



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA**

División de Ciencias Básicas e Ingeniería
Posgrado en Energía y Medio Ambiente

**“ANÁLISIS TERMODINÁMICO AL CICLO COMBINADO EN MODO
HÍBRIDO DEL VALLE DE MÉXICO”**

Tesis para obtener el grado académico de
Maestra en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)

Que presenta Ing. Sandra Marisol Sánchez Domínguez

Matricula:2161801506

Correo electrónico: marisolsn97@gmail.com

Director: Dr. Raúl Lugo Leyte

Jurado

Presidente: Dr. Martín Salazar Pereyra

Secretario: M. en I. Q. Alejandro Torres Aldaco

Vocal: Dr. Guillermo Benítez Olivares

Iztapalapa. Ciudad de México , 17 de diciembre de 2024

AGRADECIMIENTOS

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 729266 para el desarrollo de esta tesis.

Índice general

Índice de Figuras.....	i
Índice de Tablas	iii
Nomenclatura.....	iv
Resumen.....	1
Abstract.....	2
Introducción	3
Pregunta de Investigación	4
Objetivo General de la Investigación	4
Objetivos Específicos de la Investigación	4
Turbina de Gas.....	5
2.1. Modelos matemáticos de compresión, combustión y expansión.....	6
2.1.1. Proceso de compresión	6
2.1.2. Combustión	7
2.1.3. Proceso de expansión	13
2.2. Parámetros de desempeño de la turbina de gas.....	14
2.2.1. Potencia motor.....	14
2.2.2. Calor suministrado	16
2.2.3. Consumo específico de combustible (CEC)	16
2.2.4. Eficiencia térmica.....	16
2.2.4. Calor rechazado.....	17
2.2.4. Régimen térmico	17
2.3. Análisis de la turbina de gas del ciclo híbrido del Valle de México	17
2.4. Análisis paramétrico.....	19
2.5. Modelos matemáticos de la exergía.....	22
2.6. Irreversibilidades de la Turbina de Gas	28
2.6.1. Compresor	28
2.6.2. Cámara de combustión	28
2.6.2. Turbina de gas	29
2.7. Eficiencia exergética	30
Caldera de Recuperación de Calor	32
3.1. Flujo de agua suministrado en la CRC	33

3.2. Modelos matemáticos.....	34
3.2.1. Estados de baja presión de la CRC.....	34
3.2.2. Estados en la corriente de alta presión de la CRC.....	36
3.3. Balances de masa y energía en la CRC.....	38
3.4. Balances de masa en nodos de la caldera de recuperación de calor.....	39
3.5. Irreversibilidades en la CRC.....	41
Ciclo de vapor.....	44
4.1. Descripción del ciclo de vapor.....	45
4.2. Análisis de los procesos termodinámicos.....	47
4.2.1. Extracciones en la turbina de presión intermedia.....	47
4.2.2. Condensación.....	48
4.2.3. Bombeo.....	49
4.2.4. Calentador de baja presión.....	49
4.2.5. Deaerador.....	50
4.2.6. Bombeo.....	50
4.2.7. Tren de calentamiento.....	50
4.2.8. Flujo de calor suministrado en el generador de vapor.....	51
4.2.9. Calentadores.....	51
4.3. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor.....	54
4.3.1. Flujo de calor suministrado.....	54
4.3.2. Flujo de calor de condensación.....	55
4.3.3. Potencia motor generada en el ciclo de vapor.....	55
4.3.4. Eficiencia Térmica del ciclo de vapor.....	56
4.3.5. Flujo de vapor.....	56
4.4. Exergía.....	57
4.4.1. Irreversibilidades del ciclo de vapor.....	57
4.5. Eficiencia exergética del ciclo de vapor.....	62
Ciclo combinado en modo híbrido.....	64
5.1. Parámetros de desempeño del ciclo híbrido.....	66
5.1.1. Potencia generada por el ciclo combinado en modo híbrido.....	66
5.1.2. Eficiencia del ciclo combinado en modo híbrido.....	67
5.1.3. Consumo térmico unitario del ciclo combinado en modo híbrido.....	68
5.1.4. Consumo específico de vapor del ciclo combinado en modo híbrido.....	68

5.1.5. Consumo específico de combustible del ciclo combinado en modo híbrido.....	68
5.2. Análisis de resultados del ciclo combinado híbrido del Valle de México.....	68
5.2.1. Análisis energético	68
5.2.2. Análisis exergético	71
Análisis de costos nivelados.....	74
6.1 Parámetros de desempeño del ciclo híbrido.....	76
6.2 Costo de combustible	82
6.3 Costo de operación y mantenimiento.....	83
6.4 Cálculo de las externalidades de la generación de electricidad.....	84
6.5 Comparación de los costos de generación de energía a diferentes cargas parciales	88
Conclusiones	90
Referencias.....	91
Anexo 1. Entalpías de formación de compuestos.	94
Anexo 2. Capacidades caloríficas de gases y líquidos.	94
Anexo 3. Propiedades de los estados en la CRC.	95

Índice de Figuras

Figura 1. Diagrama esquemático de la turbina de gas.	5
Figura 2. Diagrama Temperatura - entropía del ciclo de la turbina de gas.	6
Figura 3. Cámara de combustión adiabática.	8
Figura 4. Turbina de gas GT11N2.	18
Figura 5. Diagrama Temperatura - entropía de la turbina de gas.	20
Figura 6. Temperatura de los gases de escape y del aire a diferentes relaciones de presiones.	20
Figura 7. Exceso de aire requerido para una temperatura de los gases a la entrada de la turbina.	21
Figura 8. Eficiencia térmica - trabajo motor de la turbina de gas.	21
Figura 9. Volumen de control de un sistema abierto.	22
Figura 10. Dispositivo reversible (módulo) para determinar la exergía termodinámica.	23
Figura 11. Clasificación de la exergía para sistemas.	25
Figura 12. Sistema para realizar un balance de exergía.	26
Figura 13. Diagrama de Grassmann del compresor.	28
Figura 14. Diagrama de Grassmann de la cámara de combustión.	29
Figura 15. Diagrama de Grassmann de la turbina de gas.	29
Figura 16. Eficiencia exergética a diferentes relaciones de presiones.	31
Figura 17. Ciclo combinado híbrido.	33
Figura 18. Diagrama esquemático de la CRC.	34
Figura 19. Nodo A.	40
Figura 20. Nodo B.	40
Figura 21. Nodo C.	40
Figura 22. Perfil de temperaturas de la CRC.	40
Figura 23. Exergía e Irreversibilidades en la CRC.	43
Figura 24. Factor de Carnot en función del calor recuperado en la CRC.	43
Figura 25. Flujos másicos de la planta de potencia híbrida del Valle de México.	46
Figura 26. Diagrama Temperatura - entropía del ciclo combinado en modo híbrido.	53
Figura 27. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de alta presión.	57
Figura 28. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de presión intermedia.	58
Figura 29. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de baja presión.	58
Figura 30. Diagrama de Grassmann de la bomba uno.	59

Figura 31. Diagrama de Grassmann de la bomba dos.....	59
Figura 32. Diagrama de Grassmann del condensador.....	60
Figura 33. Diagrama de Grassmann del calentador 6.	61
Figura 34. Diagrama de Grassmann del calentador 5.	61
Figura 35. Diagrama de Grassmann del calentador 4.	61
Figura 36. Diagrama de Grassmann del generador de vapor.	62
Figura 37. Capacidad y generación en centrales de ciclo combinado 2017.	65
Figura 38. Consumo de combustibles.....	65
Figura 39. Máquina de Carnot de ciclo combinado híbrido.....	67
Figura 40. Eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido en función del factor β al 100, 75 y 50% de carga.....	69
Figura 41. Consumo térmico unitario del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.....	69
Figura 42. Eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido en función del factor B al 100, 75 y 50% de carga.....	70
Figura 43. Consumo específico de vapor del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga. .70	
Figura 44. Consumo específico de combustible del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.....	71
Figura 45. Diagrama exergía entalpía del ciclo de la turbina de gas.....	72
Figura 46. Diagrama exergía entalpía del ciclo de vapor del ciclo combinado híbrido.	72
Figura 47. Eficiencia exergética del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.	72
Figura 48. Diagrama de Grassmann de la planta de potencia híbrida del Valle de México a plena carga.....	73
Figura 49. Flujo de exergía e irreversibilidades del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.....	73
Figura 50. Comparación del costo nivelado de energía entre diferentes tipos de tecnologías.....	76
Figura 51. Costo nivelado de generación de energía eléctrica.....	88
Figura 52. Costo nivelado de generación de energía eléctrica considerando externalidades.	89

Índice de Tablas

Tabla 1. Propiedades del aire como gas perfecto [CFE, 2005].	6
Tabla 2. Composición y peso molecular del gas natural (CFE, 2005).	7
Tabla 3. PM de los gases de combustión.	8
Tabla 4. Especificaciones ISO de GT11N2, [ENERGIZA,2012]	17
Tabla 5. Desarrollo en las TG de Alstom para la generación de energía, (Eckardt,2014).	18
Tabla 6. Condiciones de referencia para este trabajo de tesis.	18
Tabla 7. Propiedades de los gases de combustión y del combustible.	18
Tabla 8. Propiedades termodinámicas del ciclo.	19
Tabla 9. Parámetros de desempeño del sistema al 100% de carga.	19
Tabla 10. Exergía e Irreversibilidades de los estados y equipos del ciclo de la turbina de gas.	30
Tabla 11. Eficiencia exergética de los equipos del ciclo de turbina de gas.	31
Tabla 12. Balance de energía de la sección de alta presión.	39
Tabla 13. Balance de energía de la sección de baja presión.	39
Tabla 14. Diferencias de temperatura de pinch point y de aproximación caliente de la CRC.	41
Tabla 15. Propiedades de los gases de escape en la CRC al operar al 100% de carga.	41
Tabla 16. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor (CFE, 2005).	44
Tabla 17. Calor suministrado al GV a diferentes cargas parciales (CFE, 2005).	51
Tabla 18. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor del ciclo combinado en modo híbrido.	56
Tabla 19. Irreversibilidades y eficiencia exergética del ciclo de vapor a diferentes cargas parciales.	63
Tabla 20. Costo unitario de inversión.	78
Tabla 21. Programa de inversión.	80
Tabla 22. Externalidades de la generación eléctrica en la Comisión Europea. (Sánchez Hernández, Porrás Loaiza, & Gutiérrez Ramírez, 2009)	85

Nomenclatura

<i>CEC</i>	Consumo Específico de Combustible	[kg _v /kWh]
<i>c</i>	Calor específico	[kJ/kgK]
<i>CD</i>	Costo Directo	[USD]
<i>CEV</i>	Consumo Específico de Vapor	[kg _v /kWh]
<i>CF</i>	Costo Fijo	[USD]
<i>CI</i>	Costo Indirecto	[USD]
<i>CNC</i>	Costo Nivelado del Combustible	[USD/kWh]
<i>CTU</i>	Consumo Térmico Unitario	[kJ/kWh]
<i>CV</i>	Costo Variable	[USD/kWh]
<i>E</i>	Energía	[kJ]
<i>FNC</i>	Factor de Nivelación de Capacidad	[-]
<i>FNCC</i>	Factor de Nivelación de Combustible	[-]
<i>FP</i>	Factor de Planta	[-]
<i>FVP</i>	Factor de Valor Presente	[-]
<i>g</i>	Gravedad	[m/s ²]
<i>H</i>	Entalpía	[kJ]
<i>h</i>	Entalpía específica	[kJ/kg]
<i>h̃</i>	Entalpía molar específica	[kJ/kmol]
<i>I</i>	Inversión	[USD]
<i>İ</i>	Flujo de irreversibilidades	[kW]
<i>LCOE</i>	Costo Nivelado de Energía	[USD/kWh]
<i>ṁ</i>	Flujo másico	[kg/s]
<i>P</i>	Presión	[bar]
<i>PCI</i>	Poder Calorífico Inferior	[kJ/kg _{com}]
<i>PM</i>	Peso Molecular	[kg/kmol]
<i>q</i>	Calor por unidad de masa	[kJ/kg]
<i>Q̇</i>	Flujo de calor	[kW]
<i>R</i>	Constante particular del gas	[kJ/kgK]
<i>rac</i>	Relación aire combustible	[kg _a /kg _{com}]
<i>s</i>	Entropía específica	[kJ/kgK]
<i>T</i>	Temperatura	[°C o K]
<i>V</i>	Velocidad	[m/s]
<i>v</i>	Volumen específico	[m ³ /kg]
<i>Ẇ</i>	Potencia	[kW]
<i>w</i>	Trabajo específico	[kJ/kg]

x	Calidad de vapor	[-]
y	Relación de Temperaturas T_{g3}/T_{g1}	[-]
z	Altura	[m]

Letras griegas

β	Factor Beta	[-]
γ	Índice adiabático	[-]
Δ	Diferencia	[-]
ε	Exergía específica	[kJ/kg]
\dot{E}	Flujo de exergía	[kW]
η	Eficiencia	[-]
λ	Exceso de aire	[-]
π	Relación de presiones	[-]
σ	Generación de entropía	[kW/K]
ψ	Eficiencia exergética	[-]

Subíndices

AC	Aproximación Caliente
amb	Ambiente
0	Estado muerto
v_1, \dots, v_n	Estados Termodinámicos del ciclo de vapor
g_1, \dots, g_n	Estados Termodinámicos del ciclo de turbina de gas
C	Compresor
CCH	Ciclo Combinado Híbrido
cc	Cámara de Combustión
com	Combustible
$cond$	Condensación
e	Salida
$exer$	Exergética
f	Líquido Saturado
fa	Flama Adiabática
g	Vapor Saturado Seco
gc	Gases de combustión
M	motor
p	Presión constante
PP	Pinch Point
$PPAP$	Pinch Point Alta Presión
$PPBP$	Pinch Point Baja Presión
ref	Referencia
$rech$	Rechazado
i	Entrada

<i>sic</i>	Isoentrópica del compresor
<i>sit</i>	Isoentrópica de la turbina
<i>sum</i>	Suministrado
<i>t</i>	Turbina
<i>TH</i>	Térmica
<i>T</i>	Total
<i>TG</i>	Turbina de Gas
<i>TV</i>	Turbina de Vapor
<i>v</i>	Volumen constante
<i>0</i>	Medio ambiente

Superíndices

<i>Cin</i>	Cinética
<i>ph</i>	Física
<i>Pot</i>	Potencial

Abreviaturas

AUX	Auxiliares
B	Bomba
CFE	Comisión Federal de Electricidad
CRC	Caldera de Recuperación de Calor
D	Domo
DAP	Domo de Alta Presión
DBP	Domo de Baja Presión
DEAR	Deareador
EC	Economizador
ECAP	Economizador de Alta Presión
ECBP	Economizador de Baja Presión
EV	Evaporador
EVAP	Evaporador de Alta Presión
EVBP	Evaporador de Baja Presión
gc	Gases de Combustión
GEI	Gases de Efecto Invernadero
GV	Generador de Vapor
RC	Recalentador
REBP	Recalentador de Baja Presión
SC	Sobrecalentador
SCAP	Sobrecalentador de Alta Presión
SCBP	Sobrecalentador de Baja Presión

TVAP	Turbina de Vapor de Alta Presión
TVPI	Turbina de Vapor de Presión Intermedia
TVBP	Turbina de Vapor de Baja Presión
VC	Volumen de Control

Resumen

En este trabajo se hace un análisis termodinámico y de costos nivelados a la central de ciclo combinado híbrida del Valle de México. El análisis termodinámico, que incluye un estudio energético y exergético, se realiza bajo las condiciones de presión y temperatura ambiente específicas de la ubicación de la central. Las condiciones operativas de la planta se establecieron con base en los balances térmicos del prontuario, considerando escenarios de plena carga y cargas parciales del 75% y 50%.

La central híbrida consta de cuatro unidades: tres de ellas corresponden a turbinas de gas, cada una con su respectiva Caldera de Recuperación de Calor (CRC), mientras que la última unidad es un ciclo de vapor regenerativo equipado con un tren de calentamiento que incluye seis calentadores, de los cuales cinco son cerrados y uno es abierto, funcionando este último como deareador.

Todos estos equipos deben operar eficientemente para que la planta de potencia híbrida sea más eficiente. Para garantizar esto, es necesario evaluar constantemente su desempeño, lo que permite planificar el mantenimiento y tomar decisiones estratégicas sobre la central. Con los análisis realizados, se determinan parámetros clave de desempeño como la eficiencia térmica, la potencia generada, el consumo específico de combustible, el consumo térmico unitario, las pérdidas de flujo de calor (irreversibilidades) y el costo de generación de un kWh. Estos análisis se aplican a cada equipo y estado termodinámico de la central.

Se encontró que, cuando la central opera a menos del 100% de carga, los parámetros de desempeño se ven afectados. Al operar a menor carga (50%), el consumo térmico unitario aumenta y el consumo de combustible disminuye; la eficiencia térmica del ciclo se reduce en un 16% en comparación con las condiciones de plena carga (100%). De todos los procesos, el de combustión presenta las mayores pérdidas de flujo de calor (19.83%) con respecto al flujo de calor suministrado. Los equipos que presentan las menores pérdidas de flujo de calor son las bombas (0.038%). Del total del flujo de calor suministrado al ciclo, el 12.88% de la energía se pierde en el condensador; sin embargo, esta es energía de baja calidad. La eficiencia exergética del ciclo disminuye un 4.28% al operar al 50% de carga. En cuanto al costo nivelado de energía, este es directamente proporcional al costo del combustible. Además, se observó que el costo de generación es mayor cuando se opera a cargas menores del 100%. Si se consideran los costos debido a las externalidades, el costo nivelado aumenta en mayor medida.

Abstract

This work presents a thermodynamic and levelized cost analysis of the hybrid mode combined cycle at the Valle de México Power Plant. The thermodynamic analysis, which includes both energy and exergy assessments, is conducted under the specific ambient pressure and temperature conditions of the power plant's location. The plant's operating conditions were based on the thermal balances provided in the technical manual, considering full load and partial load scenarios at 75% and 50%.

The hybrid mode combined cycle power plant consists of four units: three of them correspond to gas turbines, each with its own Heat Recovery Steam Generator (HRSG), while the fourth unit is a regenerative steam cycle equipped with a heating train that includes six heaters, five of which are closed and one is open, functioning as a deaerator.

All of these components must operate efficiently to ensure the correct functioning of the system as a whole. To achieve this, it is necessary to constantly evaluate their performance, which allows for the planning of maintenance activities and strategic decision-making for the plant. Through the analyses conducted, key performance parameters are determined, such as thermal efficiency, generated power, specific fuel consumption, unit thermal consumption, heat flow losses (irreversibilities), and the cost of generating one kWh. These analyses are applied to each component and thermodynamic state of the power plant.

It was found that when the plant operates at less than 100% load, performance parameters are affected. When operating at a lower load (50%), unit thermal consumption increases and fuel consumption decreases; the cycle's thermal efficiency decreases by 16% compared to full load conditions (100%). Among all processes, the combustion process exhibits the highest heat flow losses (19.83%) relative to the supplied heat flow. The equipment with the lowest heat flow losses are the pumps (0.038%). Of the total heat flow supplied to the cycle, 12.88% of the energy is lost in the condenser; however, this is low-quality energy. The cycle's exergy efficiency decreases by 4.28% when operating at 50% load. Regarding the levelized cost of energy, it is directly proportional to the fuel cost. Additionally, it was observed that the generation cost is higher when operating at loads below 100%. If externality costs are considered, the levelized cost increases even further.

Introducción

Aproximadamente el 80% de la electricidad a nivel mundial proviene de combustibles fósiles, mientras que el 20% proviene de fuentes de energía renovable, como la nuclear, solar, hidráulica, eólica, geotérmica y biogás. Las centrales de ciclo combinado son las principales tecnologías empleadas para la generación eléctrica en países con alta disponibilidad de gas natural (The World Bank, 2018). México se encuentra entre los diez primeros países que utilizan este recurso para producir electricidad. En 2022, la capacidad instalada fue de 87,130 MW a través de diferentes tecnologías de generación, predominando las centrales que emplean combustibles fósiles. Las tecnologías de ciclo combinado, centrales térmicas convencionales y carboeléctricas participaron con un 39.5%, 13.0% y 6.3%, respectivamente, lo que equivale a 83 plantas en total (SENER, 2022). Además, dos tercios de las emisiones globales de gases de efecto invernadero (GEI) provienen de la producción y consumo de energía, colocando al sector energético en el centro de los esfuerzos para mitigar el cambio climático. El éxito de los acuerdos internacionales dependerá de una rápida transición hacia un sistema energético mundial más sostenible (Halsnæs & Garg, 2011).

El consumo de energía es uno de los principales indicadores del desarrollo y nivel de vida de los países. Factores como el crecimiento poblacional, la urbanización, la industrialización y el avance tecnológico conducen directamente a un incremento en el consumo energético. Dada la relevancia de los ciclos combinados, es fundamental realizar estudios que aseguren su óptimo desempeño operativo. En este sentido, llevar a cabo un análisis termodinámico basado en la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, junto con un análisis de costos nivelados, es un método eficaz para diseñar, evaluar, optimizar y mejorar este tipo de plantas de generación de energía (González et al., 2017; Gu et al., 2021; Lugo-Leyte et al., 2016).

El análisis exergético, basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, no solo identifica la magnitud, ubicación y causas de las irreversibilidades, sino que también permite una evaluación profunda de la eficiencia de los componentes de la central. El análisis energético y exergético juntos proporcionan una visión completa de las características de la planta (Kaushik, Siva Reddy, & Tyagi, 2011). Además, la implementación de un análisis de costos nivelados es esencial, ya que los costos son un indicador crucial para la planificación y toma de decisiones gubernamentales a nivel mundial. Esto requiere investigar los costos de generación de energía, lo que implica estimar el costo nivelado de la energía y los costos asociados a externalidades, como las emisiones de GEI y los impactos en la salud, entre otros.

Esta investigación se enfoca en realizar un análisis termodinámico y de costos nivelados a la central de ciclo combinado híbrido del Valle de México. Se presenta el caso de estudio junto con las características físicas y termodinámicas de la central analizada. Se lleva a cabo un análisis energético del sistema híbrido, destacando parámetros de desempeño como la potencia generada, el calor suministrado, la eficiencia térmica, el consumo térmico unitario, el consumo específico de vapor y de combustible, así como el factor β . Este último se propone como un indicador para evaluar la relación entre el calor suministrado por el generador de vapor y el aportado por los gases de escape en la Caldera de Recuperación de Calor.

Además, se realiza un análisis exergético del sistema híbrido, obteniendo eficiencias exergéticas e irreversibilidades por equipo, e identificando aquellos con mayores pérdidas de exergía. Finalmente, se implementa un estudio de los costos nivelados, donde, se toman los parámetros de referencia de la COPAR y datos de la central, se calcula el costo de producción de un kWh. Este costo nivelado se analiza a diferentes cargas de operación, determinando a qué nivel de carga resulta más eficiente operar la central.

Pregunta de Investigación

¿El costo del kWh producido por la central de ciclo combinado híbrida del valle de México es diferente al operar a diferentes cargas parciales y al considerar las pérdidas energéticas de los equipos y procesos?

Objetivo General de la Investigación

Realizar un análisis termodinámico al ciclo combinado híbrido y obtener el costo nivelado del kWh generado.

Objetivos Específicos de la Investigación

1. Realizar la descripción de la central de ciclo combinado híbrida.
2. Realizar un análisis termodinámico a diferentes cargas parciales a la central de ciclo combinado híbrida del Valle de México.
3. Obtener el costo nivelado del kWh producido en la central de ciclo combinado híbrida del Valle de México.

Turbina de Gas

Las Centrales térmica con turbinas de gas de alta potencia son las más empleadas en la generación eléctrica en muchos países, representando el 22% de la producción mundial de electricidad (The World Bank, 2018). Estas máquinas térmicas se utilizan principalmente para cubrir la demanda en momentos de picos, debido a su rápida capacidad de arranque. Los principales combustibles empleados son el gas natural y el diésel. Aunque son menos eficientes que otras tecnologías como el ciclo combinado, las centrales de energía nuclear o de carbón, con una eficiencia promedio del 35%, emiten alrededor de 510 kg_{CO2} por MWh cuando operan con gas y 660 kg_{CO2} por MWh al usar diésel (SENER, 2018).

Las turbinas de gas se representan termodinámicamente con el ciclo Joule-Brayton. Dependiendo del destino de los gases de escape, las turbinas se clasifican en ciclo abierto (Figura 1), ciclo cerrado o semicerrado. Aunque el ciclo cerrado presenta algunas ventajas, el ciclo abierto es el más común, ya que permite operar a temperaturas de entrada elevadas, haciéndolo más eficiente, compacto y rentable.

