedad). La presión de vapor del aire saturado a una determinada temperatura es igual a la presión de saturación del agua a esa temperatura.

- Eficiencia

La eficiencia es definida como la capacidad de realizar o cumplir una función de manera adecuada. Pero para los fines de la termodinámica, se define como la capacidad de un sistema real para asemejar el comportamiento del mismo sistema en condiciones ideales. Dicho de otra manera, la variabilidad en los resultados obtenidos comparado con los resultados esperados.



	0	1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	
Contenido	Aire	Combustible	Aire	Gases	Gases	Combustible	Gases	Gases	Gases	Gases	Gases	Gases	Agua	Agua	Vapor-Agua	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor-Agua	Agua	Agua	Agua	Agua	Agua	
Flujo (kg/s)	293	4,619	293	297,618	297,618	0,561	298,179	298,179	298,179	298,179	298,179	298,179	26,596	26,596	26,596	26,596	218,045	244,642	244,642	244,642	46,838	197,804	197,804	197,804	244,642	244,642	218,045	
Temperatura (°C)	20,2	20	400,848	1074	395,786	14,7	512	476,85	422,2	395	250	154,5	250	353,4	361,876	515	515	515	515	361,997	380,40	188,143	43,374	43,374	163,491	356,814	166,734	
Presión (kPa)	77,9	2400	1307,45	1207,45	77,9	2400	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9	19515	17207	16320	12415,16	12415,16	12415,16	12415,16	4260	3906	674	8,8	8,8	4260	674	20790	19515
Entalpia (kJ/kg)	0,2053	---	420,31	1307,31	527,20	---	634,46	591,64	533,27	471,88	353,68	253,92	715,63	2040,80	2729,01	3383,44	3383,44	3383,44	3116,45	3168,64	2819,49	2254,00	181,63	186,68	690,74	716,78	715,64	
Entropia (kJ/kg K)	0,0000	---	0,13	1,19	1,19	---	1,37	1,31	1,23	1,14	0,93	0,73	1,99	4,37	5,48	6,52	6,52	6,52	6,59	6,71	6,85	7,16	0,62	0,62	1,98	1,99	1,99	
Calidad	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	0	0	0,406	1	1	1	1	1	1	0,864	0	0	0	0	0	

DIBUJO	FMN	15/09/2019	Ciclo combinado "Valle de México"		
ELABORO	FMN	15/09/2019		MEXICO PROJECT X-POWER INC	
REVISÓ	GCGB	22/10/2019			
VERIFICÓ	MTT	23/11/2020			
JEFE DE PROYECTO	RAHT	01/02/2020			