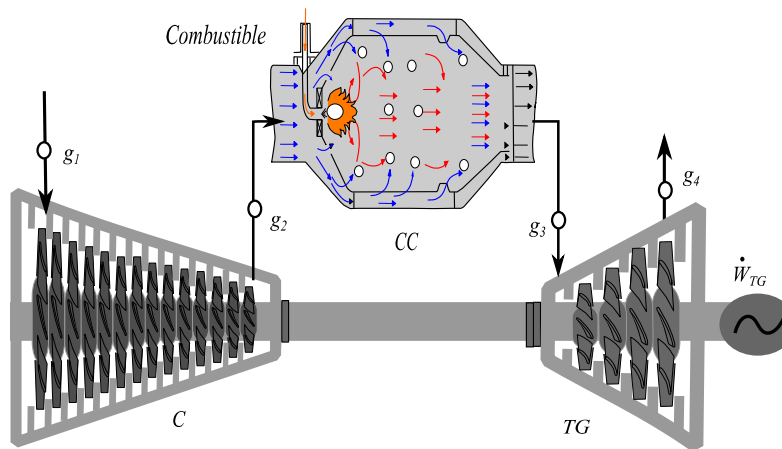


Figura 1. Diagrama esquemático de la turbina de gas.

Los componentes principales de una turbina de gas son el compresor (C), la cámara de combustión (CC) y la turbina (TG), como se muestra en la Figura 1. El C incrementa la presión de entrada del aire hasta la presión requerida por la CC, con relaciones de presiones que pueden variar entre 10:1 y 40:1, dependiendo del tipo de turbina; este proceso es desde el estado g_1 hasta el estado g_2 (Figura 2). Aproximadamente dos tercios de la energía generada por la turbina se destinan al proceso de compresión.

La combustión se realiza en la cámara de combustión; el flujo de calor generado es el que se suministra a la máquina a combustión, y se representa por el proceso de g_2 a g_3 en la Figura 2. Este proceso se lleva a cabo con una cantidad de aire entre 300% a 400% de exceso, dependiendo de la temperatura de los gases que ingresan a la turbina (T_{g_3}), que es el límite tecnológico de éstas.

En la turbina de gas, los gases de combustión que se encuentran a alta presión y temperatura (entalpía), se convierte en energía mecánica a través de su expansión, lo que genera la rotación del eje. Este proceso se representa como g_3 - g_4 en la Figura 2. Estos gases ingresan con temperaturas que varían entre 800 y 1615 °C y presiones de 10 a 30 bar, y salen con temperaturas de entre 450 °C y 600 °C. La energía restante de estos gases es aprovechada en una caldera de recuperación de calor

(CRC) para generar vapor, el cual luego se expande en una turbina de vapor, produciendo potencia adicional.

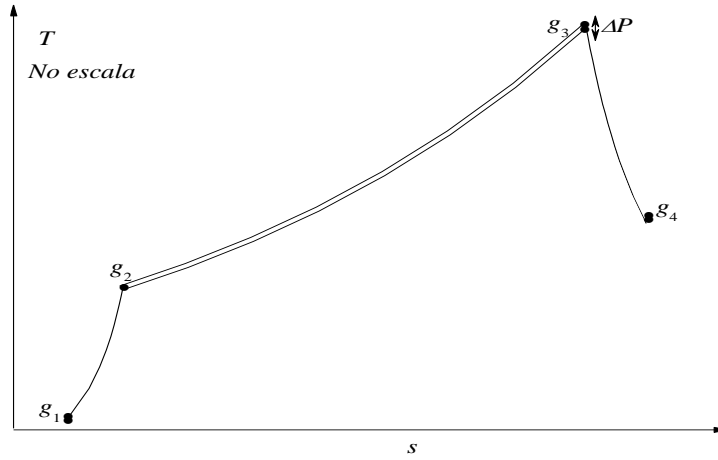


Figura 2. Diagrama Temperatura - entropía del ciclo de la turbina de gas.

2.1. Modelos matemáticos de compresión, combustión y expansión

Los estados termodinámicos se obtienen con los modelos matemáticos que definen el comportamiento de los procesos de compresión, combustión, y expansión. Estos modelos matemáticos están en función de parámetros tecnológicos ($T_{g3}, \eta_{sit}, \eta_{sic}, \pi_C$), ambientales (T_{amb}, P_{amb}) y del tipo de combustible.

2.1.1. Proceso de compresión

En este proceso (g_1 - g_2), se considera que el aire entra al compresor a las condiciones atmosféricas, lo que implica que $T_{g1} = T_{amb}$ y $P_{g1} = P_{amb}$. En la Tabla 1 se muestran los valores del c_p , R , γ y x del aire. En este análisis, se asume que el aire se comporta como un gas perfecto, es decir, el c_p permanece constante.

Tabla 1. Propiedades del aire como gas perfecto [CFE, 2005].

T ; (°C)	25
c_{Paire} ; (kJ/kg K)	1.0130
R_{aire} ; (kJ/kg K)	0.28958
γ_{aire} ; (-)	1.4
x_{aire} ; (-)	0.2857

La temperatura del aire al salir del compresor, en función de la temperatura de entrada al compresor, la eficiencia de compresión isoentrópica y la relación de presiones del compresor es

$$T_{g_2} = T_{g_1} \left[1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \quad (1)$$

La presión al final del proceso de compresión se obtiene de la relación de presiones; es decir

$$P_{g_2} = P_{g_1} \pi_C \quad (2)$$

Los modelos matemáticos de la entalpía y la entropía se expresan de la siguiente manera

$$h_{g_2} = h_0 + c_{P_{aire}} (T_{g_2} - T_0) \quad (3)$$

$$s_{g_2} = s_0 + c_{P_{aire}} \ln\left(\frac{T_{g_2}}{T_0}\right) - R_{aire} \ln\left(\frac{P_{g_2}}{P_0}\right) \quad (4)$$

En la Tabla 6 se presentan los valores de las condiciones de referencia para este estudio (T_0 y P_0).

2.1.2. Combustión

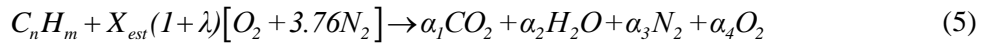
La energía suministrado al sistema proviene del proceso de combustión, debido a que en ésta se libera una gran cantidad de calor. Los combustibles generalmente contienen carbono (C), hidrógeno (H), oxígeno (O), nitrógeno (N) y azufre (S). El comburente más utilizado en la combustión es el aire, y se considera como aire atmosférico a la composición 21% O_2 y 79% N_2 . En este caso de estudio, el combustible utilizado es gas natural, compuesto de metano, 96.87%; etano, 2.85%; propano, 0.24% y; butano, 0.04%. Para calcular la temperatura de la llama adiabática, se asume que el combustible y el aire ingresan a la cámara de combustión a temperatura ambiente. En la Tabla 2 se presenta la composición volumétrica del gas natural, sus respectivos pesos moleculares, el peso molecular del gas natural.

Tabla 2. Composición y peso molecular del gas natural (CFE, 2005).

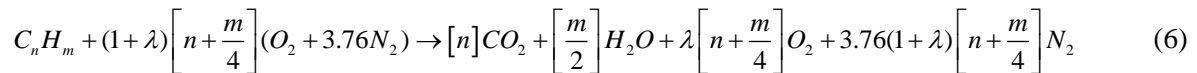
	$C_n H_m$	$\frac{[x]_i}{\left(\frac{mol_i}{mol_{Totales}}\right)}$	$\frac{PM}{\left(\frac{kg}{kmol}\right)}$	$[x]_i PM_i$	$n_i = \#C [x]_i$	$m_i = \#H [x]_i$
Metano	CH_4	0.9687	16.043	15.5406	1 (0.9687)	4 (0.9687)
Etano	C_2H_6	0.0285	30.07	0.8569	2 (0.0285)	6 (0.0285)
Propano	C_3H_8	0.0024	44.097	0.1058	3 (0.0024)	8 (0.0024)
Butano	C_4H_{10}	0.0004	58.1234	0.0232	4 (0.0004)	10 (0.0004)
Gas natural	$C_{1.0345}H_{4.069}$			16.5266	1.0345	4.069

2.1.2.1. Combustión con exceso de aire

La combustión para un combustible $C_n H_m$, con aire en exceso, λ , se expresa como:



Haciendo un balance de los moles de los reactivos y productos; la ecuación de combustión de un mol de $C_n H_m$ con aire en exceso se puede escribir como:



La forma reducida del combustible $C_n H_m$, cambia según la composición del combustible que se usa. Los valores de los subíndices n y m totales se obtienen al sumar el producto de la fracción molar de cada compuesto y el número de moléculas n, m correspondientes:

$$\begin{aligned} C_{n_T} &= \sum [nx]_{C_n} = [nx]_{CH_4} + [nx]_{C_2H_6} + [nx]_{C_3H_8} + [nx]_{C_4H_{10}} \\ H_{m_T} &= \sum [mx]_{H_m} = [mx]_{CH_4} + [mx]_{C_2H_6} + [mx]_{C_3H_8} + [mx]_{C_4H_{10}} \end{aligned} \quad (7)$$

Con base a la Tabla 2, el valor del número de carbonos (n) y del hidrogeno (m) para el gas natural son: 1.0345 y 4.069, respectivamente; entonces, la fórmula reducida de gas natural es $C_{1.0345}H_{4.069}$.

En la Tabla 3 se presenta los compuestos y sus respectivos pesos moleculares (PM) de los gases de combustión (gc)

Tabla 3. PM de los gases de combustión.

Compuesto	PM (kg/kmol)
CO_2	44.011
H_2O	18.016
N_2	28.014
O_2	32

Para determinar a la entalpía, entropía y exergía de los gc, es necesario conocer los valores del exceso de aire (λ), el calor específico a presión constante (c_p) y la constante particular (R) de los gc. Con éstos se determina la temperatura de diseño, T_{g3} . Para ello, es fundamental llevar a cabo la reacción de combustión y obtener los parámetros mencionados.

2.1.2.2. Exceso de aire

El exceso de aire es un parámetro de gran importancia en la reacción química de la combustión, ya que éste tiene una influencia directa con las emisiones de gases contaminantes (Zhang, Xu, & Champagne, 2010). La variación del exceso de aire impacta en algunos parámetros de desempeño del sistema tales como la potencia, eficiencia térmica y pérdidas mecánicas. El realizar la combustión con un bajo exceso de aire, se reduce la formación de óxidos de nitrógeno (Strobel, Waldner, & Gablinger, 2018).

Para obtener el modelo matemático del exceso de aire para una determinada temperatura de los gases de combustión, se hace un balance de masa y energía a la cámara de combustión (Figura 3).

$$\delta Q - \delta W = dH + dE^{Cin} + dE^{Pot} \quad (8)$$

Consideraciones:

- Se desprecia la energía cinética, $dE^{Cin} = 0$
- Se desprecia la energía potencial, $dE^{Pot} = 0$
- No hay producción de trabajo, $W = 0$
- Proceso adiabático, $Q = 0$.

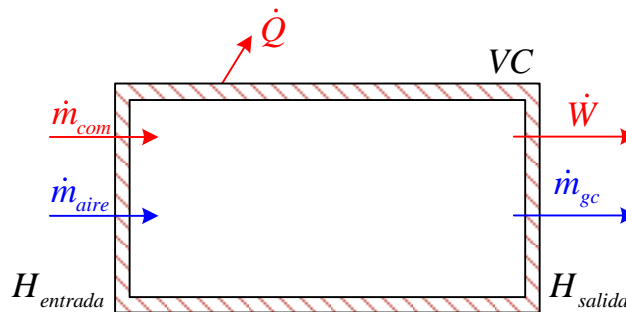


Figura 3. Cámara de combustión adiabática.

Al aplicar las consideraciones previamente mencionadas a la Ec. (8), se encuentra que las entalpías de formación de los productos y de los reactivos son igual, $H_P = H_R$:

$$\Delta H = H_P - H_R = 0 \quad (9)$$

La entalpía de los reactivos y de los productos se obtiene al sumar la entalpía de cada uno de los compuestos (i) que los componen. La entalpía de cada compuesto es el producto de su número de moles y la suma de su entalpía estándar de formación y el cambio de entalpía asociado a la temperatura:

$$H_R = \sum_{i=1}^n n_{R_i} \left(\tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{g2}} - \tilde{h}_{T_{ref}} \right)_{R_i} \quad (10)$$

$$H_P = \sum_{i=1}^n n_{P_i} \left(\tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{g3}} - \tilde{h}_{T_{ref}} \right)_{P_i} \quad (11)$$

La entalpía es una propiedad que depende del estado de un sistema. En un sistema simple y compresible, el estado termodinámico se determina con dos propiedades intensivas independientes entre sí. En el caso de un gas ideal, el cambio en la entalpía molar durante un proceso que va de un estado inicial a un estado final se expresa como:

$$\Delta \tilde{h} = \tilde{h}_{T_{final}} - \tilde{h}_{T_{inicial}} = \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} \tilde{c}_p dT \quad (12)$$

El cambio de entalpía se obtiene al multiplicar la ecuación (12) por el número de moles

$$\Delta H = n \left(\tilde{h}_{T_{final}} - \tilde{h}_{T_{inicial}} \right) = n \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} \tilde{c}_p dT \quad (13)$$

Al sustituir la ecuación (12) en las ecuaciones (10) y (11), la entalpía de los reactivos y productos se expresan como sigue:

$$H_R = \sum_{i=1}^n \left(n_{R,i} \tilde{h}_f^\circ + \Delta H \right)_{R,i} = \sum_{i=1}^n n_{R,i} \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{R,i} \quad (14)$$

$$H_P = \sum_{i=1}^n \left(n_{P,i} \tilde{h}_f^\circ + \Delta H \right)_{P,i} = \sum_{i=1}^n n_{P,i} \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_P} \tilde{c}_p dT \right)_{P,i} \quad (15)$$

Considerando a los coeficiente de la Ec. (6); entonces, las ecuaciones de las entalpías de los reactivos y de los productos son:

$$H_P = n \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_P} \tilde{c}_p dT \right)_{CO_2} + \frac{m}{2} \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_P} \tilde{c}_p dT \right)_{H_2O} + \lambda \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_P} \tilde{c}_p dT \right)_{O_2} + 3.76(1 + \lambda) \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_P} \tilde{c}_p dT \right)_{N_2} \quad (16)$$

$$H_R = 1 \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{C_n H_m} + (1 + \lambda) \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{O_2} + 3.76(1 + \lambda) \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{N_2} \quad (17)$$

En donde, el coeficiente estequiométrico X_{est} es

$$X_{est} = n + \frac{m}{4} \quad (18)$$

La entalpía de formación de una sustancia es la cantidad de energía liberada durante la formación de un mol de un compuesto a partir de sus elementos en condiciones estándar. A las condiciones estándar se tiene la forma más estable de los elementos; éstas son una presión de 1.01325 bar y una temperatura de 25°C. Por esta razón, la entalpía de formación de los elementos es cero, ya que no se trata de compuestos que liberen o absorban energía. Por consiguiente, la entalpía de formación para el oxígeno y el nitrógeno en su estado elemental son igual a cero. De este modo, el exceso de aire se determina a partir de la igualdad entre las ecuaciones (16) y (17).

$$\lambda = \frac{\left[\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right]_{C_n H_m} + x_{est} \left[\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right]_{O_2} + 3.76 x_{est} \left[\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT - \int_{T_{ref}}^{T_f} \tilde{c}_p dT \right]_{N_2} - n \left[\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right]_{CO_2} - \frac{m}{2} \left[\tilde{h}_f^\circ + \int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right]_{H_2O}}{x_{est} \left\{ \left[\left(\int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right) - \left(\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right) \right]_{O_2} + 3.76 \left[\left(\int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right) - \left(\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right) \right]_{N_2} \right\}} \quad (19)$$

El cambio de entalpía en función del calor específico a presión constante y la temperatura se obtienen con los modelos matemáticos de (Maheshwari & Siringh, 2017), éstos se derivan de ecuaciones semi-empíricas que describen con gran precisión las mediciones experimentales. Muchas de estas ecuaciones tienen la forma de polinomios de temperatura de orden “z”, obtenidos a partir de valores experimentales mediante procedimientos algebraicos o regresiones lineales por mínimos cuadrados (Ferrer et al., 2017). El modelo matemático del calor específico molar es:

$$\tilde{c}_p = R_u \left(a + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \right) \quad (20)$$

Donde a , a_1 , a_2 , a_3 , y a_4 son constantes características de cada componente y T es la temperatura al inicio o final del proceso. En el Anexo 2 se presentan los valores de estas constantes según Prausnitz, y los valores de las constantes según NIST-JANAF; las constantes para el primero es hasta temperaturas de 1000 K (726.85 °C) y para el segundo hasta temperaturas de 6000 K (5726.15 °C) (Prausnitz M. & O'Connell P., 2001)

Para determinar el cambio de entalpía de una sustancia o compuesto, se sustituye la ecuación (20) en la ecuación(13)

$$\Delta H = n \left[\tilde{h}_f^\circ + \int_{inicial}^{final} (\tilde{c}_p dT) \right] = n \left[\tilde{h}_f^\circ + R_u \int_{inicial}^{final} \left[a + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \right] dT \right] \quad (21)$$

Para el cambio de entropía se tiene la siguiente ecuación

$$\Delta S = n \left[\int_{inicial}^{final} \tilde{c}_p \frac{dT}{T} - R_u \int_{inicial}^{final} \frac{dP}{P} \right] = nR_u \left[\int_{inicial}^{final} \left[a + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 \right] \frac{dT}{T} - \ln \left(\frac{P_{final}}{P_{inicial}} \right) \right] \quad (22)$$

Otro polinomio para determinar el calor específico molar es el de (Rivkin, 1979), que es válido hasta temperaturas de 1773.15 K (1500 °C)

$$\tilde{c}_p = \sum_{i=1}^9 c_i \left(\frac{T}{1000} \right)^{i-2} \quad (23)$$

Es importante destacar que en este trabajo se emplean las constantes de Rivkin, ya que ofrecen un rango de temperatura más amplio en comparación con otros autores. En el apartado 2.2 se presenta el valor del exceso de aire para las condiciones en las que se lleva a cabo la reacción (T_{g2} , T_{g3}), considerando también la composición del combustible y el número de moles involucrados en la reacción.

2.1.2.3. Poder Calorífico Inferior

El poder calorífico inferior del combustible se determina al hacer la diferencia de la entalpía de formación de los reactivos y de la entalpía de formación de los productos, multiplicando cada término por sus respectivos moles, y dividiéndola por la masa del combustible, y se escribe como:

$$PCI = \frac{1[\tilde{h}_f^o]_{C_nH_m} - n[\tilde{h}_f^o]_{CO_2} - \frac{m}{2}[\tilde{h}_f^o]_{H_2O}}{\left[x_{CH_4} \right] PM_{CH_4} + \left[x_{C_2H_6} \right] PM_{C_2H_6} + \left[x_{C_3H_8} \right] PM_{C_3H_8} + \left[x_{C_4H_{10}} \right] PM_{C_4H_{10}}} \quad (24)$$

En la Tabla 7 se presenta el valor obtenido al sustituir los valores correspondientes. Las entalpías de formación se presentan en el Anexo 1.

2.1.2.4. Temperatura de flama adiabática

La temperatura de llama adiabática es una propiedad clave en los procesos de combustión. Representa la temperatura que alcanzaría la llama si toda la energía neta liberada por la reacción química se empleara exclusivamente para calentar los productos. En la práctica, parte de este calor se pierde por conducción y convección, lo que hace difícil alcanzar dicha temperatura de forma experimental. Esta propiedad es fundamental para evaluar la eficiencia de la combustión (Lefebvre & Ballal, 2010). Los factores que afectan a la temperatura de llama adiabática son los siguientes:

- *Relación aire-combustible:* Se ha encontrado que, la temperatura de llama adiabática incrementa al aumentar la relación aire-combustible. Debido a que, el calor específico de los gases de combustión aumenta a medida que incrementa temperatura.
- *Temperatura inicial del aire:* Al aumentar la temperatura del aire que alimenta a la cámara de combustión hace que la temperatura de flama adiabática se incremente.
- *Presión:* Al aumentar la presión del aire en la entrada de la cámara de combustión, manteniendo constante la temperatura, la temperatura de la llama adiabática también incrementa. Esto se debe a que hay una menor disociación de los compuestos. La disociación es un proceso en el que un compuesto se descompone en formas más simples mediante una reacción química reversible, y se ve influenciada principalmente por la temperatura y la presión (Winterbone, 1997).

- *Variación del aire de entrada:* Con una pre-combustión se generan niveles inusuales de CO₂ y H₂O y disminuye las concentraciones de O₂, lo que conduce a un decremento de la temperatura de flama máxima.

Para determinar teóricamente la temperatura de flama adiabática, se parte de la ecuación (9), ésta muestra que las entalpías de los reactivos y de los productos son iguales. Además, se hacen las siguientes consideraciones:

1. La reacción de combustión es estequiométrica, lo que significa que no hay exceso de aire.
2. La temperatura de los reactivos es igual a la temperatura de referencia, $T_R = T_0$.
3. Presión de los reactivos, $P_R = 1.01325$ bar
4. Temperatura de referencia, $T_0 = 25$ °C.
5. La entalpía de formación del oxígeno y nitrógeno es igual a cero.

Al igualar la ecuación (10) y (11) y aplicando las consideraciones anteriores, se obtiene la siguiente expresión

$$1 \left(\tilde{h}_f^o + \int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{C_n H_m} + X_{est} \left[\left(\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{O_2} + 3.76 \left(\int_{T_{ref}}^{T_R} \tilde{c}_p dT \right)_{N_2} \right] = n \left(\tilde{h}_f^o + \int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right)_{CO_2} + \frac{m}{2} \left(\tilde{h}_f^o + \int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right)_{H_2O} + 3.76 X_{est} \left(\int_{T_{ref}}^{T_p} \tilde{c}_p dT \right)_{N_2} \quad (25)$$

Como la temperatura y la composición inicial de los reactivos generalmente se conocen, el primer término de la ecuación se calcula directamente; también se aplica la consideración 2. Los valores de las entalpías de formación se toman de las tabla del Anexo 1.

$$1 \left[\tilde{h}_f^o \right]_{C_n H_m} = n \left(\tilde{h}_f^o + \int_{T_{ref}}^{T_{fa}} \tilde{c}_p dT \right)_{CO_2} + \frac{m}{2} \left(\tilde{h}_f^o + \int_{T_{ref}}^{T_{fa}} \tilde{c}_p dT \right)_{H_2O} + 3.76 X_{est} \left(\int_{T_{ref}}^{T_{fa}} \tilde{c}_p dT \right)_{N_2} \quad (26)$$

La única variable desconocida en la ecuación (26) es la temperatura de flama adiabática, T_{fa} . Los coeficientes del polinomio de Rivkin, que se emplean para calcular la entalpía en función de la temperatura, están listados en el Anexo 2. La solución de la ecuación (26) se obtiene a través de un proceso iterativo.

La temperatura buscada se determina cuando ambos lados de la ecuación coinciden. El valor de la temperatura de flama adiabática se presenta en la Tabla 7.

2.1.2.5. Relación aire-combustible

La *rac*, es la relación entre el flujo másico de aire y el flujo másico de combustible. Esta relación está estrechamente relacionada con el exceso de aire,

$$rac = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{comb}} = \frac{(1 + \lambda) \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[PM_{O_2} + 3.76 PM_{N_2} \right]}{\left[x_{CH_4} \right] PM_{CH_4} + \left[x_{C_2H_6} \right] PM_{C_2H_6} + \left[x_{C_3H_8} \right] PM_{C_3H_8} + \left[x_{C_4H_{10}} \right] PM_{C_4H_{10}}} \quad (27)$$

Y la relación combustible-aire es

$$rca = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{aire}} = \frac{1}{rac} \quad (28)$$

En la Tabla 7 se presentan los resultados obtenidos de la relación aire-combustible y de la relación combustible-aire.

2.1.2.6. Propiedades de los productos de combustión

2.1.2.6.1. Calor específico a presión constante de los productos de la combustión

Para cada uno de los compuestos de la reacción de combustión, el c_p se determina a partir de la ec.20; los valores de los \tilde{c}_p se toman del Anexo 2.

$$c_{p_{gc}} = \frac{[x_{CO_2}] \tilde{c}_{p_{CO_2}} + [x_{H_2O}] \tilde{c}_{p_{H_2O}} + [x_{N_2}] \tilde{c}_{p_{N_2}} + [x_{O_2}] \tilde{c}_{p_{O_2}}}{[x_{CO_2}] PM_{CO_2} + [x_{H_2O}] PM_{H_2O} + [x_{N_2}] PM_{N_2} + [x_{O_2}] PM_{O_2}} \quad (29)$$

En la sección 2.3 se muestra el valor del c_p de los gases de combustión.

El constante particular de los gases de combustión es la relación entre la constante universal de los gases y el peso molecular de los gases de combustión:

$$R_{gc} = \frac{R_u}{\left(\sum_{i=1}^n x_i PM_i \right)_{\text{Productos}}} = \frac{R_u}{[x_{CO_2}] PM_{CO_2} + [x_{H_2O}] PM_{H_2O} + [x_{N_2}] PM_{N_2} + [x_{O_2}] PM_{O_2}} \quad (30)$$

La relación entre los calores específicos a presión y volumen constante es el índice isoentrópico; es decir

$$\gamma_{gc} = \frac{c_{p_{gc}}}{c_{v_{gc}}} \quad (31)$$

La relación entre la constante particular de los gases, R_{gc} , y el calor específico a presión constante de los gases de combustión, $c_{p_{gc}}$, se representa con x_{gc}

$$x_{gc} = \frac{R_{gc}}{c_{p_{gc}}} = \frac{\gamma_{gc} - 1}{\gamma_{gc}} \quad (32)$$

2.1.3. Proceso de expansión

En el proceso de combustión, existe una caída de presión, ΔP_{cc} (5%). La temperatura de los gases que ingresan a la turbina es un parámetro tecnológico establecido. Entonces, la presión y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina son las siguientes:

$$\begin{aligned} T_{g_3} &= \text{Dato tecnológico} \\ P_{g_3} &= P_{g_2} (1 - \Delta P_{cc}) \end{aligned} \quad (33)$$

La entalpía y entropía de los gases de combustión se determinan con las siguientes expresiones:

$$h_{g_3} = h_0 + c_{p_{gc}} (T_{g_3} - T_0) \quad (34)$$

$$s_{g_3} = s_0 + c_{p_{gc}} \ln \left(\frac{T_{g_3}}{T_0} \right) - R_{gc} \ln \left(\frac{P_{g_3}}{P_0} \right) \quad (35)$$

Si la temperatura de los gases de escape es alta, la eficiencia térmica es baja; sin embargo, el trabajo producido es alto. En contraste, una reducción de la temperatura de estos gases a la salida de la turbina de gas implica una mayor eficiencia térmica en el ciclo Joule-Brayton y un trabajo producido menor. Sin embargo, en el caso específico del acoplamiento de la turbina de gas a un sistema de vapor, las pérdidas de eficiencia causadas por las altas temperaturas de los gases de escape se compensan parcialmente mediante la generación de vapor en el ciclo de recuperación de calor (CRC) y su posterior uso en la turbina de vapor.

Los gases de combustión alimentan a la turbina de gas, donde se expanden y producen un trabajo. Luego, los gases de escape de la turbina salen a una presión y temperatura mayores a las del estado medio ambiente. La temperatura de los gases de escape de la turbina de gas se expresa como sigue

$$T_{g_4} = T_{g_3} \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{sc}}} \right) \right] \quad (36)$$

y la presión de los gases de escape de la turbina de gas es

$$P_{g_4} = P_{g_1} + \Delta P_t \quad (37)$$

Los modelos matemáticos para determinar a la entalpía y a la entropía de los gases de escape de la turbina de gas son los siguientes

$$h_{g_4} = h_0 + c_{p_{gc}} (T_{g_4} - T_0) \quad (38)$$

$$s_{g_4} = s_0 + c_{p_{gc}} \ln \left(\frac{T_{g_4}}{T_0} \right) - R_{gc} \ln \left(\frac{P_{g_4}}{P_0} \right) \quad (39)$$

2.2. Parámetros de desempeño de la turbina de gas

2.2.1. Potencia motor

La potencia motor representa la diferencia entre la potencia generada por la turbina y la del compresor.

$$\dot{W}_{MTG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_C$$

La potencia de la turbina de gas se expresa:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gc} (h_{g_3} - h_{g_4}) \quad (40)$$

El flujo másico de los gases de combustión se determina mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{aire} (1 + rca) \quad (41)$$

Al sustituir la ec. (41) en la ec. (40), la potencia generada se expresa como:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{aire} (1 + rca) (h_{g_3} - h_{g_4}) \quad (42)$$

También se puede escribir en función del $c_{p_{gc}}$ y de las temperaturas de los estados 3 y 4, como sigue

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{aire} c_{p_{gc}} (1 + rca) (T_{g_3} - T_{g_4}) \quad (43)$$

La relación entre las temperaturas a la salida y a la entrada de la turbina en función de la eficiencia de expansión isoentrópica y de la relación de presiones es la siguiente:

$$\frac{T_{g4}}{T_{g3}} = 1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) \quad (44)$$

Entonces, al sustituir la ec. (44) en la ec. (43), la potencia generada por la turbina es

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{aire} c_{P_{gc}} (1 + rca) T_{g3} \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) \quad (45)$$

El trabajo producido por la turbina por unidad masa de aire se expresa de la siguiente manera

$$w_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{aire}} = c_{P_{gc}} (1 + rca) T_{g3} \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) \quad (46)$$

La potencia suministrada al compresor es el producto del flujo de aire y de la diferencia de entalpías de los estados g_2 y g_1 , y en términos del c_p del aire y de las temperaturas de estos dos estados es

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{aire} c_{P_{aire}} (T_{g2} - T_{g1}) \quad (47)$$

Al sustituir la ecuación (1) en la ecuación (47), y factorizando la temperatura del aire a la entrada del compresor, la potencia suministrada al compresor es la siguiente

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_{aire} c_{P_{aire}} T_{g1}}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \quad (48)$$

La potencia motor del sistema de turbina de gas es:

$$\dot{W}_{MTG} = \dot{m}_{aire} c_{P_{aire}} T_{g1} \left\{ \left[\frac{c_{P_{gc}}}{c_{P_{aire}}} (1 + rca) y \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) \right] - \left[\frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \right\} \quad (49)$$

donde

$$y = \frac{T_{g3}}{T_{g1}} \quad (50)$$

El flujo de aire en función de la potencia y el trabajo específico de la turbina de gas se expresa como:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{w_{MTG}} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{c_{P_{aire}} T_{g1} \left\{ \left[\frac{c_{P_{gc}}}{c_{P_{aire}}} (1 + rca) (y) \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) \right] - \left[\frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \right\}} \quad (51)$$

El flujo de combustible es la relación entre la potencia motor (dato del prontuario) y del producto del poder calorífico inferior asociado al combustible y la eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\eta_{TH} PCI} \quad (52)$$

o bien, el producto de la relación combustible aire y el flujo másico de aire

$$\dot{m}_{comb} = rca \dot{m}_{aire}$$

2.2.2. Calor suministrado

El calor suministrado es la diferencia de la entalpía de los gases de combustión y la entalpía del aire comprimido, multiplicados por sus respectivos flujos

$$\dot{Q}_{sum_{TG}} = \dot{m}_{gc} h_{g_3} - \dot{m}_{aire} h_{g_2} \quad (53)$$

Sin embargo, la entalpía de dichos estados se puede expresar como el producto del calor específico y la temperatura; entonces, el calor suministrado se, de esta forma el calor suministrado se expresa como sigue

$$\dot{Q}_{sum_{TG}} = \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} T_{g_3} - \dot{m}_{aire} c_{p_{aire}} T_{g_2} \quad (54)$$

El calor suministrado función de la relación combustible aire es:

$$\dot{Q}_{sum_{TG}} = \dot{m}_{aire} \left[(1 + rca) c_{p_{gc}} T_{g_3} - c_{p_{aire}} T_{g_2} \right] \quad (55)$$

Al sustituir la expresión (1) en la ecuación (55), el flujo de calor suministrado se escribe como

$$\dot{Q}_{sum_{TG}} = \dot{m}_{aire} c_{p_{aire}} T_{g_1} \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_{aire}}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \quad (56)$$

el calor suministrado por unidad de masa se expresa como

$$q_{sum_{TG}} = c_{p_{aire}} T_{g_1} \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_{aire}}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \quad (57)$$

2.2.3. Consumo específico de combustible (CEC)

El CEC son los kilogramos de combustible requeridos para producir un kWh. Éste se expresa de la siguiente manera

$$CEC_{TG} = \frac{3600 \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{MTG}} \quad (58)$$

2.2.4. Eficiencia térmica

La eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas es la relación entre la potencia motor y el flujo de calor suministrado

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{Q}_{sum_{TG}}} = \frac{(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_{aire}}} y \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1)}{(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_{aire}}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1)} \quad (59)$$

2.2.4. Calor rechazado

El flujo de calor rechazado por el sistema se expresa de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{rech_{TG}} = \dot{Q}_{sum_{TG}} (1 - \eta_{TG}) \quad (60)$$

2.2.4. Régimen térmico

El Régimen Térmico (RT) indica la cantidad de kJ para producir un kWh, y se expresa de la siguiente manera

$$RT_{TG} = \frac{3600}{\eta_{TG}} \quad (61)$$

2.3. Análisis de la turbina de gas del ciclo híbrido del Valle de México

La Central Termoeléctrica “Valle de México” tiene una capacidad instalada de 1,115.5 MWe y dispone de siete unidades generadoras. La unidad 4 (U4), que opera con un ciclo de vapor, tiene una capacidad de 300 MWe, siendo la primera en su tipo en el país. Las unidades 5, 6 y 7 son turbinas de gas, cada una con una generación de 84 MWe. Éstas están acopladas con sus respectivas Calderas de Recuperación de Calor (CRC) para generar vapor, y el vapor producido se suministra a la turbina de vapor de la unidad 4, permitiendo que la planta funcione en tres modos distintos: Ciclo Combinado, Ciclo Abierto y sistema híbrido. Cabe destacar que, el modo híbrido es el primero y único ciclo termodinámico aplicado en una central termoeléctrica en México, lo que lo convierte en una opción poco común a nivel mundial (CFE, 2005).

Las tres turbinas de gas, junto con sus CRC, generan aproximadamente el 43% del vapor requerido por la turbina de vapor de la U4, y el generador de vapor de dicha unidad aporta el 57% restante para operar en modo híbrido (CFE, 2005). El fabricante de las turbinas de gas es ABB-ALSTOM, y el modelo utilizado es la GT11N2, un tipo mono eje diseñado para uso pesado (CFE, 2005).

La capacidad neta garantizada de la unidad en modo ciclo abierto al 100% de carga es de 116.5 MWe. La temperatura de los gases de entrada a la turbina de gas es de 1085 °C, la eficiencia de expansión isoentrópica es de 0.90. El compresor es axial con una relación de presiones de 11.4 y una eficiencia de compresión isoentrópica de 0.88. Las condiciones ambientales a la entrada del compresor son de 14.7 °C y 0.767 bar (CFE, 2005). Además, las especificaciones ISO de la GT11N2 se detallan en la Tabla 5. Este modelo de turbina se ha instalado en diversas partes del mundo, incluyendo Barranquilla, Colombia, Bao Shan en China, Burgin en EE. UU., Sarnia en Canadá, Valle de México en México y Río de Janeiro en Brasil (ENERGIZA, 2012).

Tabla 4. Especificaciones ISO de GT11N2, [ENERGIZA,2012]

Parámetro	Especificaciones ISO
Potencia; (MW)	84
Relación de presiones; (-)	11.4
Temperatura ambiente; (°C)	14.7
Temperatura a la entrada de la turbina; (°C)	1085
Temperatura de los gases de escape; (°C)	530
Régimen térmico; (kJ/kWh)	11.09
Flujo másico de los gases de escape; (kg/s)	400

En la Tabla 5 se presenta la evolución que ha tenido la eficiencia térmica y la potencia en este tipo de turbinas. En 1970 se tenía a la TG11B, con una capacidad de 33.3 MW, una eficiencia de 0.255 y una temperatura de los gases a la entrada de la turbina de 800 °C. Después siguió la turbina tipo GT11N, GT11N2, GT11N2s (Eckardt, 2014); y en la actualidad está GT11N2M, su eficiencia ha aumentado 1.9% con respecto a la GT11N2 (Vorontsov, Irmisch, Alexey, & Rocha, 2009).

Tabla 5. Desarrollo en las TG de Alstom para la generación de energía, (Eckardt,2014)

Tipo	Puesta en marcha	\dot{W}_{TG} (MW)	η_{TH} (-)	\dot{m}_{gc} (kg/s)	π_C	Etapas del compresor	T_{g3} (°C)
GT11B	1970	33.3	0.255	255	7.75	15	800
GT11N	1989	80	0.320	311	12.4	18	1027
GT11N2	1994	110	0.342	368	14.6	14	1085
GT11N2 (versión 2)	2000	115.4	0.339	394	15.9	14	1085
GT11N2M							

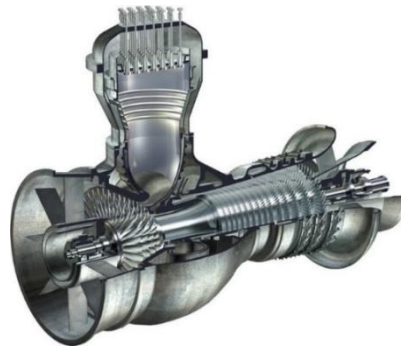


Figura 4. Turbina de gas GT11N2.

En la Tabla 6 se presentan las condiciones de referencia para determinar los estados termodinámicos del sistema.

Tabla 6. Condiciones de referencia para este trabajo de tesis.

T_0 (°C)	P_0 (bar)	h_0 (kJ/kg)	s_0 (kJ/kg K)
5	0.7670.767	0	6.6086.608

En la Tabla 7 se presentan a la R_{gc} , γ_{gc} , c_{Pgc} y la x_{gc} . Estas propiedades se determinan a partir de la temperatura de entrada a la turbina, $T_{g3} = 1085$ °C, así como de la temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión, T_{g2} . Además, se requiere un exceso de aire del 216% para la combustión, con un poder calorífico inferior de 49,922 kJ/kg de combustible.

Tabla 7. Propiedades de los gases de combustión y del combustible.

λ ; (%)	216.25216.25
PCI ; (kJ/kg _{comb})	49,922.1692216
T_{fa} ; (K)	2,294.9929499
rac ; (kg _{aire} /kg _{comb})	53.917453.9174
c_{Pgc} ; (kJ/kg _{gc} K)	1.26902690
R_{gc} ; (kJ/kg _{gc} K)	0.292222
x_{gc} ; (-)	0.2302302
γ_{gc} ; (-)	1.29912991

En la Tabla 8 se presentan a los valores de la temperatura, presión, entalpía y entropía de los estados del ciclo de la turbina de gas descritas en el apartado 2.1. Estos valores también se grafican. Es importante aclarar que las turbinas de gas operan siempre a plena carga, es decir, que cuando se hable de cargas parciales, sólo se hacen en la turbina de vapor del ciclo.

Tabla 8. Propiedades termodinámicas del ciclo.

Edo.	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
g_1	14.714.7	0.7670.7670	9.829.82	6.64276.6427
g_2	343.4643.46	8.74388.7438	342.8642.86	6.70976.7097
g_3	1085.0	8.30668.3066	1370.57370.57	7.92417.9241
g_4	567.23	0.75930.7593	713.50713.50	8.01418.0141

La Tabla 9 presenta los parámetros de desempeño del sistema que se obtienen en el apartado 2.2. Para determinar la potencia generada por la turbina y la potencia suministrada al compresor, se debe conocer los flujos de combustible, aire y gases de combustión; para obtenerlos se parte del trabajo motor del ciclo y de la potencia motor, esta última es un dato obtenido del prontuario. Se considera una eficiencia isoentrópica de la turbina (η_{sit}) y la eficiencia isoentrópica del compresor (η_{sic}) de 0.9 y 0.88, respectivamente. La eficiencia térmica del ciclo de gas que se obtiene es de 29.73%, se tienen que consumir 0.19858 kg_{comb} para generar un kWh.

Tabla 9. Parámetros de desempeño del sistema al 100% de carga.

\dot{W}_{TG} ; (kW)	167,204.90
\dot{W}_C ; (kW)	83,2083,204.90
\dot{Q}_{sumsum} ; (kW)	282,540.5282,540.55
\dot{Q}_{rech} ; (kW)	198,540.55198,540.55
η_{TG} ; (-)	0.29732973
\dot{m}_{aire} ; (kg _{aire} /s)	249.83249.83
\dot{m}_{comb} ; (kg _{comb} /s)	4.6337
\dot{m}_{gc} ; (kg _{gc} /s)	254.47
CEC ; (kg _{comb} /kWh)	0.0.1985
RT ; (kJ / kWh)	12,108.882,108.88

2.4. Análisis paramétrico

El diagrama temperatura- entropía de la Figura 5 muestra a los procesos de compresión, suministro de calor y expansión que se realizan en la turbina de gas. También muestra que, la temperatura de los gases de escape al salir de la turbina es de 567.23 °C. Esta temperatura de escape, considerada alta, generalmente indica una baja eficiencia térmica en la generación de trabajo mecánico dentro del ciclo termodinámico. El proceso de suministro de calor produce la mayor cantidad de entropía, 1.2144 kJ/kg K; el incremento de entropía de los procesos de compresión y expansión es de 0.0900 kJ/kg K y 0.0670 kJ/kg K, respectivamente.

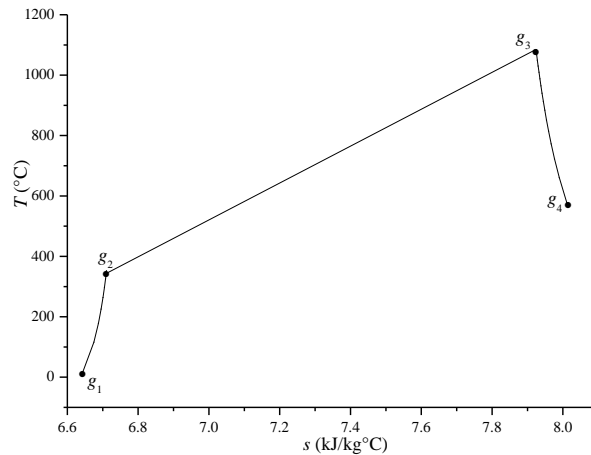


Figura 5. Diagrama Temperatura - entropía de la turbina de gas.

La Figura 6 ilustra cómo varían las temperaturas de los gases de escape y del aire en función de la relación de presiones del compresor. Se observa que la temperatura de los gases de escape disminuye a medida que aumenta la relación de presiones, mientras que la temperatura del aire experimenta un incremento. Las temperaturas de estos dos fluidos de trabajo influyen directamente en la eficiencia térmica del ciclo. Además, se indica hasta qué relación de presión se puede lograr cogeneración. En este análisis, se establece que, a una relación de presiones de 21, las temperaturas de los gases de escape y del aire son iguales. Más allá de este punto, el aire tendría una temperatura mayor a la de los gases de escape, invirtiendo el proceso de calentamiento. Para este estudio, se utiliza una relación de presiones de 11.4, donde la temperatura de los gases de escape de la turbina es de 567.23 °C, y la del aire es de 343.46 °C.

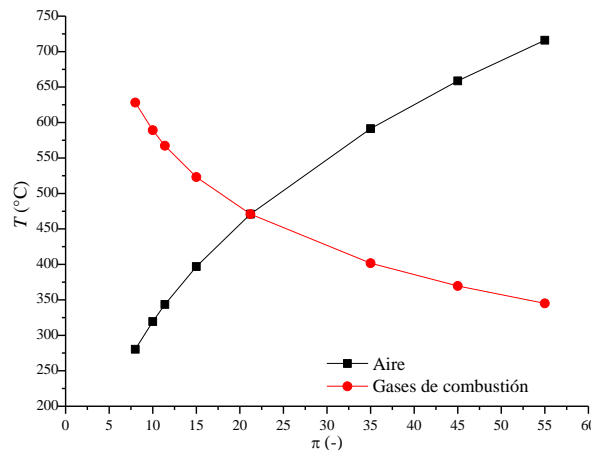


Figura 6. Temperatura de los gases de escape y del aire a diferentes relaciones de presiones.

La muestra el exceso de aire en función de la temperatura de los gases a la entrada de la turbina y de la relación de presiones. Se muestra que, a mayor relación de presiones y una menor temperatura de los gases de combustión, se necesita un exceso de aire mayor. Un alto exceso de aire disminuye la temperatura de los gases de combustión y con esto disminuye la eficiencia térmica (ver Figura 8). La relación de presiones y el exceso de aire están relacionados entre sí, el aumento de la relación de presiones puede mejorar la eficiencia y desempeño; sin embargo, para un exceso de aire mayor a 200%, la eficiencia térmica empieza a decrecer (ver Figura 8). Para este trabajo con una temperatura de los gases a la entrada de la turbina de 1085 °C y una relación de presiones de 11.4 se necesita un

exceso de aire de 216.25%; sin embargo, para una relación de presiones de 35 se requiere 316.45%3 de exceso de aire.

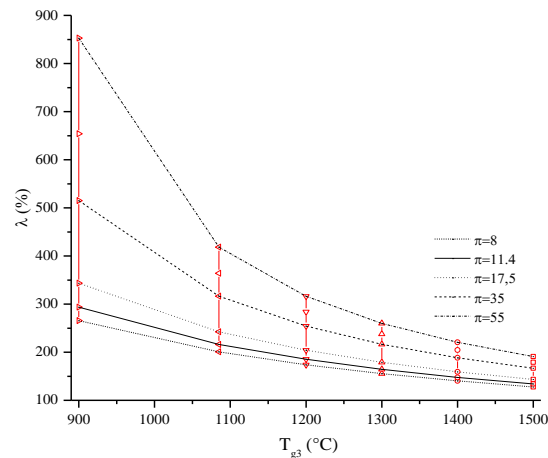


Figura 7. Exceso de aire requerido para una temperatura de los gases a la entrada de la turbina.

La Figura 8 presenta el mapa de operación de la turbina de gas; que relaciona a la eficiencia térmica y el trabajo de la turbina, a diferentes relación de presiones y temperatura de los gases a la entrada de la turbina. Para una temperatura de los gases a la entrada de la turbina dada, al aumentar la relación de presiones la eficiencia térmica aumenta hasta llegar a un máximo y, después disminuye. Para el trabajo producido tiene la misma tendencia que la eficiencia térmica; sin embargo, la relación de presiones óptima para tener la máxima eficiencia térmica, es mayor que la relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo. Generalmente, las altas temperaturas de los gases de escape indican una baja eficiencia en la producción de trabajo.

Los rangos actuales de las relaciones de presiones permiten mejoras significativas en la eficiencia térmica a medida que se aumenta dicha relación. Aunque el incremento en la relación de presiones tiende a disminuir las temperaturas de escape de gases, este enfoque no es recomendable si se busca recuperar calor para la cogeneración. En este análisis, para una temperatura de los gases de combustión de 1085 °C y una relación de presiones de 11.4, se obtiene una eficiencia del 29.73% y un trabajo producido de 336.21 kJ/kg. Si se incrementa la relación de presiones a 35, la eficiencia del ciclo es del 33.25%, pero el trabajo producido disminuye a 282.96 kJ/kg.

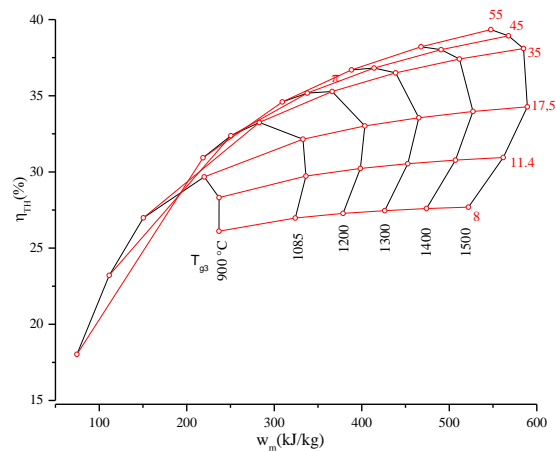


Figura 8. Eficiencia térmica - trabajo motor de la turbina de gas.

2.5. Modelos matemáticos de la exergía

Con el análisis exergético se pueden evaluar las pérdidas (irreversibilidades) en los procesos causantes de las bajas eficiencias, es decir, la destrucción de exergía que se tiene. Uno de los desafíos en la termodinámica es que se emplean propiedades particulares, que describen sistemas P, V y T, y éstas son: La energía interna, la entropía y la exergía son conceptos fundamentales en termodinámica. También existen funciones especiales de energía, como la entalpía, la energía de Helmholtz y la energía libre de Gibbs, que juegan un papel preponderante en el análisis termodinámico, aunque pueden ser complejas de comprender en su totalidad.

La entalpía es especialmente relevante en procesos de flujo (sistemas abiertos) dentro de la termodinámica aplicada a la ingeniería en energía. Por un lado, la energía de Helmholtz es útil para definir ecuaciones de estado; por otro lado, la energía libre de Gibbs es fundamental para el estudio del equilibrio físico y químico, siendo estas dos últimas más relevantes en la ingeniería química.

La energía interna y la entropía se determinan por la primera y la segunda ley de la termodinámica, respectivamente. “Si asumimos la existencia de una propiedad llamada energía interna (U), la primera ley de la termodinámica se puede formular para sistemas cerrados y abiertos”. El balance energético para un sistema abierto, en su forma general, es el siguiente:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = \left(\frac{dE_K}{dt} + \frac{dE_P}{dt} + \frac{dU}{dt}\right) = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \quad (62)$$

El balance de entropía para un sistema abierto, Figura 9, es

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{\sigma}_{VC} \quad (63)$$

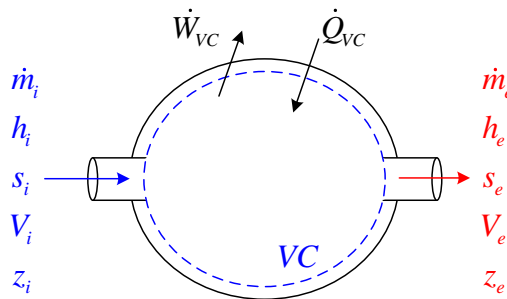


Figura 9. Volumen de control de un sistema abierto.

La exergía también se puede describir de una manera similar, pero algo más complicada, Szargut usó la siguiente declaración para explicar el término:

“La exergía es la cantidad de trabajo que se puede obtener, cuando cierta materia se lleva a un estado de equilibrio termodinámico con los componentes comunes de su naturaleza circundante por medio de procesos reversibles, que involucran la interacción con los componentes de la naturaleza mencionados anteriormente”. Dado que el término "procesos reversibles" se usa en la definición, uno podría simplemente decir que:

“La exergía de un sistema en un cierto estado termodinámico es la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener cuando el sistema se mueve desde ese estado particular a un estado de equilibrio con el entorno”.

Este es el contexto por el cual, la Exergía está relacionado con el trabajo reversible $[(w_x)_{REV}]$. También, se debe enfatizar que existe un fuerte vínculo entre Exergía y Entropía, debido a que la producción de Entropía es equivalente a la pérdida de Exergía, dada por $T_0 \dot{\sigma}_{VC}$, que nuevamente es equivalente al trabajo perdido. También hay que tener en cuenta que, si bien la Exergía es la capacidad de producir trabajo, la Entropía se describió anteriormente como la incapacidad de los sistemas para realizar el trabajo. En consecuencia, la exergía es un indicador de la calidad de la energía. Las diferentes formas de energía tienen diferente calidad (o diferentes cantidades de Exergía) en el sentido de que tienen diferentes capacidades para generar trabajo. Esta es la principal diferencia entre la primera y segunda ley de la termodinámica. La primera afirma que, la energía se conserva y no hace distinción entre las formas de energía; mientras que, la segunda afirma que la calidad de la energía se destruye, por lo tanto, las diferentes formas de energía tienen diferentes calidades energéticas. Los procesos de transformación de energía en un sistema solo pueden pasar de una forma de calidad superior a una forma de calidad inferior, a menos que haya una entrada neta de la energía (como por ejemplo el trabajo) del entorno (Szargut, 1980).

El flujo de calor para procesos internamente reversibles se expresa de la siguiente manera

$$\dot{Q} = \dot{m} \int T ds \quad (64)$$

El calor (energía en tránsito) se puede dividir en una parte que puede producir trabajo, referido como exergía, y una parte que no se puede utilizar para producir trabajo, que se conoce comúnmente como anergía. Para el calor Q a temperatura T , la siguiente descomposición se puede hacer con referencia a la temperatura ambiente T_0

$$\text{Energía} = \text{Exergía} + \text{Anergía} \quad (65)$$

A continuación, se considera un proceso, en donde el estado a del fluido está a la temperatura T_1 y presión P_1 , con energías cinéticas y potenciales insignificantes. El volumen de control (VC) para analizar los equilibrios de masa, energía y entropía para sistemas abiertos se reemplaza por un dispositivo idealizado utilizado por Kotas para desarrollar expresiones para exergía (Kotas, 1985). Este dispositivo se muestra en la Figura 10.

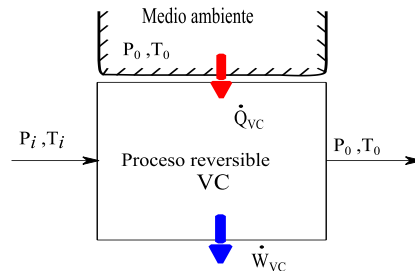


Figura 10. Dispositivo reversible (módulo) para determinar la exergía termodinámica.

debe enfatizar que, la transferencia de calor hacia/desde el módulo reversible ideal en la Figura 1010 tiene lugar a temperatura ambiente T_0 , y que el trabajo producido es el máximo posible (ya que los procesos en el dispositivo son reversibles) cuando el proceso es desde el estado o condición P_1, T_1 , hasta el estado de equilibrio con su entorno natural, denominado medio ambiente, que se encuentra

en el estado termodinámico P_0, T_0 . Al hacer un balance de energía al sistema de la Figura 10 a partir de la ecuación (62), y asumiendo un flujo estable y despreciando los cambios de la energía cinética y potencial.

El balance energético realizado al volumen de control de la figura 10 es: La primera ley de la termodinámica se expresa en la ec.

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = 0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_i (h_i - h_0) \quad (66)$$

hay producción de entropía y es flujo estable, la expresa de manera considerando que no hay producción de entropía y es flujo estable, la ecuación (6) se expresa de la siguiente manera:

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} = 0 = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T_0} + \dot{m}_i (s_i - s_0) \quad (67)$$

El término del calor transferido donde el término del por unidad de masa:

$$\frac{\dot{Q}_{VC}}{\dot{m}_i} = T_0 (s_0 - s_i) \quad (68)$$

La ecuación (868) se puede resolver con respecto a un trabajo específico (cambiando deliberadamente el signo de los términos de entalpía):

$$\frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}_i} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{\dot{m}_i} + (h_i - h_0) = T_0 (s_0 - s_i) - (h_0 - h_i) \quad (69)$$

Usando la convención de signos aplicada en la Termodinámica de la ingeniería mecánica, el trabajo es positivo cuando el sistema lo produce, ver Figura 10. El cambio de exergía correspondiente tendrá el signo opuesto. De hecho, se puede dar la siguiente relación general

$$\Delta \dot{E} = -\dot{W}_{REV} \quad (70)$$

La ecuación (70) es más relevante cuando se consideran procesos entre dos estados termodinámicos de un sistema. La exergía también se puede ver como una propiedad "absoluta" y se mide por el trabajo obtenido cuando el sistema pasa de su estado actual a un estado de equilibrio con el entorno. La exergía específica del estado que entra al dispositivo ideal en la Figura 10, se puede derivar de la ecuación (70) de la siguiente manera

$$\varepsilon_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (71)$$

El cambio en la exergía específica cuando un sistema experimenta un proceso desde el estado termodinámico i al estado e viene dado por la siguiente expresión

$$\Delta \varepsilon = \varepsilon_e - \varepsilon_i = [(h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0)] - [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] = \Delta h - T_0 \Delta s \quad (72)$$

La función de exergía específica (ecuación 73) y la función correspondiente de la exergía total (ecuación 74) se incluyen para mostrar la similitud con otra función de energía que se usa a menudo para el equilibrio físico y químico en la Ingeniería de Termodinámica Química llamada energía libre de Gibbs (ecuación 75). Estas tres funciones se muestran a continuación (Kotas, 1985)

$$\varepsilon = h - T_0 s \quad (73)$$

$$B = H - T_0 S \quad (74)$$

$$G = H - TS \quad (75)$$

El proceso mostrado en la Figura 10 sólo se refiere a cambios de presión y temperatura, en este trabajo no se considera la exergía química. En este trabajo, dado que los cambios en la energía cinética y potencial se ignoran, la exergía restante sólo se relaciona con la presión y la temperatura y se conoce como exergía termo mecánica (física)

$$\Delta E^{TM} = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (76)$$

Clasificación y descomposición de la exergía

La exergía se puede clasificar de manera similar a la clasificación de energía, ver Figura 11 (Khaljani, Khoshbakhti Saray, & Bahlouli, 2015)

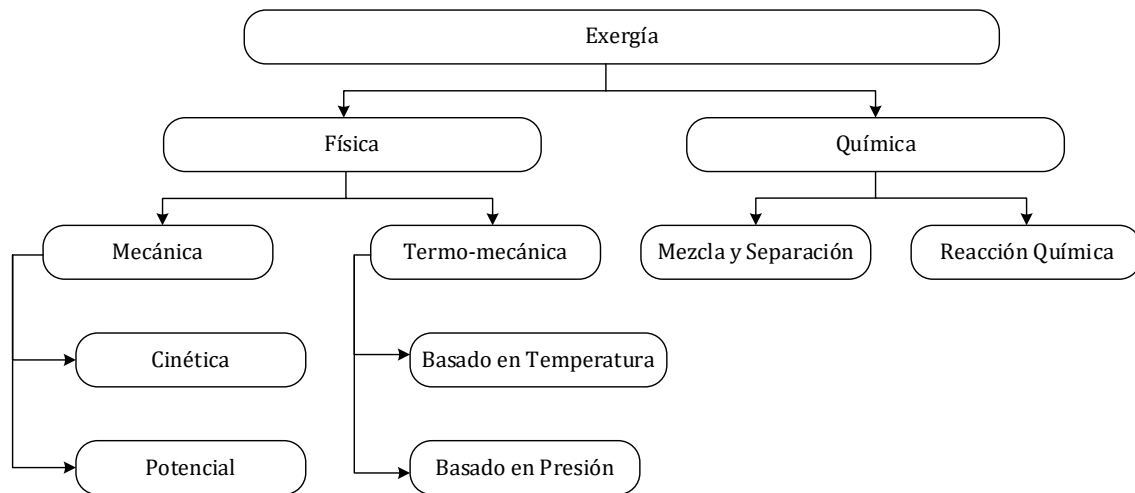


Figura 11. Clasificación de la exergía para sistemas.

Los estudios de exergía consideran la exergía cinética y potencial como insignificante, y dan más importancia a la exergía química y termo-mecánica (Maheshwari & Singh, 2017).

Sin embargo, la exergía potencial y química a la entrada y salida de los componentes es insignificante, la exergía de los equipos se considera exergía termo-mecánica. La descomposición de la exergía termo-mecánica se se puede ilustrar para el caso simple de un gas perfecto.

perfecto

La exergía termo-mecánica (exergía física) (exergía física) se relaciona con la entalpía, la entropía y el flujo másico y el flujo másico por medio de la siguiente expresión de la siguiente mane

$$\dot{E}^{ph} = \dot{E}^{TM} = \dot{m}_i \left[(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \right] \quad (77)$$

Mediante el uso de la definición de la exergía basada en la temperatura y en la presión, las siguientes expresiones se pueden utilizar para describir estos dos componentes

$$\dot{E}^{ph} = \dot{E}^{\Delta T} + \dot{E}^{\Delta P}$$

Para un gas ideal, la entalpía es solamente función de la temperatura y la entropía es función de la temperatura y la presión

$$dh = c_p dT \quad (78)$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (79)$$

Se puede hacer una simplificación adicional, que el gas sea perfecto, entonces calor específico es constante. Las ecuaciones (78) y (79) se pueden integrar desde el estado (T_0, P_0) hasta el estado (T, P)

$$h_i - h_0 = c_p(T - T_0) \quad (80)$$

$$s_i - s_0 = c_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (81)$$

Aplicando las ecuaciones (80) y (81) a la exergía basada en la temperatura y en la presión, ecuación (77). Las siguientes expresiones determinan a la componente térmica y a la componente de presión de la exergía física.

$$\dot{E}^{\Delta T} = \dot{m}_i c_p \left[T - T_0 \left(1 + \ln \frac{T}{T_0} \right) \right] \quad (82)$$

$$\dot{E}^{\Delta P} = \dot{m}_i \left[T_0 R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (83)$$

El balance de exergía, considerando flujo estable se puede expresar para cada componente del sistema de la Figura 12, de la siguiente manera

$$\dot{E}_Q + \sum_i \dot{m}_i \varepsilon_i = \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_e + \dot{E}_W + \dot{I} \quad (84)$$

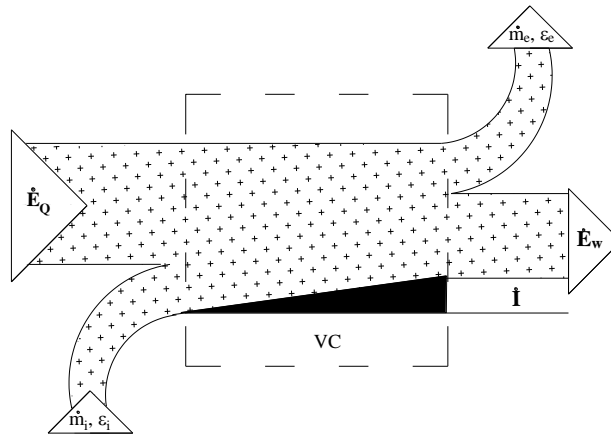


Figura 12. Sistema para realizar un balance de exergía.

La exergía térmica se expresa de la siguiente manera (

$$\dot{E}_Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \dot{Q}_i; \quad 1 \dots n \quad (85)$$

Donde, T_i es la temperatura absoluta (K) del depósito térmico del depósito térmico y el subíndice 0 se refiere a las condiciones ambientales.

La exergía química de una sustancia es el máximo trabajo que se puede conseguir, por lo tanto, en el proceso de combustión, la exergía química representa la parte más importante. Para determinar la exergía química de una mezcla, es esencial conocer la fracción molar, x_i , de los gases de combustión después del proceso de combustión de la sustancia química (Ersayin & Ozgener, 2015)

$$\tilde{\epsilon}_{mezcla} = \left[\sum_i x_i \tilde{\epsilon}_i + \tilde{R}_i T_0 \sum_i x_i \ln(x_i) \right] \quad (86)$$

La exergía para un combustible gaseoso se determina con el cambio de energía libre de Gibbs, ΔG_0 ΔG , y de la diferencia de la exergía de los productos y de los reactivos es:

$$\tilde{\epsilon}_i = -\Delta\tilde{G} + \sum_P x_P \tilde{\epsilon}_0 - \sum_R x_R \tilde{\epsilon}_0 \quad (87)$$

Donde, $\tilde{\epsilon}_0$ es la exergía química molar, x_P son las fracciones molares de los productos y x_R las fracciones molares de los reactivos. La exergía química de las sustancias de referencia de un gas ideal se expresa de la siguiente manera

$$\tilde{\epsilon}_0 = R_u T_0 \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \quad (88)$$

donde, P_i es la presión parcial del compuesto y P_0 es la presión de referencia.

La función molar de Gibbs es la resta de la energía libre de Gibbs molar de los productos y de los reactivos

$$\Delta\tilde{G} = \sum_P x_P \Delta\tilde{g}_0 - \sum_R x_R \Delta\tilde{g}_0 \quad (89)$$

donde, x_P y x_R son los coeficientes estequiométricos y \tilde{g}_0 es la función molar de formación de los productos y reactivos.

Esta energía libre de Gibbs molar de cada componente se determina a partir de la siguiente ecuación

$$\Delta\tilde{g}_0 = \tilde{g}_f^\circ + \tilde{g}(T, P) - \tilde{g}(T_{ref}, P_{ref}) \quad (90)$$

La energía libre de Gibbs se puede expresar en función de la entalpía, entropía, desde la entalpía de formación y de la de la entropía de formación

$$\Delta\tilde{g}_0 = \left(\tilde{h}_f^\circ - T \tilde{s}_f^\circ \right) + \left(\tilde{h} - T \tilde{s} \right)_{T, P} - \left(\tilde{h} - T \tilde{s} \right)_{T_{ref}, P_{ref}} = \left(\tilde{h}_f^\circ + \Delta\tilde{h} \right) - T \left(\tilde{s}_f^\circ + \Delta\tilde{s} \right) \quad (91)$$

La cantidad de trabajo máximo que se puede obtener de forma reversible del poder calorífico inferior, de la temperatura de flama adiabática y del medio ambiente se expresa como (Kotas, 1985) y (Sato, 2003)

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI_{comb} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fa}} \right) \quad (92)$$

La exergía específica de flujo de cada uno de los estados termodinámicos se obtiene de la ecuación (77)

$$\dot{E}_{g_1} = \dot{m}_{g_1} \left[(h_{g_1} - h_0) - T_0 (s_{g_1} - s_0) \right] \quad (93)$$

$$\dot{E}_{g_2} = \dot{m}_{g_2} \left[(h_{g_2} - h_0) - T_0 (s_{g_2} - s_0) \right] \quad (94)$$

$$\dot{E}_{g_3} = \dot{m}_{g_3} \left[(h_{g_3} - h_0) - T_0 (s_{g_3} - s_0) \right] \quad (95)$$

$$\dot{E}_{g_4} = \dot{m}_{g_4} \left[(h_{g_4} - h_0) - T_0 (s_{g_4} - s_0) \right] \quad (96)$$

2.6. Irreversibilidades de la Turbina de Gas

2.6.1. Compresor

Se realiza un balance exergético a partir de la ecuación (77) al compresor con base a la Figura 13, donde se considera que es adiabática y se obtiene la irreversibilidad del compresor. La potencia suministrada al compresor se obtiene por la ecuación (48).

$$\dot{I}_C = \dot{E}_{g_1} + \dot{W}_C - \dot{E}_{g_2} \quad (97)$$

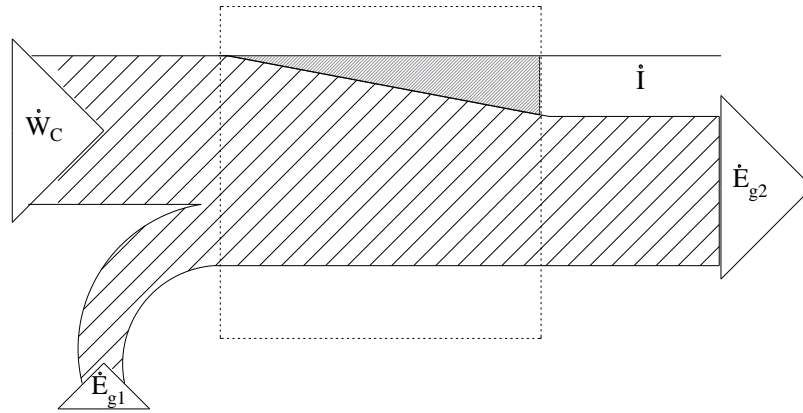


Figura 13. Diagrama de Grassmann del compresor.

2.6.2. Cámara de combustión

En la cámara de combustión, los estados dos y tres de la turbina de gas; el flujo de aire se considera aire como gas perfecto, y el segundo es flujo de los gases de combustión. Se realiza un balance exergético a la cámara de combustión con base a la Figura 14, despreciando las pérdidas por transferencia de calor (adiabática) se obtiene la irreversibilidad del equipo. Se tienen diferentes fuentes de irreversibilidades en la cámara de combustión: por mezclado de reactivos, por la oxidación, transferencia de calor y por mezcla de los productos sin embargo, en este caso se desprecian

$$\dot{I}_{CC} = \dot{E}_{comb} + (\dot{E}_{g2} - \dot{E}_{g3}) \quad (98)$$

La exergía química del combustible empleado en la cámara de combustión se obtiene a partir de la ecuación (85).

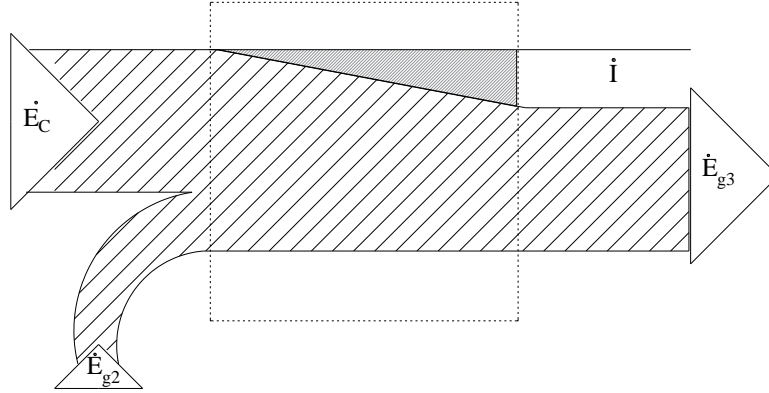


Figura 14. Diagrama de Grassmann de la cámara de combustión.

2.6.2. Turbina de gas

En el proceso de expansión, los gases de combustión se expanden desde el estado tres hasta el estado cuatro. Se realiza un balance exergético a la turbina al sistema mostrado en (se considera que es adiabática) la Figura 15, se obtiene la irreversibilidad del equipo

$$\dot{I}_{TG} = \dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g4} - \dot{W}_{TG} \quad (99)$$

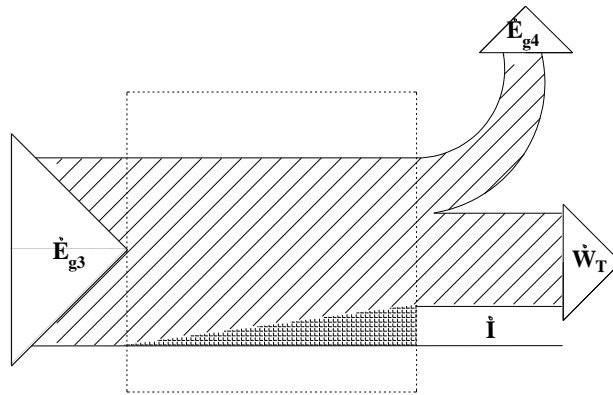


Figura 15. Diagrama de Grassmann de la turbina de gas.

En la Tabla 10 se presentan los resultados obtenidos de la exergía de los estados del ciclo de la turbina de gas y del combustible. También se muestran las irreversibilidades de los equipos. El flujo de gases de escape (g_4) tienen una alta exergía; es por esto, por lo que se aprovecha en una caldera de recuperación de calor para generar vapor sobrecalentado. La turbina general las mayores irreversibilidades, es decir, hay mayores pérdidas de energía. El caso contrario es el compresor, donde se tienen las menores irreversibilidades, en este no hay grandes pérdidas de energía.

Tabla 10. Exergía e Irreversibilidades de los estados y equipos del ciclo de la turbina de gas.

Estado	\dot{E} (kW)	Equipo	\dot{I} (kW)
g1	43.83	Compresor	4654.52
g2	78,592.21	Cámara de combustión	26,266.65
g2s	73,262.15	Turbina	6,369.63
g3	255,613.73		
g4s	70,244.22		
g4	82,039.19		
\dot{E}_{comb}	203,288.17		

2.7. Eficiencia exergética

La eficiencia exergética de la turbina de gas es la relación entre la exergía generada (potencia generada) (Potencia generada) y del flujo de exergía del combustible del combustible, y se expresa de la siguiente manera

$$\psi_{ciclo\ de\ gas} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{E}_{comb}} \quad (100)$$

La eficiencia exergética del compresor

$$\psi_C = \frac{\dot{E}_{g2} - \dot{E}_{g1}}{\dot{W}_C} \quad (101)$$

La eficiencia exergética de la cámara de combustión

$$\psi_{CC} = \frac{\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g2}}{\dot{E}_{comb}} \quad (102)$$

La eficiencia exergética de la turbina

$$\psi_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g4}} \quad (103)$$

Eficiencia exergética del ciclo de gas

$$\psi_{C,TG} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{E}_{comb}} \quad (104)$$

La eficiencia exergética de los equipos que componen al ciclo de la turbina gas para una relación de presiones de 11.4, una temperatura de los gases a la entrada de la turbina de 1085°C para una relación de presiones de 11.4, una temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina de gas de 1085 C, se presentan en la Tabla 11, donde se muestra que, la turbina es quien presenta mayor eficiencia exergética, y la cámara de combustión la menor.

Tabla 11. Eficiencia exergética de los equipos del ciclo de turbina de gas.

Equipo	ψ (-)
Compresor	0.9441
Turbina de gas	0.9633
Cámara de combustión	0.8702
Ciclo TG	0.4132

En la Figura 16 se muestra la eficiencia exergética del ciclo de gas en función de distintas relaciones de presiones del compresor, contemplando diferentes valores de la eficiencia isoentrópica de la turbina de gas. Se muestra que, para una eficiencia isoentrópica de 0.90, al variar la relación de presiones de 8 a 35, en donde se encuentra el valor máximo de la eficiencia exergética, la eficiencia exergética aumenta hasta 45.79%. Para los casos en donde la eficiencia isoentrópica de la turbina vale 0.8 y 0.7, los valores máximos de la eficiencia exergética de 33.13% y 23.04%, respectivamente se encuentran en una relación de presiones de 17.5 y 11.4, respectivamente. También se muestra que al aumentar las relaciones de presiones después de que la eficiencia exergética alcanza su punto máximo, ésta comienza a disminuir.

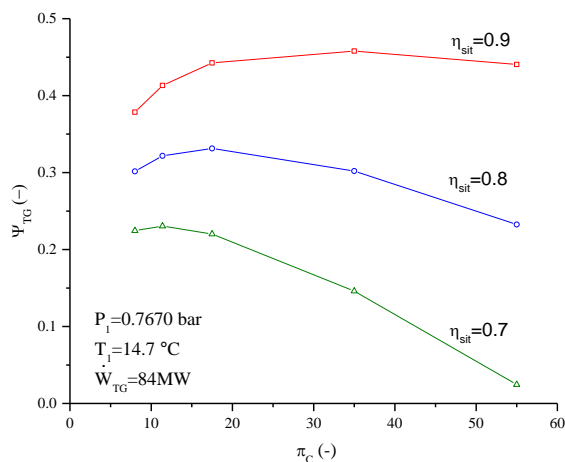


Figura 16. Eficiencia exergética a diferentes relaciones de presiones.

Caldera de Recuperación de Calor

Las Calderas de Recuperación de Calor (CRC) son componentes esenciales en la integración de un ciclo combinado. Una CRC consta de intercambiadores de calor en los que los gases de escape de la TG transfieren su energía al fluido de trabajo (líquido o vapor). Existen CRC con o sin postcombustión, y pueden ser horizontales o verticales, siendo las de tipo sin postcombustión las más comunes en los ciclos combinados. En una CRC, los gases de escape de la turbina siguen una trayectoria horizontal a través de los módulos de sobrecalentamiento, recalentamiento, evaporación y calentamiento de agua, hasta ser conducidos a la chimenea. Los tubos donde ocurre la transferencia de calor son verticales y aletados, y el proceso de evaporación se realiza por circulación natural, aprovechando la diferencia de densidad entre el agua de alimentación (líquido saturado) y la mezcla líquido-vapor. La CRC del ciclo descrito (Figura 18) es un modelo ALSTOM POWER de dos niveles de presión, con circulación natural y dirección de gases vertical, alcanzando una eficiencia del 99.4% (CFE, 2005). En este trabajo, se determinarán las diferencias de temperaturas en el Pinch Point utilizando los datos proporcionados en el prontuario.

El vapor sobrecalentado necesario para el sistema híbrido (Figura 17) se genera tanto en la CRC como en el generador de vapor (GV). La CRC produce aproximadamente el 47% del vapor requerido, mientras que el GV genera el 53% restante. Cuando el ciclo híbrido opera al 100% de carga, las tres TG y sus respectivas CRC están en funcionamiento. Al 75% de carga, operan dos TG con sus CRC, y al 50% de carga, solo una TG con su correspondiente CRC.

Los gases de escape de la TG pasan a través de los equipos de la CRC, transfiriendo su energía al agua. El vapor sobrecalentado generado en la CRC se mezcla con el vapor sobrecalentado del GV y ambos se dirigen a la turbina de alta presión (TVAP), donde se expanden hasta alcanzar la presión del vapor de presión intermedia. El vapor expandido se divide en tres flujos: uno se dirige al recalentador del generador de vapor, otro al recalentador de baja presión de la CRC de la unidad 5, y el tercero a la CRC de las unidades 6-7. Una válvula de control en la tubería del vapor expandido que va al GV, junto con las válvulas de control que regulan el flujo hacia las CRC, aseguran una distribución adecuada del vapor hacia los recalentadores.

La CRC existente opera con una carga mínima, la cual puede incrementarse hasta que el flujo de vapor a través de la turbina de baja presión alcance su límite (CFE, 2005). El flujo de calor suministrado por el GV varía según la carga operativa, siendo de 454,047 kW al 100% de carga, 417,262 kW al 75%, y 410,688 kW al 50%, datos tomados del prontuario.

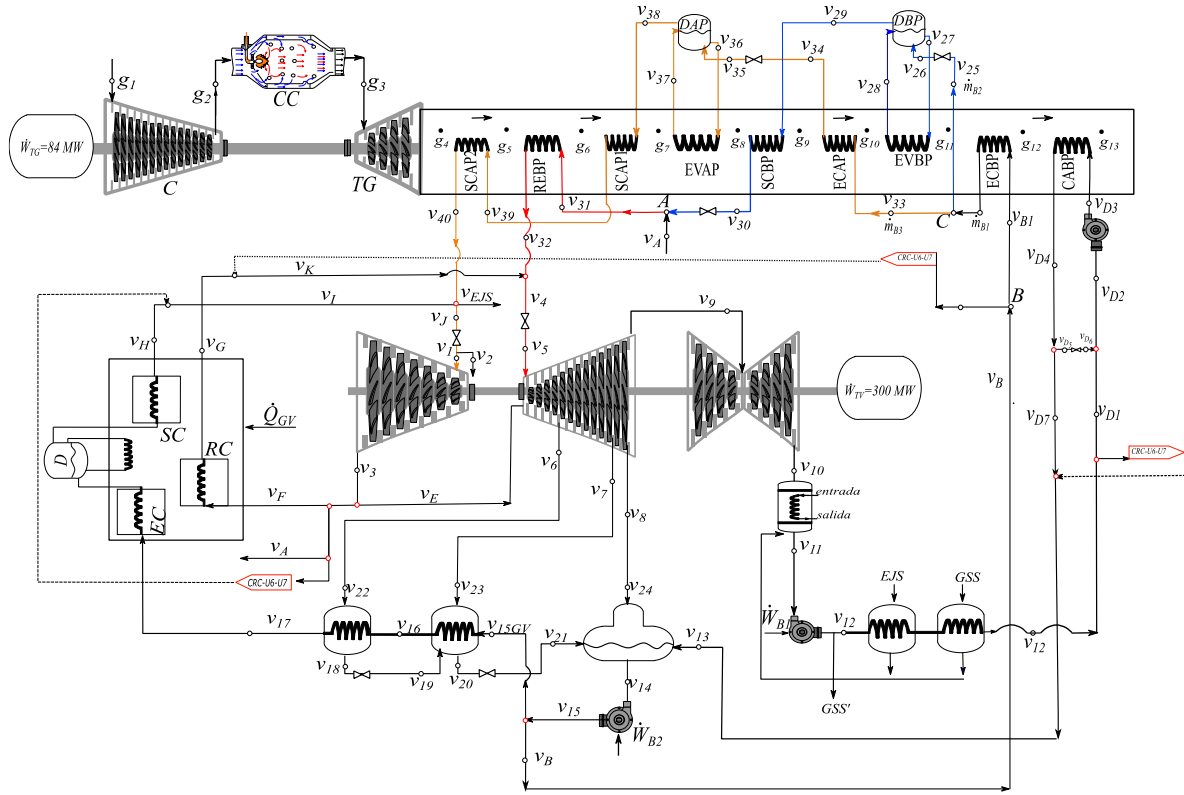


Figura 17. Ciclo combinado híbrido.

3.1. Flujo de agua suministrado en la CRC

El flujo de agua \dot{m}_{D3} entra al calentador de baja presión a una temperatura de 60°C y a una presión de 15 bar (edo. v_{D3}), y sale a una temperatura de 148.1°C manteniendo la misma presión (edo. v_{D4}). Dado que la temperatura de saturación a esa presión es de 198.29°C , el agua sale como líquido comprimido.

El flujo de agua \dot{m}_{B1} entra al ECBP a una temperatura de 170.48°C y a la misma presión de 198 bar (edo. v_{B1}) y sale de éste a una temperatura de 251.35°C y a la misma presión de 198 bar. Este flujo de agua (\dot{m}_{B1}) después al salir del ECBP se divide en dos flujos, manteniendo las mismas propiedades de presión y temperatura: \dot{m}_{B2} (se envía al domo de baja presión) y \dot{m}_{B3} (se envía al economizador de alta presión).

El flujo de agua \dot{m}_{B2} pasa por una válvula de estrangulamiento, donde se reduce su presión de 198 bar hasta 40.54 bar, para entrar al domo de baja presión (edo. v_{26}). El flujo de agua saturada que sale de este domo (edo. v_{27}) se envía al EVBP para generar un flujo de vapor que sale de este equipo como vapor saturado seco (edo. v_{28}), y nuevamente se envía al mismo domo. Después, sale del domo como vapor saturado (edo. v_{29}), y se sobrecalienta en el SCBP hasta 313.67°C (edo. v_{30}), donde se mezcla con el flujo de vapor sobrecalentado (\dot{m}_A) proveniente de la turbina de alta presión, formando el flujo (\dot{m}_{B4}) que se envían al REBP. El flujo de vapor \dot{m}_{B4} entra al REBP a una temperatura de 313.67°C y una presión de 40.54 bar (edo. v_{31}), y sale de éste a una temperatura de 516°C manteniendo la misma presión de 40.54 bar (edo. v_{32}).

Por otro lado, el flujo de agua \dot{m}_{B3} entra al ECAP a una temperatura de 251.35°C y a una presión de 198 bar (edo. v_{33}) y sale de éste a una temperatura de 354.53°C , a la misma presión de 198 bar (edo. v_{34}). El flujo de agua \dot{m}_{B3} pasa por una válvula de estrangulamiento, donde se reduce su presión de

198 bar hasta 174.7 bar, para entrar al domo de alta presión (edo. v_{35}). Este flujo de agua sale del domo como líquido saturado a la misma presión y temperatura a la que entró (edo. v_{36}) y se envía al EVAP donde se lleva a cabo un cambio de fase a presión y temperatura constante, el flujo de agua que entra al evaporador como líquido saturado (edo. v_{36}) sale de éste como vapor saturado (edo. v_{37}) y regresa al domo. Después, sale del domo como vapor saturado (edo. v_{38}) y se envía el flujo de vapor \dot{m}_{B3} al SCAP1 a una temperatura de 354.53°C y a la misma presión de 174.7 bar (edo. v_{38}) y sale de éste a una temperatura de 411.53°C , y a la misma presión de 174.7 bar (edo. v_{39}). El ultimo equipo al que se envía el flujo de vapor \dot{m}_{B3} es el SCAP2, donde sobrecalienta el flujo de vapor hasta 516°C (edo. v_{40}), para después ser enviados a la TVPI.

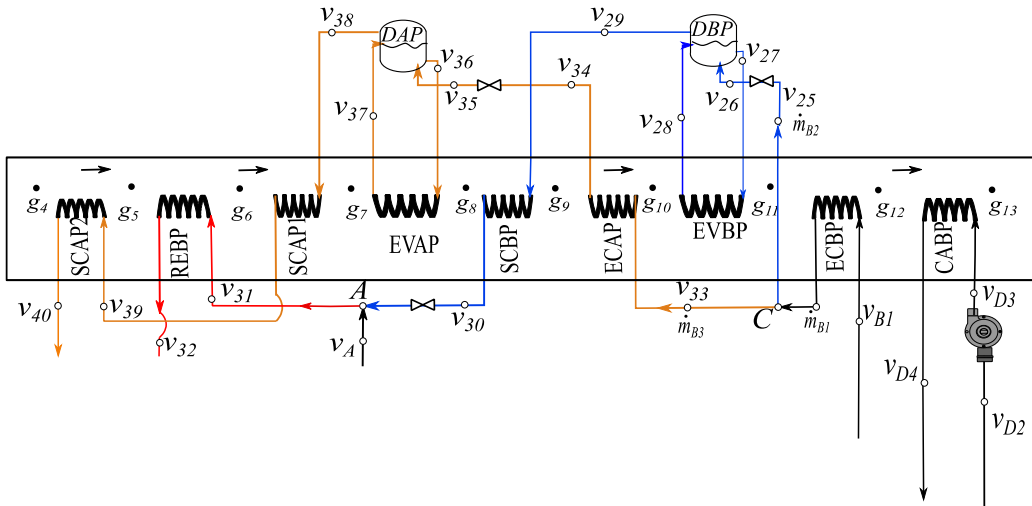


Figura 18. Diagrama esquemático de la CRC.

3.2. Modelos matemáticos

El flujo másico \dot{m}_B como líquido comprimido proveniente del deareador, se manda al economizador de baja presión (ECBP), donde el flujo \dot{m}_K , se envía a la CRC de la unidad 6 y 7 para después enviarla a la turbina de presión intermedia. En el economizador, el flujo \dot{m}_{B1} aumenta su temperatura a la misma presión. En el economizador, recalentador y sobrecalentador se tiene un incremento de temperatura definido por el prontuario. Cabe mencionar que una parte del flujo de trabajo (\dot{m}_{B1}) se manda al domo de baja presión (\dot{m}_{B2}) y otra al domo de alta presión (\dot{m}_{B3}), con las mismas propiedades termodinámicas. La diferencia de temperaturas de pinch point se determinan a partir de conocer los flujos de vapor de alta y baja presión del prontuario de la central de potencia del Valle de México.

3.2.1. Estados de baja presión de la CRC

Estado v_{25} . El flujo másico \dot{m}_{B2} proviene del economizador de presión intermedia, se envía al evaporador de baja presión, donde debe pasar por una válvula de estrangulamiento para disminuir su presión de 198 bar hasta 40.54 bar. La temperatura se obtiene a partir del incremento de temperatura, ΔT_{ECBP} , que se tiene en el equipo según el prontuario. Cabe señalar que los estados v_{25} , v_{33} y v_{B2} tienen las mismas propiedades, pero diferente fracción másica, ya que el flujo \dot{m}_{B1} se divide en dos, sin modificar sus propiedades, una fracción se dirige al domo de baja presión y otro al domo de alta presión

$$T_{v25} = T_{v33} = T_{vB2}$$

$$T_{vB2} = T_{vB1} + \Delta T_{ECBP}$$

$$P_{v25} = P_{v33} = P_{vB2} = P_{vB1}$$

En tablas de saturación se obtiene la entalpía de líquido y vapor saturado, si $h_{v25} > h_f$, el estado se encuentra en la región de vapor húmedo, y si $h_{v25} < h_{fv25}$, está en la región de líquido comprimido. Con presión y temperatura se obtienen h_{v25} , s_{v25} , v_{v25} .

Estados v₂₆ y v₂₇. El flujo \dot{m}_{B2} se estrangula en una válvula para disminuir su presión desde 198 bar hasta la presión del domo de baja presión 40.54 bar. Se considera que el flujo que entra y sale del domo sea líquido saturado, es decir, $x_{26} = x_{27} = 0$, para después enviarse al evaporador de presión intermedia (EVBP).

$$P_{v26} = P_{v27}$$

$$T_{v26} = T_{sat}(P_{v26})$$

$$T_{v27} = T_{sat}(P_{v27})$$

Con la presión y temperatura se determinan las propiedades h_{v26} , s_{v26} , v_{v26} y h_{v27} , s_{v27} , v_{v27} . O bien se obtiene la entalpía, entropía y volumen específico de líquido y vapor saturado a P_{v27} y $T_{sat}(P_{v27})$ y con calidad igual a cero se obtienen las propiedades

$$s_{v27} = s_{f@P_{v27}}$$

$$h_{v27} = h_{f,v_{26}}$$

$$v_{v27} = v_{f,v_{26}}$$

Estados v₂₈ y v₂₉. En el evaporador ocurre un cambio de fase en donde, el flujo másico (\dot{m}_{B2}) sale como con una calidad de uno ($x_{28} = x_{v29} = 1$). El suministro de energía hacia el flujo de vapor es a presión y temperatura constante, es decir, $P_{v29} = P_{v28} = 40.54$ bar y $T_{v27} = T_{v28}$. El flujo másico \dot{m}_{B2} sale del domo para después enviar al sobrecalentador de baja presión.

$$P_{v29} = P_{v28}$$

$$T_{v29} = T_{sat}(P_{v29})$$

$$T_{v28} = T_{sat}(P_{v28})$$

Con la presión y temperatura se obtienen las propiedades h_{v28} , s_{v28} , v_{v28} y h_{v29} , s_{v29} , v_{v29} . O bien, se obtiene la entalpía, entropía y volumen específico de líquido y vapor saturado a P_{v27} y $T_{sat}(P_{v27})$ y con calidad igual a uno se obtienen las propiedades

$$s_{v29} = s_{g,v_{28}}$$

$$h_{v29} = h_{g,v_{28}}$$

$$v_{v29} = v_{g,v_{28}}$$

Estado v₃₀. El flujo másico \dot{m}_{B2} entra al sobrecalentador de baja presión y sale como vapor sobrecalentado a la misma presión ($P_{v30} = 40.54$ bar). Debido al intercambio de calor que se tiene con los gases de escape, se tiene un aumento de temperatura ΔT_{SCBP} (dato tomado del prontuario).

$$T_{v30} = T_{v29} + \Delta T_{SCBP}$$

$$P_{v30} = P_{v29}$$

Con la presión y temperatura se obtienen las propiedades de h_{v30} , s_{v30} , v_{v30} .

Estado v₃₁.

El flujo másico \dot{m}_{B2} como vapor sobrecalentado, se mezcla con el flujo másico \dot{m}_A proveniente de la turbina de alta presión, estos flujos se unen a la corriente del sobrecalentador de presión intermedia antes de entrar al REBP.

$$h_{v31} = h_{v30}$$

$$P_{v31} = 40.54 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_{B4} = \dot{m}_{B2} + \dot{m}_A = 36.73 \text{ kg/s}$$

En tablas de vapor sobrecalentado con la presión y temperatura se obtienen las propiedades h_{v31} , s_{v31} , v_{v31} .

Estado v₃₂. El vapor sobrecalentado \dot{m}_{B4} que entra a recalentarse en el REBP sale de este equipo a 516 °C a la misma presión que entró. Una vez que sale este vapor (\dot{m}_{B4}) del recalentador, se envía a la TVPI con otros flujos de vapor sobrecalentado provenientes del generador (\dot{m}_G) y de la CRC de la unidad 6 y 7 ($\dot{m}_{CRC,K}$)

$$T_{v32} = T_{v31} + \Delta T_{REBP2}$$

$$P_{v32} = P_{v31}$$

Con estas propiedades se obtienen la h_{v32} , s_{v32} , v_{v32} .

3.2.2. Estados en la corriente de alta presión de la CRC

Estado v₃₃. El flujo másico \dot{m}_{B3} proviene del economizador de presión intermedia y se envía al economizador de alta presión. La temperatura se obtiene a partir del incremento de temperatura (ΔT_{ECBP}) que se tiene en el equipo según el prontuario. Cabe señalar que el estado v₂₅ y el estado v₃₃ tienen las mismas propiedades y diferente fracción másica.

$$T_{v25} = T_{v33}$$

$$P_{v25} = P_{v33}$$

En tablas se obtiene la entalpía de líquido y vapor saturado, si $h_{v33} > h_f$, el estado se encuentra en la región de vapor húmedo, si $h_{v33} < h_f$, está en la región de líquido comprimido. Con presión y temperatura se obtienen h_{v33} , s_{v33} y v_{v33} , como $h_{v33} < h_f$ se encuentra en la región de líquido comprimido.

Estado v34. El flujo másico \dot{m}_{B3} , se envía al economizador de alta presión a la misma presión $P_{v33} = P_{vB2} = 198$ bar. El flujo másico tiene un incremento de temperatura, ΔT_{ECAP} , dato tomado del prontuario.

$$T_{v34} = T_{v33} + \Delta T_{ECAP}$$

$$P_{v34} = P_{v33}$$

En tablas de vapor húmedo se obtiene la entalpía de líquido y vapor saturado, si $h_{v34} > h_f$, el estado v_{34} se encuentra en la región de vapor húmedo, si $h_{v34} < h_f$, está en la región de líquido comprimido y si $h_{v34} > h_g$, se encuentra en la región de vapor sobrecalentado. Con P_{v34} y T_{v34} se obtienen h_{v34} , s_{v34} , v_{v34} .

Estados v35 y v36. El flujo másico, \dot{m}_{B3} , se estrangula en una válvula para disminuir su presión de 198 bar hasta la presión del domo de presión intermedia, $P_{v35} = P_{v36} = 174.7$ bar. Este flujo entra y sale del domo como líquido saturado, es decir, $x_{v36} = x_{v35} = 0$, para después enviarse al evaporador de alta presión (EVAP).

$$P_{v36} = P_{v35}$$

$$T_{v35} = T_{sat}(P_{v35})$$

$$T_{v36} = T_{sat}(P_{v36})$$

Con estas propiedades se obtiene a la h_{v35} , s_{v35} , v_{v35} , y h_{v36} , s_{v36} , v_{v36} . O bien, se obtiene la entalpía, entropía y volumen específico de líquido y vapor saturados a P_{v35} y $T_{sat}(P_{v35})$ y con calidad igual a cero se obtienen las propiedades:

$$s_{v35} = s_{f,v36}$$

$$s_{v36} = s_{f,v36}$$

$$h_{v35} = h_{f,v36}$$

$$h_{v36} = h_{f,v36}$$

$$v_{v35} = v_{f,v35}$$

$$v_{v36} = v_{f,v36}$$

Estados v37 y v38. El flujo másico, \dot{m}_{B3} , como líquido saturado gana calor de los gases de escape y sale del evaporador como vapor saturado, es decir, su calidad es uno ($x_{37} = x_{38} = 1$). El cambio de fase se da a presión y temperatura constante, es decir, $P_{v37} = P_{v38} = 174.7$ bar y $T_{v37} = T_{v38}$. El flujo másico, \dot{m}_{B3} , sale del domo para después ingresar al sobrecalentador de alta presión.

$$P_{v38} = P_{v37}$$

$$T_{v37} = T_{sat}(P_{v37})$$

$$T_{v38} = T_{sat}(P_{v38})$$

Con la presión y temperatura se obtienen las propiedades h_{v38} , s_{v38} , v_{v38} y h_{v37} , s_{v37} , v_{v37} . O bien, se obtiene la entalpía, entropía y volumen específico de líquido y vapor saturados a P_{v37} y $T_{sat}(P_{v37})$ y con calidad igual a uno se obtienen las propiedades:

$$s_{v38} = s_{g,v38}$$

$$s_{v37} = s_{g,v37}$$

$$h_{v38} = h_{g,v38}$$

$$h_{v37} = h_{g,v37}$$

$$v_{v38} = v_{g,v38}$$

$$v_{v37} = v_{g,v37}$$

Estado 39. El flujo másico, \dot{m}_{B3} , como vapor sobrecalentado entra al primer sobrecalentador de alta presión (SCAP) a la misma presión ($P_{v39} = P_{v38} = 174.7$ bar) y sale como vapor sobrecalentado. En este equipo se recalienta e incrementa su temperatura (ΔT_{SCAP1}) (CFE, 2005), de éste se parte para encontrar la temperatura a la salida del sobrecalentador.

$$P_{v39} = P_{v38}$$

$$T_{v39} = T_{v38} + \Delta T_{SCAP1}$$

Con la P_{v39} y T_{v39} se obtienen las propiedades h_{v39} , s_{v39} , v_{v39} .

Estado v40. El flujo másico \dot{m}_{B3} , entra al segundo sobrecalentador de alta presión (SCAP2) como vapor sobrecalentado, donde a presión constante ($P_{v40} = P_{v39} = 174.7$ bar) incrementa su temperatura (ΔT_{SCAP2}) para después ser enviado a la TVAP. A partir de la diferencia de temperatura se parte para encontrar la temperatura a la salida del sobrecalentador

$$P_{v40} = P_{v39}$$

A partir de la diferencia de temperaturas de aproximación caliente, se determina el valor de la temperatura del estado v_{40} a la salida del sobrecalentador

$$\Delta T_{AC} = T_{g4} - T_{v40}$$

Con P_{v40} y T_{v40} se obtienen las propiedades h_{v40} , s_{v40} , v_{v40} .

3.3. Balances de masa y energía en la CRC

La CRC que está compuesta por 9 intercambiadores de calor, en los Economizadores, Sobrecalentadores y Recalentadores, el agua gana energía de los gases de escape e incrementan su temperatura, este intercambio de calor se da a contra flujo (Figura 18). Se realizan balances de energía en los equipos de la CRC y a partir de éstos se obtiene la temperatura de los gases de escape a lo largo de la CRC, para a partir de estos, se obtenga la diferencia de PP .

El balance de energía en los intercambiadores de calor de la sección de alta presión se presenta en la Tabla 12

Tabla 12. Balance de energía de la sección de alta presión.

SCAP2	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g4} - T_{g5}) = \dot{m}_{B3} (h_{v40} - h_{v39})$	(105)
SCAP1	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g6} - T_{g7}) = \dot{m}_{B3} (h_{v39} - h_{v38})$	(106)
EVAP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g7} - T_{g8}) = \dot{m}_{B3} (h_{v37} - h_{v36})$	(107)
ECAP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g9} - T_{g10}) = \dot{m}_{B3} (h_{v34} - h_{v33})$	(108)

Por otro lado, en la Tabla 13 se presenta el balance de energía que se hace a los intercambiadores de calor de la sección de baja presión

Tabla 13. Balance de energía de la sección de baja presión.

REBP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g5} - T_{g6}) = \dot{m}_{B4} (h_{v32} - h_{v31})$	(109)
SCBP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g8} - T_{g9}) = \dot{m}_{B2} (h_{v30} - h_{v29})$	(110)
EVBP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g10} - T_{g11}) = \dot{m}_{B2} (h_{v28} - h_{v27})$	(111)
ECBP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g11} - T_{g12}) = \dot{m}_{B1} (h_{vB2} - h_{vB1})$	(112)
CABP	$\dot{m}_{gc} c_{P_{gc}} (T_{g12} - T_{g13}) = \dot{m}_{D4} (h_{vD4} - h_{vD3})$	(113)

La diferencia de temperaturas de *PP* de los evaporadores de alta y baja presión se determinan a partir de las siguientes expresiones

$$\Delta T_{PPAP} = T_{g8} - T_{v36} \quad (114)$$

$$\Delta T_{PPBP} = T_{g11} - T_{v27} \quad (115)$$

A partir los balances de energía que se presentaron en las Tabla 12 y Tabla 13 es posible determinar las temperaturas intermedias del flujo de gases de escape en la CRC.

3.4. Balances de masa en nodos de la caldera de recuperación de calor

Las siguientes figuras de los nodos en la CRC, se toman de la Figura 18. Se realizan balances de masa en cada uno de estos nodos para facilitar el análisis.

- **Nodo A**

El nodo A (Figura 19) se encuentra después del SCBP, donde se une el flujo \dot{m}_A y \dot{m}_{B2} para enviarse al REBP. El balance de masa en el nodo A es el siguiente:

$$\dot{m}_{B4} = \dot{m}_A + \dot{m}_{B2} \quad (116)$$

- **Nodo B**

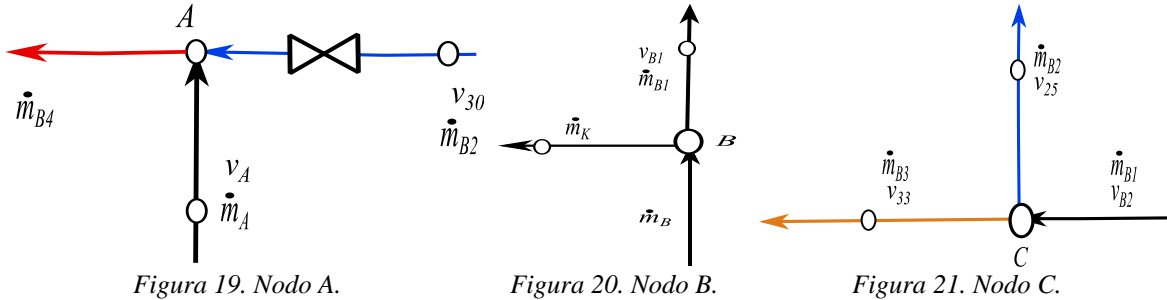
El nodo B (Figura 20) se encuentra antes del ECBP, donde el flujo \dot{m}_B se divide en \dot{m}_{B1} (se envía al ECBP) y \dot{m}_K (se envía a la CRC unidad 6 y 7). El balance de masa en el nodo B es el siguiente:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_K + \dot{m}_{B1} \quad (117)$$

- **Nodo C**

El nodo C (Figura 21) se encuentra a la salida del ECBP, donde el flujo \dot{m}_{B1} se bifurca en \dot{m}_{B2} (se envía al domo de baja presión) y \dot{m}_{B3} (se envía al economizador de alta presión). El balance de masa en el nodo C es el siguiente:

$$\dot{m}_{B1} = \dot{m}_{B2} + \dot{m}_{B3} \quad (118)$$



En la Figura 22 se presenta el perfil de temperatura del agua de alimentación y de los gases de escape en la CRC durante la operación al 100% de carga. El agua de alimentación ingresa en contraflujo con respecto a los gases de escape a una temperatura de 60 °C y alcanza los 516 °C a la salida del sobrecalentador y del recalentador. A lo largo del proceso, se lleva a cabo un intercambio de energía, en forma de calor, desde los gases de escape hacia el agua de alimentación en cada equipo de la CRC. El calentador de baja presión (CABP) y el evaporador de alta presión (EVAP) son los equipos que experimentan la mayor transferencia de calor. Por otro lado, los equipos con menor cantidad de energía transferida son el sobrecalentador de baja presión (SCBP) y el evaporador de baja presión (EVBP). La diferencia de temperatura en el pinch point es un parámetro crucial en el diseño y los costos de las CRC. A medida que se busca reducir esta diferencia, se requiere un área de intercambio térmico mayor, lo que incrementa el costo (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006). Este parámetro es determinante para el funcionamiento del sistema de recuperación de calor y debe ser seleccionado con cuidado (Sun, Liu, & Duan, 2018).

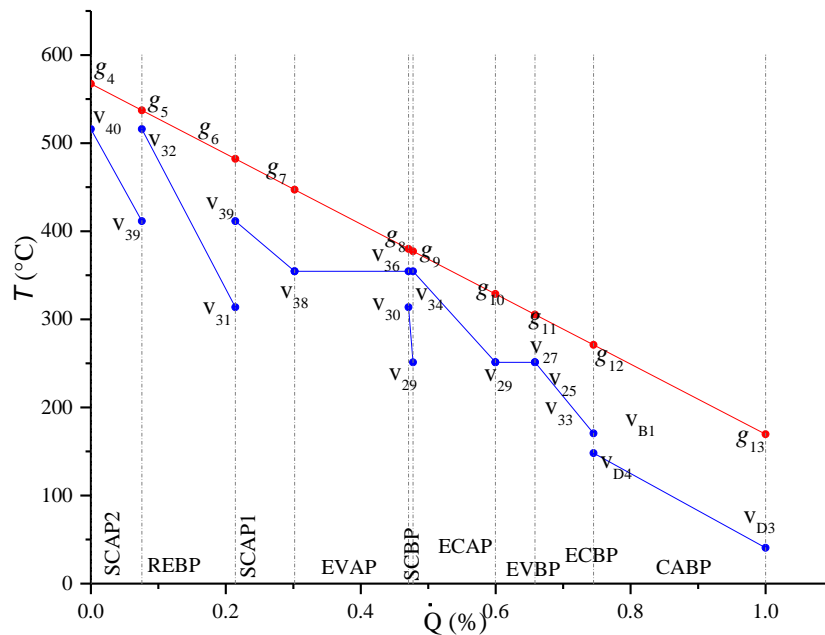


Figura 22. Perfil de temperaturas de la CRC.

En este trabajo se tiene un valor de PP de 25.47 °C y 54.28 °C para alta presión y baja presión, respectivamente. Estos valores son tres veces mayores a los reportados en el prontuario (Tabla 12). En la Tabla 12 se muestra que la delta de aproximación caliente es mayor a la reportada en el prontuario, ya que la temperatura de los gases de escape (T_{g4}) obtenida en este trabajo es 29 °C más caliente, por tal razón, la diferencia de aproximación caliente es mayor.

Tabla 14. Diferencias de temperatura de pinch point y de aproximación caliente de la CRC.

	Simulación	Prontuario
$\Delta T_{PP, BP}$; (°C)	38.79	17
$\Delta T_{PP, AP}$; (°C)	33.28	9
ΔT_{AC} ; (°C)	51.2357	24

3.5. Irreversibilidades en la CRC

En la CRC se tiene nueve equipos de intercambio de calor, economizadores, evaporadores, recalentador, calentador y sobrecalentadores; de baja presión y alta presión. Los estados termodinámicos involucrados en la CRC van de v_{25} al v_{40} por parte líquido-vapor; así como de g_4 a g_{13} por parte de los gases de escape (Figura 18).

La exergía física de los gases de escape de cualquier estado de la CRC es

$$\dot{E}_{g_i} = \dot{m}_{g_i} \left[(h_{g_i} - h_0) - T_0 (s_{g_i} - s_0) \right] \quad ; \quad \text{donde} \quad g_i = g_5 \dots g_{13} \quad (119)$$

Cabe mencionar que la exergía de todos los estados de la CRC se obtiene de la misma forma. Se tienen estados referente a los gases de escape de g_5 a g_{13} , en todo el trayecto dentro de la CRC, el flujo de gases de escape es constante. En la Tabla 13 se presentan las propiedades obtenidas para todos los estados implicados en la CRC para gases de escape.

Tabla 15. Propiedades de los gases de escape en la CRC al operar al 100% de carga.

Edo	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{E} (kW)
g_5	537.19	0.7593	675.38	7.9679	75,607.58
g_6	482.11	0.7593	605.48	7.8786	64,143.14
g_7	447.12	0.7593	561.07	7.8184	57,103.64
g_8	380.00	0.7593	475.89	7.6943	44,215.06
g_9	377.30	0.7593	472.47	7.6890	43,716.53
g_{10}	328.77	0.7593	410.89	7.5906	35,009.23
g_{11}	305.41	0.7593	381.24	7.5404	31,021.06
g_{12}	270.96	0.7593	337.52	7.4625	25,409.72
g_{13}	169.52	0.7593	208.78	7.2006	11,183.68

La exergía del vapor se determina de la siguiente manera

$$\dot{E}_{v_i} = \dot{m}_{v_i} \left[(h_{v_i} - h_0) - T_0 (s_{v_i} - s_0) \right] \quad ; \quad \text{donde} \quad v_i = v_{25} \dots v_{40} \quad (120)$$

De un balance exergético en los equipos de la CRC con base a la Tabla 24, se despejan las irreversibilidades de los equipos correspondientes, y queda como se muestra a continuación. En el sobrecalentador de alta presión (SCAP2) entra la exergía del estado v_{39} y del edo. g_4 y sale la exergía del estado v_{40} y g_5 , así como la irreversibilidad del equipo. El balance exergético para este equipo sería el siguiente

$$\dot{E}_{v_{39}} + \dot{E}_{g_4} = \dot{E}_{v_{40}} + \dot{E}_{g_5} + \dot{I}_{SCAP2} \quad (121)$$

Para saber el valor de la irreversibilidad, se resta la exergía que entra al equipo de la exergía que sale, como se muestra a continuación:

$$\dot{I}_{SCAP2} = \dot{E}_{v_{39}} + \dot{E}_{g_4} - \dot{E}_{v_{40}} - \dot{E}_{g_5} \quad (122)$$

De la misma manera que la anterior, se realiza un balance exergético para cada equipo del CRC y se obtienen sus irreversibilidades.

$$\dot{I}_{REBP} = \dot{E}_{v_{30}} + \dot{E}_{v_A} + \dot{E}_{g_5} - \dot{E}_{v_{32}} - \dot{E}_{g_6} \quad (123)$$

$$\dot{I}_{SCAP1} = \dot{E}_{v_{38}} + \dot{E}_{g_6} - \dot{E}_{v_{39}} - \dot{E}_{g_7} \quad (124)$$

$$\dot{I}_{EVAP} = \dot{E}_{v_{36}} + \dot{E}_{g_7} - \dot{E}_{v_{37}} - \dot{E}_{g_8} \quad (125)$$

$$\dot{I}_{DAP} = \dot{E}_{v_{35}} + \dot{E}_{v_{37}} - \dot{E}_{v_{36}} - \dot{E}_{v_{38}} \quad (126)$$

$$\dot{I}_{SCBP} = \dot{E}_{v_{29}} + \dot{E}_{g_8} - \dot{E}_{v_{30}} - \dot{E}_{g_9} \quad (127)$$

$$\dot{I}_{ECAP} = \dot{E}_{v_{33}} + \dot{E}_{g_9} - \dot{E}_{v_{34}} - \dot{E}_{g_{10}} \quad (128)$$

$$\dot{I}_{EVBP} = \dot{E}_{v_{27}} + \dot{E}_{g_{10}} - \dot{E}_{v_{28}} - \dot{E}_{g_{11}} \quad (129)$$

$$\dot{I}_{DBP} = \dot{E}_{v_{26}} + \dot{E}_{v_{28}} - \dot{E}_{v_{27}} - \dot{E}_{v_{29}} \quad (130)$$

$$\dot{I}_{ECBP} = \dot{E}_{v_{B1}} + \dot{E}_{g_{11}} - \dot{E}_{v_{B2}} - \dot{E}_{g_{12}} \quad (131)$$

$$\dot{I}_{CABP} = \dot{E}_{v_{D3}} + \dot{E}_{g_{12}} - \dot{E}_{v_{D4}} - \dot{E}_{g_{13}} \quad (132)$$

En la Figura 23 se muestran la exergía obtenida por cada equipo, así como la Irreversibilidades que se tienen en la CRC. Se muestra que el equipo que mayores irreversibilidades presenta es el CABP al contrario el SCBP es el equipo que menos irreversibilidades presenta. Así también, se muestra que el flujo de gases de escape que salen de la CRC hacia la chimenea tiene un valor alto de exergía, que podría ser aprovechado para otro proceso.

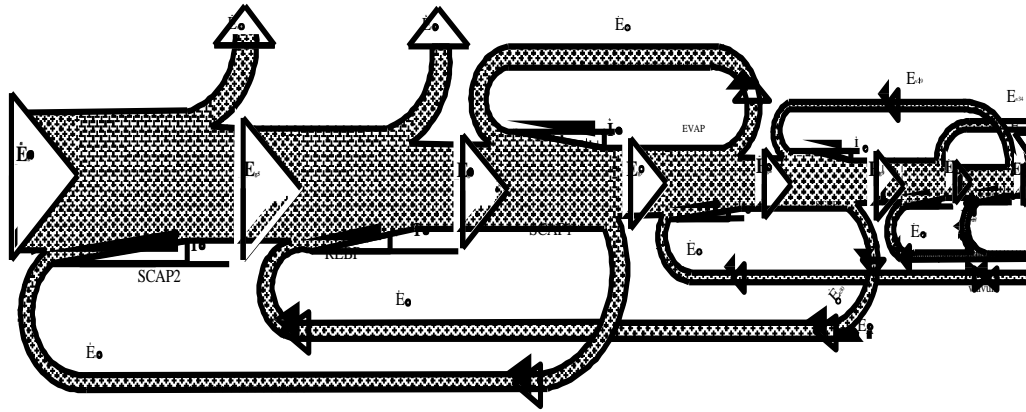


Figura 23. Exergía e Irreversibilidades en la CRC.

En la Figura 24 se muestra el factor de Carnot en función del calor suministrado en la CRC. El factor de Carnot establece el valor límite de la fracción de calor que se puede usar, es decir, a medida que los gases de escape se enfrían, el calor que se puede usar de éstos en los equipos es menor. Al contrario de cuando se tienen temperaturas altas ($T_{g4} - T_{g7}$) el calor que se usa es mayor. El área que se forma entre la curva de los gases de escape y el flujo de vapor establece la irreversibilidad generada por cada equipo de la CRC debido al calor transferido. En este caso se muestra que el intercambiador que genera la mayor irreversibilidad es el CABP, mientras que, los equipos que muestran las menores generaciones de irreversibilidad corresponden a los sobrecalentadores de alta presión, SCAP2 y SCAP1. Por otro lado, el parámetro de la diferencia de temperaturas de PP influye en la disminución o aumento de la generación de irreversibilidad que se genera tanto en el evaporador, EVAP y EVBP, así como en los economizadores, ECAP y ECBP. De esta manera, es posible establecer que, si la diferencia de temperaturas de PP del evaporador aumenta, el área en este equipo aumenta, y así mismo, el área del economizador también aumentaría, es decir, con un aumento de la diferencia de temperaturas de PP, la generación de irreversibilidades aumentaría en la CRC debido al economizador y evaporador, principalmente.

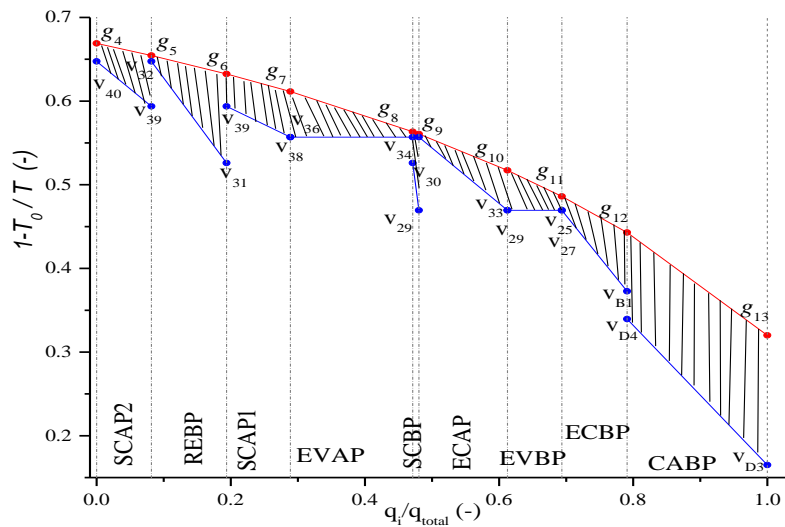


Figura 24. Factor de Carnot en función del calor recuperado en la CRC.

Ciclo de vapor

Desde principios del siglo XIX, los sistemas de energía con turbinas de vapor se aplican para fines comerciales en diversos sectores, desde la producción de energía hasta la propulsión en embarcaciones marinas. Las turbinas de vapor pueden operar a velocidades variables y se pueden diseñar para proporcionar la flexibilidad operativa y así utilizar de forma económica el vapor de una variedad de fuentes (Salisbury, 1950). La turbina de vapor convierte la energía térmica en energía mecánica al rotar el eje, con capacidades y eficiencias más altas. Otro beneficio de este sistemas es que poseen la capacidad de usar varios tipos de combustibles en la caldera y también se pueden usar varios fluidos como fluido de trabajo (Sánchez Dirzo & Silva Casarin, 2009), (He, y otros, 2012). La combinación de una turbina de gas con un ciclo de vapor (ciclo combinado) es un éxito, debido a que el ciclo combinado puede alcanzar eficiencias térmicas mayores del 60% (Woudstra, Woudstra, & Pirone, 2010).

En la Tabla 14 se presentan las eficiencias isoentrópicas de las dos bombas y el incremento de temperatura que se tiene en cada calentador, estos valores se obtienen del prontuario, (CFE, 2005), y se presentan para las tres cargas parciales a las que opera el ciclo. También se emplean los valores de los parámetros de desempeño del prontuario, tales como potencia de la turbina de vapor, calor suministrado al GV, caídas de presión y las caídas de temperatura, entre otras.

Tabla 16. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor (CFE, 2005).

	Carga (%)		
	100	75	50
\dot{W}_{TV} ; (MW)	300	245.998	197.37
ΔT_{CRC} ; (°C)	414.5	417	409.8
ΔP_{ex1} ; (%)	5.01	5.003	5.003
ΔP_{ex2} ; (%)	4.96	5.022	5.005
ΔP_{ex3} ; (%)	5.01	5.002	4.996
P_{v1} ; (bar)	166.5	166.5	166.5
T_{v1} ; (°C)	526.4	528.7	532
\dot{Q}_{GV} ; (MW)	454.04	417.26	410.68
η_{GV} ; (%)	85	85	85
P_{cond} ; (bar)	0.076	0.076	0.076
η_{B2} ; (-)	0.8	0.8	0.8
η_{B1} ; (-)	0.8	0.8	0.8
$\eta_{sit,TV}$; (-)	0.9	0.9	0.9
ΔT_{C1} ; (°C)	-	-	22.7
ΔT_{C2} ; (°C)	-	-	24.9
ΔT_{C3} ; (°C)	-	-	20.8
ΔT_{C4} ; (°C)	-	-	-
ΔT_{C5} ; (°C)	24.5	24	22.3
ΔT_{C6} ; (°C)	27	25.8	24.5

Se toman como base algunos de estos parámetros, por ejemplo, la presión y temperatura de vapor vivo, las caídas de presión, ΔP_{ex1} , que se tienen en las extracciones (en el proceso en el cual, el vapor sobrecalentado cede su energía al líquido de la corriente principal, este vapor pierde presión), el calor suministrado al generador de vapor y la presión de condensación. A partir de estos valores se

determinan los 40 estados termodinámicos de vapor del ciclo combinado, operando en modo híbrido a diferentes cargas parciales. Los estados termodinámicos del vapor en el ciclo combinado en modo híbrido se muestran en el diagrama de la Figura 25.

4.1. Descripción del ciclo de vapor

Los flujos de vapor que se manejan en el ciclo de vapor dependen de la capacidad de carga que se encuentre operando. En el ciclo combinado en modo híbrido al 100% de carga (Figura 25), el flujo másico de vapor total que se suministra a la TVAP ($\dot{m}_{v1} = 211.8740$ kg/s) es la suma del flujo de vapor que provienen del SC del GV ($\dot{m}_H = 134.7519$ kg/s), del flujo de vapor de la CRC-U6+U7 ($\dot{m}_{CRC,H} = 61.9652$ kg/s) y del flujo de vapor del sobrecalentador de la CRC-U5 ($\dot{m}_{v40} = 26.409$ kg/s), menos el flujo de vapor que se envía al sistema de eyector de vapor ($\dot{m}_{EJS} = 0.189$ kg/s), menos el flujo de vapor dos ($\dot{m}_{v2} = 1.9$ kg/s).

Una vez que se expande el vapor en la TVAP, el vapor se distribuye en cuatro líneas: 4.138 kg/s (\dot{m}_E) de vapor sobrecalentado se envía a la TVPI, 122.61 kg/s (\dot{m}_F) de vapor sobrecalentado se envían al recalentador (RC) del GV; 23.1608 kg/s (\dot{m}_A) de vapor sobrecalentado se envía a la corriente de vapor que se dirige al REBP, por último, se envían 61.9652 kg/s (\dot{m}_{CRC-H}) de vapor a la CRC-U6+U7 para después enviarlo a la TVAP.

Con 0.189 kg/s de vapor del sellado de eyectores (\dot{m}_{EJS}) y 0.152 kg/s de vapor del sistema de sellado de cierres (\dot{m}_{GSS}), se precalienta 217.564 kg/s (\dot{m}_{v12}) de agua condensada, de los cuales, 88.103 kg/s (\dot{m}_{D3}) se precalienta en el CABP de CRC-U5 y 144.35 kg/s (\dot{m}_c) se precalientan en la CRC-U6-U7, para después enviarlo al calentador abierto (C4). En el deareador o C4 entra un flujo másico de vapor de 217.564 kg/s (\dot{m}_{v13}) que proviene del CABP de la CRC-U5 y CRCU6-U7, más un flujo de vapor saturado de 7.459 kg/s (\dot{m}_{v24}) que proviene de la tercera extracción de la turbina de vapor de presión intermedia, así también, un flujo de vapor húmedo de 11.937 kg/s (\dot{m}_{v21}) proveniente del condensado del C5. Del deareador sale 236.96 kg/s de líquido saturado (\dot{m}_{v14}).

De la fracción de flujo másico total (\dot{m}_{v14}) se mandan 34.77 kg/s (\dot{m}_{B1}) de líquido comprimido a la CRC-U5, 78.68 kg/s ($\dot{m}_{CRC,K}$) de líquido comprimido a la CRC U6+U7 y 125.58 kg/s (\dot{m}_{15GV}) de líquido comprimido se envían al tren de recalentamiento (dato del prontuario). El flujo másico, \dot{m}_{15GV} , pasa por el C5 y C6, donde se precalienta para ser enviado al GV. Una vez que sale del SC del generador de vapor se envía a la TVAP (\dot{m}_H).

Del flujo másico que sale del ECBP se envía 8.36 kg/s (\dot{m}_{B2}) de vapor al DBP y 26.40 kg/s (\dot{m}_{B3}) de vapor al DAP. El flujo másico de vapor que proviene de la turbina de alta presión ($\dot{m}_A = 23.16$ kg/s) se mezcla a la corriente del sobrecalentador de baja presión (\dot{m}_{v30}) antes de entrar al REBP. Una vez que sale del REBP 31.52 kg/s (\dot{m}_{v32}) se envía a la TVPI junto con 122.61 kg/s (\dot{m}_G) de vapor sobrecalentado que proviene del GV y un flujo de 78.68 kg/s ($\dot{m}_{CRC,K}$) de vapor sobrecalentado en la CRC U6+U7. En esta TVPI se hacen tres extracciones de vapor sobrecalentado: 6.417 kg/s (\dot{m}_{v6}), 5.520 kg/s (\dot{m}_{v7}) y 7.459 kg/s (\dot{m}_{v8}), éstos se envían a los calentadores 6, 5 y 4, respectivamente. El vapor restante 217.564 kg/s (\dot{m}_{v9}), se envían a la TVBP.

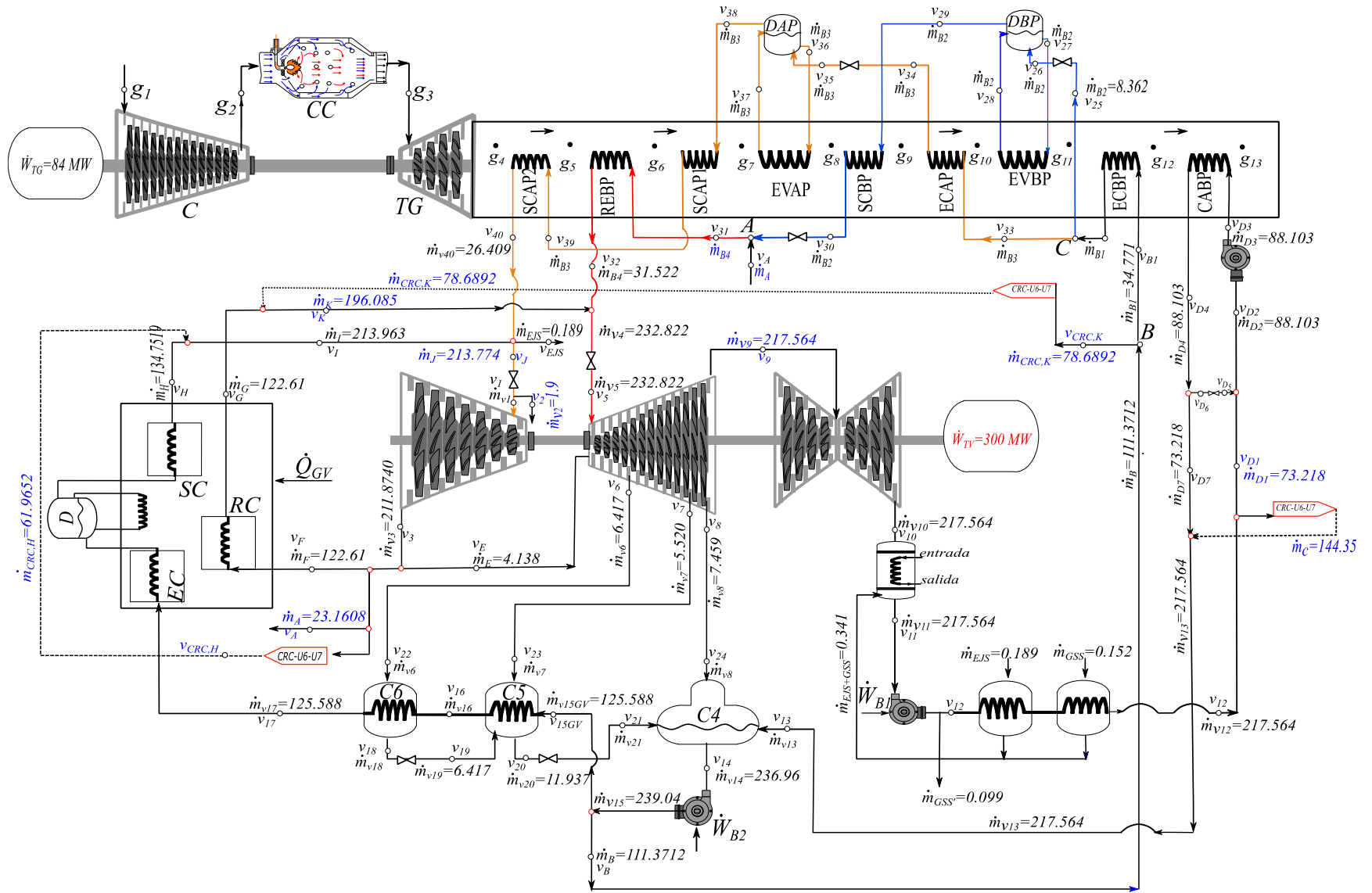


Figura 25. Flujos máxicos de la planta de potencia híbrida del Valle de México.

4.2. Análisis de los procesos termodinámicos

Estados 1 y 2. De acuerdo con el prontuario, los valores de la temperatura (T_{v1}) y presión (P_{v1}) del vapor vivo a 100% de carga son 528.7 °C y 166.5 bar (ver Tabla 14). A partir de éstos, se encuentran las propiedades v_1 , h_{v1} , s_{v1} .

Estado 3s. En el proceso de expansión (estado v_1 - v_{3s}) de la turbina de alta presión, la presión del fluido de trabajo disminuye desde 166.5 bar hasta la presión $P_{v3s}=42.15$ bar. Con la entropía igual al estado dos ($s_{v1}=s_{v3s}$) y la presión P_{v3s} en tablas de vapor sobrecalentado se obtienen los valores de T_{v3s} , h_{v3s} .

Estado 3. A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor, (Tabla 14), se obtiene la entalpía del estado real (h_{v3}).

$$h_{v3} = h_{v2} - \eta_{sit} (h_{v2} - h_{v3s})$$

con la entalpía h_{v3} y presión P_{v3} , en Tablas de vapor sobrecalentado se obtienen los valores de T_{v3} , v_{v3} , s_{v3} .

Estados 4 y 5. El recalentamiento se realiza a presión constante, $P_{v5}=P_{v4} = 39.49$ bar, hasta la temperatura de vapor sobrecalentado, es decir $T_{v5}=T_{v4} = T_{v1} = 526.4$ °C. En tablas de vapor sobrecalentado se obtienen los valores de h_{v4} , v_{v4} , s_{v4} .

4.2.1. Extracciones en la turbina de presión intermedia

Estado v_{25} . El flujo másico \dot{m}_{B2} , proviene del economizador de presión intermedia, se envía al evaporador de baja presión, donde debe pasar por una válvula de estrangulamiento para disminuir su presión de 198 bar hasta 40.54 bar.

La turbina de vapor de presión intermedia tiene tres extracciones de vapor \dot{m}_{v6} , \dot{m}_{v7} y \dot{m}_{v8} . Estas extracciones se hacen para calentar el flujo de agua que circula en el tren de calentamiento.

Estado 6s. En la turbina de presión intermedia entran los flujos de vapor \dot{m}_{v5} y \dot{m}_E , y en el estado 6s se extrae el flujo de vapor \dot{m}_{v6} . En la TVPI se expande el vapor de manera isoentrópica desde el estado v_5 al estado v_{6s} ($s_{v6s}=s_{v5}$). La presión de vapor sobrecalentado se expande desde P_{v5} hasta $P_{v6s}=25.37$ bar. En Tablas de vapor sobrecalentado con entropía s_{v6s} y presión P_{v6s} se obtienen los valores de T_{v6s} , h_{v6s} , v_{v6s} .

Estado 6. A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina de presión intermedia se obtiene la entalpía del estado real, h_{v6} .

$$h_{v6} = h_{v5} - \eta_{sit} (h_{v5} - h_{v6s})$$

Con la entalpía h_{v6} y la presión P_{v6} se obtienen las propiedades de la primera extracción de vapor de la turbina de presión intermedia T_{v6} , s_{v6} , v_{v6} .

Estado 7s. La segunda extracción en la turbina de vapor de presión intermedia se obtiene de la misma forma que la primera extracción isoentrópica, v_{6s} . Se considera una expansión isoentrópica ($s_{v6}=s_{v7s}$). La presión de la segunda extracción $P_{v7s}=14.72$ bar.

Con la entropía s_{v7s} y la presión P_{v7s} , en tablas de vapor sobrecalentado se obtienen a T_{v7s} , v_{v7s} , h_{v7s} .

Estado 7. A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina de presión intermedia se obtiene la entalpía del estado real, h_{v7} .

$$h_{v7} = h_{v6} - \eta_{sit} (h_{v6} - h_{v7s})$$

En tablas de vapor sobrecalentado con la entalpía (h_{v7}) y la presión (P_{v7}) se obtienen las propiedades del vapor de la segunda extracción de vapor T_{v7} , s_{v7} , v_{v7} .

Estado 8s. La tercera extracción en la turbina de vapor de presión intermedia se calcula de la misma forma que la segunda extracción isoentrópica, v_{7s} . Se considera una expansión isoentrópica ($s_{v7} = s_{v8s}$). La presión de la tercera extracción $P_{v8s} = 7.7910$ bar.

Con entropía s_{v8s} y presión P_{v8s} en tablas de vapor sobrecalentado se obtienen las propiedades T_{v8s} , v_{v8s} , h_{v8s} .

Estado 8. A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina de alta presión se obtiene la entalpía del estado real, h_{v8} .

$$h_{v8} = h_{v7} - \eta_{sit} (h_{v7} - h_{v8s})$$

En tablas de vapor sobrecalentado con la entalpía (h_{v8}) y la presión (P_{v8}) se obtienen las demás propiedades T_{v8} , v_{v8} , s_{v8} .

Estado 9. El flujo \dot{m}_{v9} se envía a la turbina de baja presión, las propiedades del fluido son las mismas que v_8 .

4.2.2. Condensación

Estado 10s. El flujo de vapor \dot{m}_{v9} que se expande en la TVBP se envía al condensador, en donde la presión de condensación es de 0.076 bar y la temperatura de condensación es de 40.54 °C.

$$P_{cond} = P_{v10s}$$

$$T_{cond} = T_{v10s} = T_{sat}(P_{v10s})$$

Se considera un proceso de expansión isoentrópico ($s_{v10s} = s_{v9}$) como $s_{v10s} < s_g @ P_{cond}$, se tiene vapor húmedo, con una calidad x_{v10s} . En tablas de vapor saturado con la presión de condensación, se obtiene la entalpía, entropía y volumen específico del líquido saturado y del vapor saturado seco; y la calidad de obtiene de la siguiente manera

$$s_{v10s} = s_{v9}$$

$$x_{v10s} = \frac{s_{v10s} - s_{f10s}}{(s_g - s_f)_{10s}}$$

El volumen específico y la entalpía del estado 10s se expresan de la siguiente manera.

$$h_{v10s} = h_f + x_{v10s} (h_g - h_f)_{v10s}$$

$$v_{v10s} = v_f + x_{v10s} (v_g - v_f)_{v10s}$$

Estado 10. A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina de baja presión y la entalpía del estado nueve y del estado diez isoentrópico, se obtiene la entalpía real del estado 10.

$$h_{v10} = h_{v9} - \eta_{sit} (h_{v9} - h_{v10s})$$

La calidad del estado 10 se determina de la siguiente manera.

$$x_{v10} = \frac{h_{v10} - h_{f10}}{h_{g10} - h_{f10}}$$

El volumen específico y la entropía del estado 10 son

$$v_{v10} = v_f + x_{v10} (v_g - v_f)_{v10}$$

$$s_{v10} = s_f + x_{v10} (s_g - s_f)_{v10}$$

Estado 11. Entra al condensador vapor húmedo y sale líquido saturado ($x_{v11} = 0$). En el condensador se tiene un cambio de fase a presión constante ($P_{v11} = P_{v10}$) y temperatura constante ($T_{v11} = T_{v10}$). En tablas de vapor saturado se obtienen a s_{v11} , v_{v11} , h_{v11} .

$$P_{v11} = P_{cond}$$

$$T_{v11} = T_{v10} = T_{sat}(P_{cond})$$

4.2.3. Bombeo

Estado 12s. El fluido de trabajo sale del condensador y se bombea isoentrópicamente, $s_{v12s} = s_{v11}$ hasta la presión del calentador abierto, $P_{v12s} = 15$ bar (CFE, 2005). En tablas de líquido comprimido con presión y entropía se obtienen las propiedades T_{v12s} , v_{v12s} , h_{v12s} .

Estado 12. A partir de la eficiencia de la bomba se encuentra la entalpía real, se obtiene a la entalpía.

$$h_{v12} = \frac{h_{v12s} - h_{v11}}{\eta_{B1}} + h_{v11}$$

En tablas de líquido comprimido con presión P_{v12} y entalpía h_{v12} , se obtienen a T_{v12} , s_{v12} , v_{v12} .

4.2.4. Calentador de baja presión

Estado 13. Después del bombeo, el fluido de trabajo (\dot{m}_{v12}) se envía al calentador de baja presión de la CRC, donde eleva su temperatura, $\Delta T_{CABP} = 107.43$ °C, a presión constante, en seguida el líquido comprimido se envía al calentador abierto C4 (deareador) a la misma presión del estado v_{24} ($P_{v24} = P_{v13} = 7.4015$ bar).

$$P_{v13} = P_{v12}$$

$$T_{v13} = T_{v12} + \Delta T_{CABP}$$

En tablas de líquido comprimido con temperatura T_{v13} y presión P_{v13} se obtienen a v_{v13} , h_{v13} .

4.2.5. Deareador

Estado 14. En el calentador abierto (Deareador) ingresan tres flujos de vapor, la última extracción de la turbina de presión intermedia (\dot{m}_{v24}), el vapor húmedo proveniente del calentador cerrado cinco (\dot{m}_{v21}) y el líquido comprimido proveniente del economizador de baja presión (\dot{m}_{v13}). Se mezclan estas tres corrientes en el calentador y el fluido de trabajo sale como líquido saturado ($x_{v14}=0$) y a la presión de $P_{v14}=7.4015$ bar.

$$T_{v14} = T_{sat}(P_{v14})$$

En tablas de líquido saturado, con presión P_{v14} y calidad x_{v14} se obtienen las propiedades v_{v14} , h_{v14} , s_{v14} .

4.2.6. Bombeo

Estado 15s. El fluido de trabajo que sale del calentador abierto se bombea en la bomba dos (B2), considerando el bombeo isoentrópico ($s_{v15s} = s_{v14}$), elevando su presión hasta 198 bar (dato del prontuario). En Tablas de líquido subenfriado con presión P_{v15s} y entropía s_{v15s} se obtienen a v_{v15s} , h_{v15s} .

Estado 15. A partir de la eficiencia de la segunda bomba se determina a la entalpía real

$$h_{v15} = \frac{h_{v15s} - h_{v14}}{\eta_{B2}} + h_{v14}$$

En tablas de líquido comprimido con los valores de la presión P_{v15} y la entalpía h_{v15} se obtienen a T_{v15} , s_{v15} , v_{v15} .

Este flujo másico (\dot{m}_{v15}) como líquido comprimido, es el flujo másico máximo que se tiene en el sistema. Este flujo másico, se divide en tres: el 53% de \dot{m}_{v15} se envía al GV (\dot{m}_{15GV}), el 17.37% de \dot{m}_{v15} se envía al ECAP de la CRC U5 (\dot{m}_{B1}), y el 29.62% de \dot{m}_{v15} se envía a la CRC U6+U7 para después enviarlo a la TVPI (\dot{m}_{CRC-K}). Del flujo másico \dot{m}_{B1} , se tendrán dos estados termodinámicos iguales con diferente flujo másico: donde \dot{m}_{B2} se envía a los equipos de baja presión y \dot{m}_{B3} se envía a los equipos de alta presión.

4.2.7. Tren de calentamiento

Estados 16 y 17. El flujo másico de agua que se dirige al GV (\dot{m}_{15GV}) se precalienta previamente en un tren de calentamiento a la presión de $P_{v15}=198$ bar. El tren de calentamiento está conformado de dos calentadores cerrados con cascada hacia atrás. El flujo másico de agua al pasar por los calentadores C5 y C6 incrementa su temperatura en cada uno de ellos, $\Delta T_{C5} = 10$ °C y $\Delta T_{C6} = 10$ °C, respectivamente. Debido a que el vapor que proviene de las extracciones de la TVPI cede su energía al agua de calentamiento. Entonces las temperaturas T_{v16} y T_{v17} son

$$T_{v16} = T_{v15} + \Delta T_{C5}$$

$$T_{v17} = T_{v16} + \Delta T_{C6}$$

$$P_{v17} = P_{v16} = P_{v15}$$

En tablas de líquido subenfriado con las temperaturas T_{v16} , T_{v17} y presión P_{v17} se obtienen a v_{v16} , h_{v16} , s_{v16} y v_{v17} , h_{v17} , s_{v17} .

4.2.8. Flujo de calor suministrado en el generador de vapor

Al generador de vapor entra el flujo de líquido subenfriado (\dot{m}_{v17}) que sale del calentador seis (C6) y el flujo de vapor (\dot{m}_F) que proviene de la TVAP, para ser sobrecalentado y recalentado, respectivamente. En el GV se efectúa la transferencia de calor desde la fuente caliente, constituida en este caso por los gases de combustión generados en el hogar, al fluido de trabajo que es el agua.

La temperatura de admisión del agua de alimentación y la temperatura mínima a la cual deben salir los gases de combustión de la chimenea, se rigen por el tipo de combustible y el punto de rocío (LTDA, 2016).

Para obtener la energía que los gases de combustión ceden al flujo de agua, primero se obtiene el flujo de combustible que se quema en el GV. Para esto se divide el calor suministrado al GV (ver Tabla 14) entre el poder calorífico inferior.

$$\dot{m}_{comb,GV} = \frac{\dot{Q}_{GV}}{PCI} \quad (133)$$

Tabla 17. Calor suministrado al GV a diferentes cargas parciales (CFE, 2005).

	Carga (%)		
	100	75	50
$\dot{Q}_{GV}, (MW)$	454.04	417.26	410.68

4.2.9. Calentadores

Vapor saturado a las entradas de los calentadores

Estados 22, 23 y 24. El vapor sobrecalentado proveniente de las extracciones de la turbina de presión intermedia (estados v_6 , v_7 y v_8), presentan pérdidas de presión del 5% y temperatura del 5°C, (ver Tabla 14) al llegar a los calentadores.

$$P_{v22} = P_{v6} - \Delta P_{C6}$$

$$T_{v22} = T_{v6}$$

$$P_{v23} = P_{v7} - \Delta P_{C5}$$

$$T_{v23} = T_{v7}$$

$$P_{v24} = P_{v8} - \Delta P_{C4}$$

$$T_{v24} = T_{v8}$$

Este vapor sobrecalentado llega a los calentadores, ahí ceden su energía al líquido subenfriado que se dirige al generador de vapor. Con las caídas de presión y temperatura antes mencionadas, con la temperatura y presión se obtienen las propiedades $h_{v22}, s_{v22}, v_{v22}, \varepsilon_{v22}$; $h_{v23}, s_{v23}, v_{v23}$; y $h_{v24}, s_{v24}, v_{v24}$.

Estado 18. El vapor sobrecalentado, $\dot{m}_{v18} = \dot{m}_{v6}$, cede su energía en el calentador seis (C6) al líquido de línea principal para que éste eleve su temperatura, una vez cedida su energía, este vapor sale del calentador como líquido saturado, $x_{v18}=0$:

$$P_{v18} = P_{v22}$$

$$T_{v18} = T_{v22}$$

En tablas de líquido saturado con presión P_{v18} y temperatura T_{v18} , se obtienen h_{v18} , s_{v18} , v_{v18} .

Estado 19. El flujo másico, $\dot{m}_{v18} = \dot{m}_{v6}$, va al calentador cinco (C5), este proceso es un estrangulamiento desde la P_{v18} hasta P_{v19} a entalpía constante, $h_{v18} = h_{v19}$:

$$P_{v19} = P_{v23}$$

$$h_{v19} = h_{v18}$$

del estado $v19$, con las entalpías de vapor y líquido saturado a P_{v19} , se obtiene la calidad del vapor x_{v19} :

$$x_{v19} = \frac{h_{v19} - h_{f_{v19}}}{(h_g - h_f)_{P_{v19}}}$$

En tablas de vapor húmedo con presión P_{v19} y calidad x_{v19} , se obtiene la temperatura, entropía de vapor y líquido saturado, para obtener las propiedades T_{v19} , s_{v19} , v_{v19} :

$$s_{v19} = s_{f_{v19}} + x_{v19} (s_g - s_f)_{P_{v19}}$$

$$v_{v19} = v_{f_{v19}} + x_{v19} (v_g - v_f)_{P_{v19}}$$

Estado 20. El vapor sobrecalentado (\dot{m}_{v7}) y el vapor húmedo (\dot{m}_{v19}) que entran al C5 para precalentar al líquido, \dot{m}_{15GV} , una vez cedida su energía, \dot{m}_{v20} sale del calentador como líquido saturado, $x_{v20} = 0$.

$$P_{v20} = P_{v23} = P_{v19}$$

$$T_{v20} = T_{v19}$$

$$\dot{m}_{v20} = \dot{m}_{v7} + \dot{m}_{v19}$$

En tablas de líquido saturado con presión P_{v20} y temperatura T_{v20} se obtienen las propiedades h_{v20} , s_{v20} , v_{v20} .

Estado 21. El flujo másico, \dot{m}_{v20} , se estrangula desde la presión P_{v20} hasta P_{v21} a entalpía constante $h_{v21} = h_{v20}$, y enseguida entra al calentador abierto cuatro (C4).

$$h_{v21} = h_{v20}$$

$$P_{v21} = P_{v24}$$

y la calidad del estado 21 se determina a partir de la siguiente expresión

$$x_{v21} = \frac{h_{v21} - h_{f_{v21}}}{(h_g - h_f)_{P_{v21}}}$$

La entropía y volumen específico se obtienen con las siguientes expresiones

$$s_{v_{21}} = s_{f_{R_{21}}} + x_{v_{21}} (s_g - s_f)_{P_{v_{21}}}$$

$$v_{v_{21}} = v_{f_{R_{21}}} + x_{v_{21}} (v_g - v_f)_{P_{v_{21}}}$$

En la Figura 26 como el vapor sobrecalentado de v_1 entra a la TVAP y se expande hasta el estado v_3 . Enseguida, de este flujo másico una fracción del flujo másico \dot{m}_F se utiliza para recalentar el vapor en el GV (línea azul) donde se recalienta hasta la temperatura T_G que es igual a la temperatura T_{V5} y otra fracción del flujo, se envía directo a la TVPI. El flujo másico, del estado v_5 , se expande hasta el estado v_6 y una fracción de flujo, \dot{m}_{v6} , es extraída al calentador cerrado C6 que opera a la presión de P_{v22} , este flujo másico precalentado se utiliza para sobrecalentar el agua de alimentación. La otra cantidad de vapor se expande hasta v_7 , donde una fracción de vapor, \dot{m}_{v7} , es extraída al calentador cerrado C5, que se encuentra a la presión de P_{v23} . El resto del flujo másico se expande hasta el estado v_8 , donde una fracción \dot{m}_{v8} es extraída al calentador abierto C4, el cual opera a P_{v24} donde se mezcla con el agua proveniente del calentador C5 y el flujo másico \dot{m}_{v13} . El flujo másico restante, \dot{m}_{v9} , se expande en la TVBP hasta el estado v_{10} . Una vez que se condensa el flujo de vapor de v_{10} a v_{11} se bombea al CABP y eleva su temperatura hasta T_{v13} . El flujo másico \dot{m}_{v14} , que sale del calentador abierto C4 es el flujo total del ciclo de vapor, el cual se bombea hasta la presión del generador de vapor, el flujo total se divide en dos, una parte \dot{m}_{v15GV} se envía al generador de vapor y otra parte \dot{m}_B , a la CRC. Este flujo de vapor que se envía a la CRC se divide en dos, \dot{m}_{B2} y \dot{m}_{B3} , correspondientes a dos niveles de presión que se tienen en la CRC, la línea continua color es de alta presión (\dot{m}_{B3}) y la línea punteada color rojo es de baja presión (\dot{m}_{B2}). Finalmente, el flujo másico \dot{m}_{v15GV} es calentado desde el estado v_{17} en donde se encuentra como líquido comprimido, hasta el estado v_H

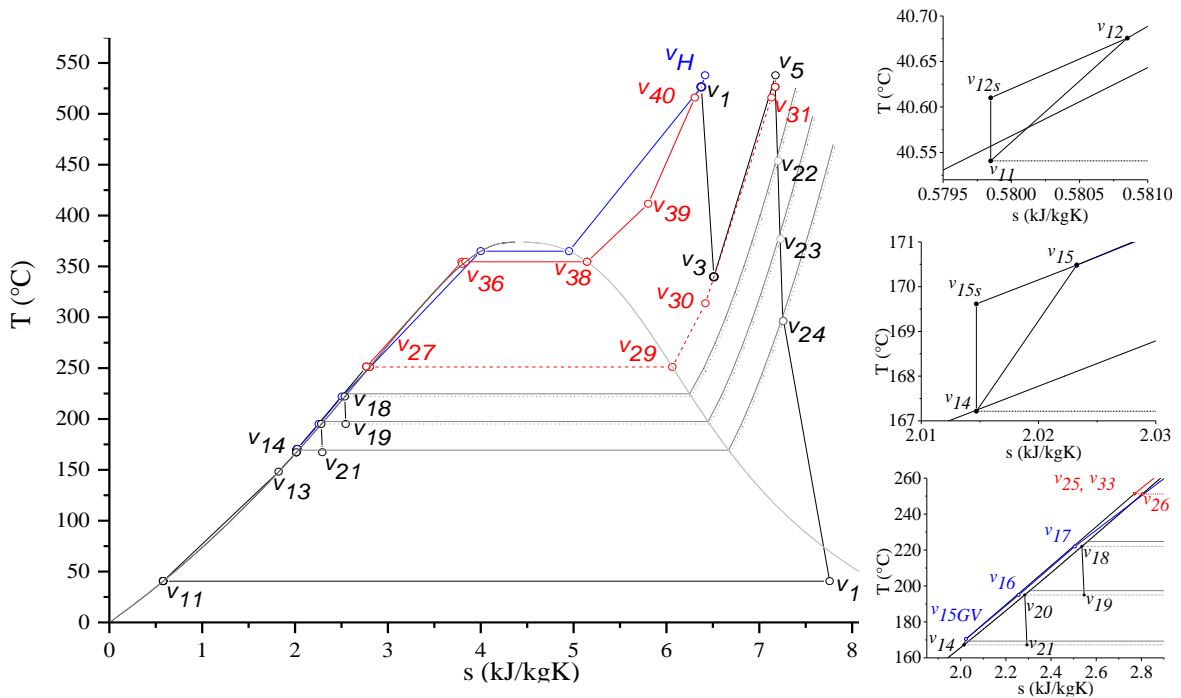


Figura 26. Diagrama Temperatura - entropía del ciclo combinado en modo híbrido.

4.3. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor

4.3.1. Flujo de calor suministrado

El flujo de calor disponible en la CRC que es suministrado por los gases de combustión provenientes de la turbina de gas, se considera que no existen pérdidas de calor, es decir, la energía que ceden los gases de escape, lo gana el flujo de vapor. El calor disponible en la TV es suministrado por la CRC y el generador de vapor.

$$\dot{Q}_{sum_{TV}} = \dot{Q}_{GV} + \dot{Q}_{rech_{TG}} \quad (134)$$

El flujo de calor rechazado por la turbina de gas se obtiene de la ecuación (63), éste se envía a la CRC. Hay que recordar que se tienen tres turbinas de gas con sus respectivas CRC, es decir que se tiene tres veces el valor del calor rechazado. El flujo de calor suministrado en el generador de vapor difiere según la carga a la cual se opera, este es un dato dado por el prontuario (ver Tabla 14).

Este flujo de calor se puede escribir como la suma del flujo de calor aprovechado por parte de las corrientes de v_{17} y v_H , y el flujo de calor perdido en el equipo.

$$\dot{Q}_{GV} = \dot{Q}'_{perd} + \dot{Q}_{sum_{GV}} \quad (135)$$

El flujo de energía aprovechado por la corriente de vapor se puede obtener a partir de la energía aprovechada por la corriente de agua.

$$\dot{Q}_{sum_{GV}} = \dot{m}_{v_{17}} (h_{v_H} - h_{v_{17}}) + \dot{m}_F (h_{v_G} - h_{v_F}) \quad (136)$$

donde el flujo de calor perdido en el GV es la resta del flujo de calor suministrado (ver Tabla 14) y el flujo de calor aprovechado por la corriente del agua que ingresa al GV.

$$\dot{Q}'_{perd} = \dot{Q}_{GV} - \dot{Q}_{sum_{GV}} \quad (137)$$

Del flujo suministrado a la CRC U5 por parte de los gases de escape de la TG, se puede determinar cuánto es aprovechado, esto se tiene al sumar el flujo de calor aprovechado por cada uno de los equipos.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sum_{CRC-U5}} = & \dot{Q}_{sum_{SCAP2}} + \dot{Q}_{sum_{REBP}} + \dot{Q}_{sum_{SCAP1}} + \dot{Q}_{sum_{EVAP}} + \dot{Q}_{sum_{SCBP}} + \dot{Q}_{sum_{ECAP}} + \dot{Q}_{sum_{EVBP}} + \dot{Q}_{sum_{ECBP}} \\ & + \dot{Q}_{sum_{CABP}} \end{aligned} \quad (138)$$

Donde el flujo de calor suministrado a cada uno de los equipos se obtiene de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{sum_{SCAP2}} = \dot{m}_{v_{39}} (h_{v_{40}} - h_{v_{39}}) \quad (139)$$

$$\dot{Q}_{sum_{REBP}} = (\dot{m}_{v_{39}} + \dot{m}_A) (h_{v_{32}} - h_{v_{30}} - h_{v_A}) \quad (140)$$

$$\dot{Q}_{sum_{SCAP1}} = \dot{m}_{v_{39}} (h_{v_{39}} - h_{v_{38}}) \quad (141)$$

$$\dot{Q}_{sum_{EVAP}} = \dot{m}_{v_{36}} (h_{v_{37}} - h_{v_{36}}) \quad (142)$$

$$\dot{Q}_{sum_{SCBP}} = \dot{m}_{v_{29}} (h_{v_{30}} - h_{v_{29}}) \quad (143)$$

$$\dot{Q}_{sum_{ECAP}} = \dot{m}_{B3} (h_{v_{34}} - h_{v_{33}}) \quad (144)$$

$$\dot{Q}_{sum_{EVB}} = \dot{m}_{v_{27}} (h_{v_{28}} - h_{v_{27}}) \quad (145)$$

$$\dot{Q}_{sum_{ECBP}} = \dot{m}_{B1} (h_{v_{B2}} - h_{v_{B1}}) \quad (146)$$

$$\dot{Q}_{sum_{CABP}} = \dot{m}_{D3} (h_{v_{D4}} - h_{v_{D3}}) \quad (147)$$

El flujo de calor perdido en la CRC es la resta del calor suministrado por parte de los gases de escape de la TG y el flujo de calor aprovechado por cada uno de los equipos de la CRC.

$$\dot{Q}_{perd} = \dot{Q}_{rech_{TG}} - \dot{Q}_{sum_{CRC-U5}} \quad (148)$$

4.3.2. Flujo de calor de condensación

El flujo de calor rechazado en el condensador se obtiene al restar la entalpía del estado v_{10} (flujo de vapor saturado) el cual entra al condensador, y el estado v_{11} (flujo de líquido saturado) a la salida del condensador.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{v_{10}} (h_{v_{10}} - h_{v_{11}}) \quad (149)$$

4.3.3. Potencia motor generada en el ciclo de vapor

La potencia que genera el ciclo de vapor es la diferencia entre la potencia generada por la turbina de vapor y la potencia suministrada a las diferentes bombas

$$\dot{W}_{MTV} = |\dot{W}_{TV}| - |\dot{W}_B| \quad (150)$$

Donde la potencia de las bombas es la suma de la bomba de condensado y la bomba que se encuentra a la salida del deareador

$$\dot{W}_B = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} \quad (151)$$

La potencia de cada una de las bombas se obtiene de la siguiente manera

$$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_{v_{11}} (h_{v_{12}} - h_{v_{11}}) \quad (152)$$

$$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_{v_{14}} (h_{v_{15}} - h_{v_{14}}) \quad (153)$$

El cuerpo de la turbina de vapor está compuesto por tres secciones: alta, media y baja presión. La potencia generada en cada una de estas secciones se combina para formar la potencia total de la turbina de vapor.

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{TVAP} + \dot{W}_{TVPI} + \dot{W}_{TVBP} \quad (154)$$

La potencia de cada una de las turbinas se obtiene como

$$\dot{W}_{TVAP} = \dot{m}_{v_1} (h_{v_2} - h_{v_3}) \quad (155)$$

$$\dot{W}_{TVPI} = (\dot{m}_{v_5} + \dot{m}_E)(h_{v_5} - h_{v_6}) + (\dot{m}_{v_5} + \dot{m}_E - \dot{m}_{v_6})(h_{v_6} - h_{v_7}) + (\dot{m}_{v_5} + \dot{m}_E - \dot{m}_{v_6} - \dot{m}_{v_7})(h_{v_7} - h_{v_8}) \quad (156)$$

$$\dot{W}_{TVBP} = (\dot{m}_{v_5} + \dot{m}_E - \dot{m}_{v_6} - \dot{m}_{v_7} - \dot{m}_{v_8})(h_{v_9} - h_{v_{10}}) \quad (157)$$

4.3.4. Eficiencia Térmica del ciclo de vapor

La eficiencia térmica del ciclo de vapor se determina como la relación entre la potencia motor generada por el ciclo de vapor y el flujo de calor suministrado por los gases de escape en la CRC.

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{MTV}}{\dot{Q}_{sum_{TV}}} \quad (158)$$

4.3.5. Flujo de vapor

El flujo de vapor necesario para generar la potencia de la turbina de vapor se obtiene al dividir la potencia de la turbina de vapor entre el trabajo motor.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{W}_{MTV}}{w_{MTV}} = \frac{\dot{W}_{MTV}}{|w_{TV}| - |w_B|} \quad (159)$$

En la Tabla 16 se presentan los resultados de los parámetros de desempeño antes descritos del ciclo de vapor del combinado en modo híbrido, a diferentes cargas parciales. Donde se muestra que la eficiencia térmica del ciclo de vapor disminuye 10% a medida que la carga de la central de potencia disminuye del 100% al 75% de carga.

Tabla 18. Parámetros de desempeño del ciclo de vapor del ciclo combinado en modo híbrido.

	100%	75%	50%
\dot{W}_{MTV} ; (MW)	300	245.99	197,370.00
\dot{W}_{TVAP} ; (kW)	64,438.63	61,742.39	53,966.11
\dot{W}_{TVPI} ; (kW)	102,961.87	84,161.39	83,813.27
\dot{W}_{TVBP} ; (kW)	138,895.49	105,047.67	63,490.78
\dot{W}_B ; (kW)	6,295.99	4,953.46	3,900.16
\dot{W}_{B1} ; (kW)	397.62	307.00	245.88
\dot{W}_{B2} ; (kW)	5,898.37	4,646.46	3,654.28
$\dot{Q}'_{perd\ GV}$; (kW)	94,717.45	66,955.09	80,385.09
$\dot{Q}_{sum\ CRC}$; (kW)	134,864.79	139,512.10	127,542.27

$\dot{Q}_{\text{perd CRC}}; (\text{kW})$	63,675.76	59,028.44	70,998.28
$\dot{Q}_{\text{cond}}; (\text{kW})$	489,946.29	379,912.15	157,457.58
$\eta_{\text{TV}}; (-)$	0.6070	0.5022	0.4311

4.4. Exergía

4.4.1. Irreversibilidades del ciclo de vapor

Turbina de vapor

En el proceso de expansión de las secciones de la turbina de vapor, están involucrados los estados v_1 , v_3 , v_5 , v_6 , v_7 , v_8 y v_9 del ciclo de vapor. Se realiza un balance exergético a la turbina de vapor con base a las Figuras 27, 28 y 29; se obtiene la irreversibilidad del equipo. La exergía física para estos estados se obtiene al aplicar la ecuación (121). Los valores de la potencias de la turbina de vapor se presentan en la Tabla 18. Así mismo, en la Tabla 19 se presentan los flujos de irreversibilidad en este mismo equipo.

$$\dot{I}_{\text{TVAP}} = \dot{E}_{v_1} - \dot{E}_{v_3} - \dot{W}_{\text{TVAP}} \quad (160)$$

$$\dot{I}_{\text{TVPI}} = \dot{E}_{v_5} + \dot{E}_E - \dot{E}_{v_6} - \dot{E}_{v_7} - \dot{E}_{v_8} - \dot{E}_{v_9} - \dot{W}_{\text{TVPI}} \quad (161)$$

$$\dot{I}_{\text{TVBP}} = \dot{E}_{v_{19}} - \dot{E}_{v_{10}} - \dot{W}_{\text{TVBP}} \quad (162)$$

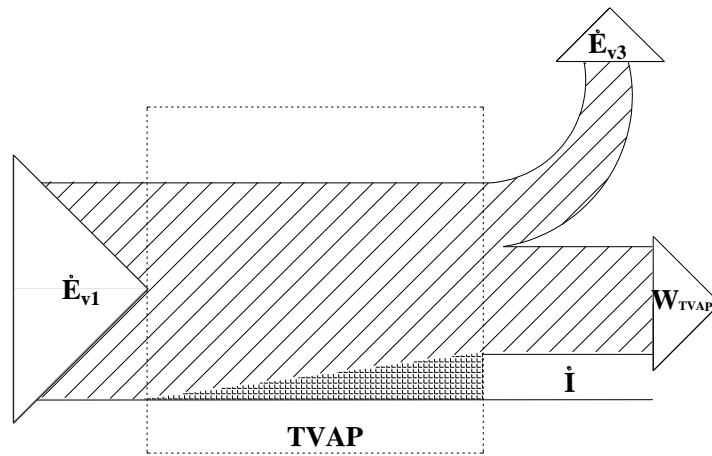


Figura 27. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de alta presión.

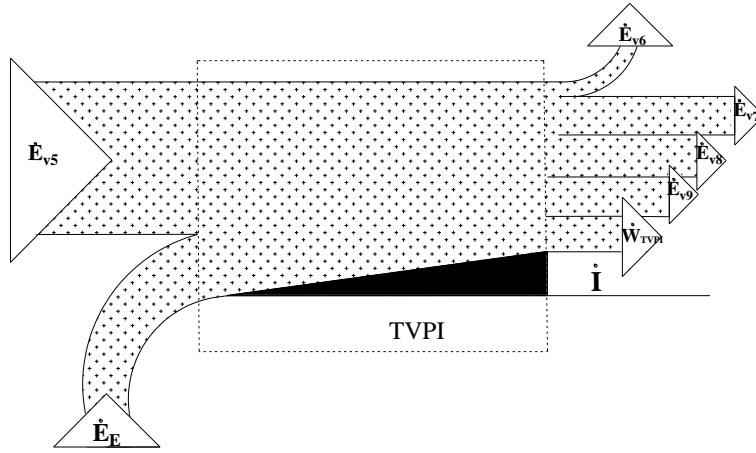


Figura 28. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de presión intermedia.

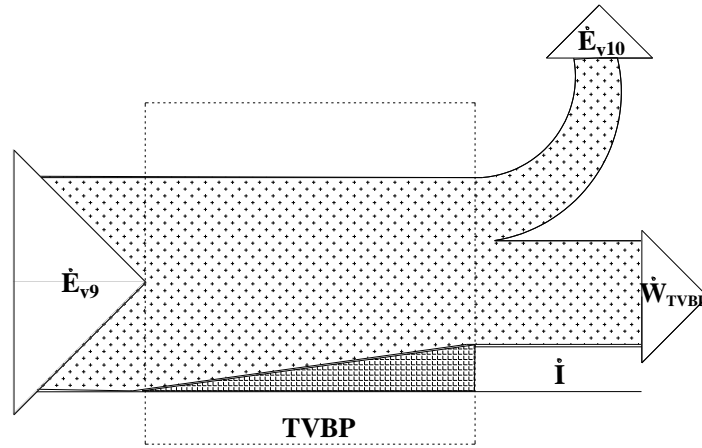


Figura 29. Diagrama de Grassmann de la turbina de vapor de baja presión.

Bombas

Los procesos de bombeo son dos, uno de baja presión a la salida del condensador y otro a la salida del calentador abierto (C4), de alta presión. Los estados involucrados en estos procesos son v_{11} , v_{12} , v_{14} y v_{15} . Se realiza un balance exergético a las bombas con base a las Figuras 30 y 31, se obtiene la irreversibilidad del equipo. La exergía física para estos estados se obtiene al aplicar la ecuación (121). El valor de la potencia de la bomba uno y dos, se presenta en la Tabla 16. En la Tabla 17 se presenta la irreversibilidad de la bomba uno y la irreversibilidad de la bomba dos, una vez que se sustituyeron los valores de la exergía física.

$$\dot{I}_{B1} = \dot{E}_{v_{11}} + \dot{W}_{B1} - \dot{E}_{v_{12}} \quad (163)$$

$$\dot{I}_{B2} = \dot{E}_{v_{14}} + \dot{W}_{B2} - \dot{E}_{v_{15}} \quad (164)$$

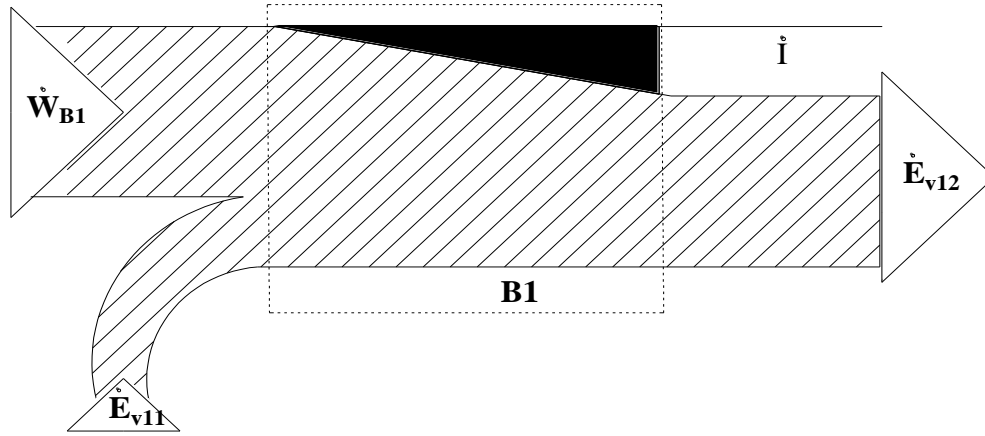


Figura 30. Diagrama de Grassmann de la bomba uno.

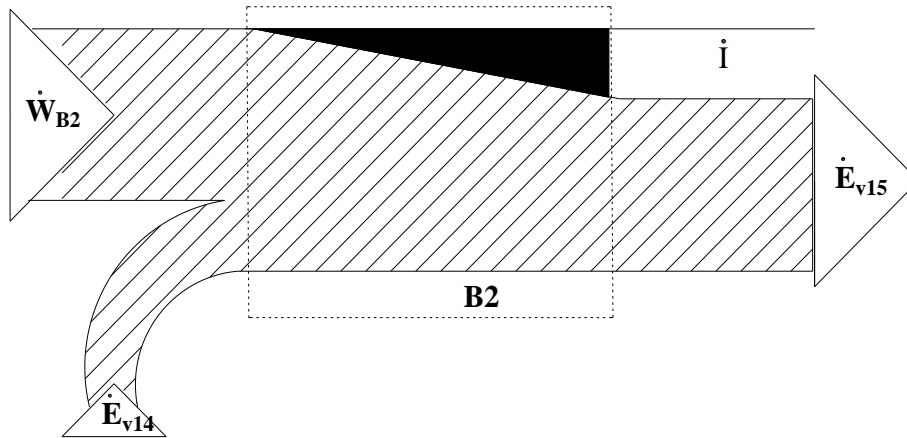


Figura 31. Diagrama de Grassmann de la bomba dos.

Condensador

En el proceso de condensación están involucrados los estados v_{10} y v_{11} . Se realiza un balance exergético al condensador con base a la Figura 32, despreciando pérdidas por transferencia de calor y se obtiene la irreversibilidad del equipo.

$$\dot{I}_{cond} = \dot{E}_{v_{10}} + \dot{E}_{agua_{in}} - \dot{E}_{v_{11}} - \dot{E}_{agua_{out}} \quad (165)$$

La exergía física para estos estados se obtiene al aplicar la ecuación (121), la exergía física de cada estado para las bombas se expresa a continuación. El flujo de agua de enfriamiento que entra al condensador son 18,113 kg/s, para poder condensar la corriente de vapor que proviene de la turbina de vapor de baja presión (\dot{m}_{v10}). El valor de la irreversibilidad en el condensador una vez que se sustituyen los valores antes mencionados se presentan en la Tabla 17.

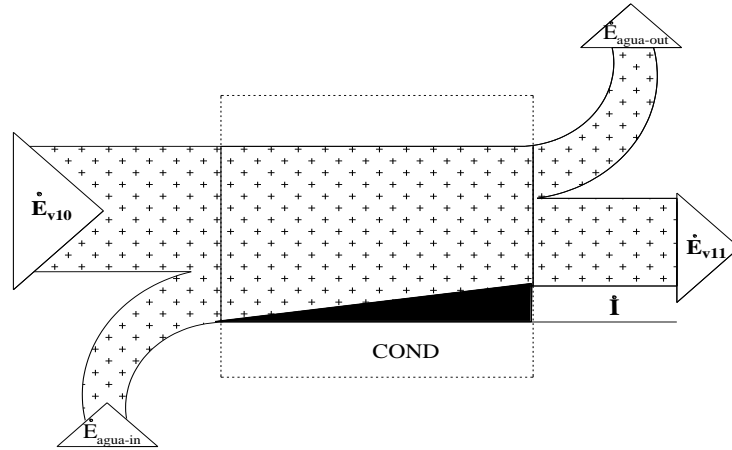


Figura 32. Diagrama de Grassmann del condensador.

Calentadores

En el tren de calentamiento se tienen tres calentadores, dos abiertos (C5 y C6) y uno cerrado (C4). En los calentadores se tiene un intercambio de energía entre el vapor que se extrae de la turbina de presión intermedia y el agua de alimentación que se dirige al generador de vapor. Cabe mencionar, que los dos calentadores cerrados son de cascada hacia atrás, es decir, que el fluido de trabajo que sale de éstos como líquido saturado, es enviado al calentador anterior, donde antes de entrar, se estrangula en una válvula de manera isoentálpica, para disminuir la presión del fluido a la presión del calentador P_{v4} y P_{v5} . Los estados en estos procesos son v_{15} , v_{16} y v_{17} correspondientes al agua precalentada. Y los estados v_{18} , v_{19} , v_{20} , v_{21} , v_{22} , v_{23} y v_{24} correspondientes al vapor extraído de la turbina. Se realiza un balance exergético a los calentadores con base a las Figuras 33, 34 y 35; se obtiene la irreversibilidad de los equipos.

$$\dot{I}_{C_6} = \dot{E}_{v_{16}} + \dot{E}_{v_6} - \dot{E}_{v_{17}} - \dot{E}_{v_{18}} \quad (166)$$

$$\dot{I}_{C_5} = \dot{E}_{v_{15GV}} + \dot{E}_{v_7} + \dot{E}_{v_{19}} - \dot{E}_{v_{16}} - \dot{E}_{v_{20}} \quad (167)$$

$$\dot{I}_{C_4} = \dot{E}_{v_{13}} + \dot{E}_{v_{21}} + \dot{E}_{v_8} - \dot{E}_{v_{14}} \quad (168)$$

La exergía para estos estados se obtiene al aplicar la ecuación (121). El valor de la irreversibilidad en los calentadores seis, cinco y cuatro se obtiene al sustituir los valores antes mencionados y se presentan en la Tabla 17.

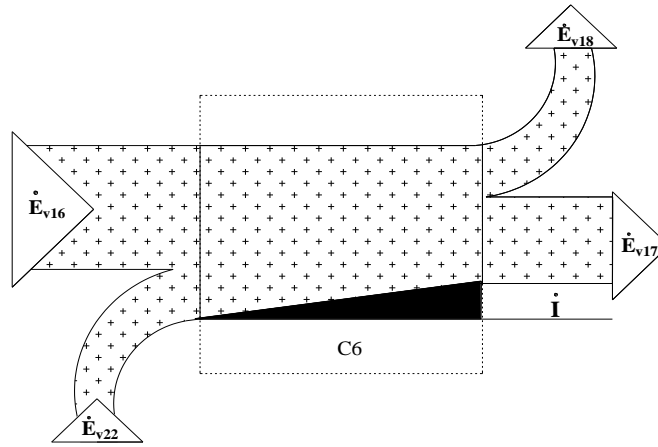


Figura 33. Diagrama de Grassmann del calentador 6.

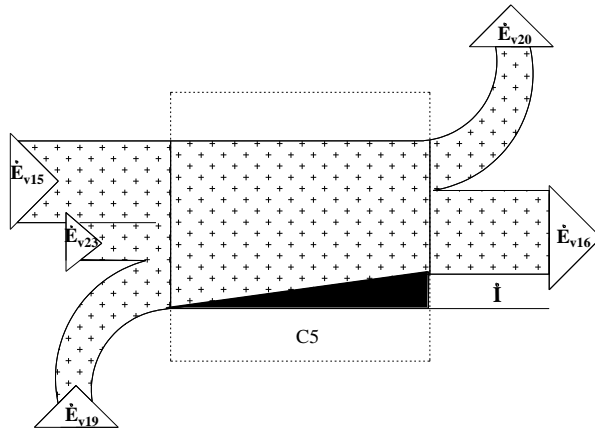


Figura 34. Diagrama de Grassmann del calentador 5.

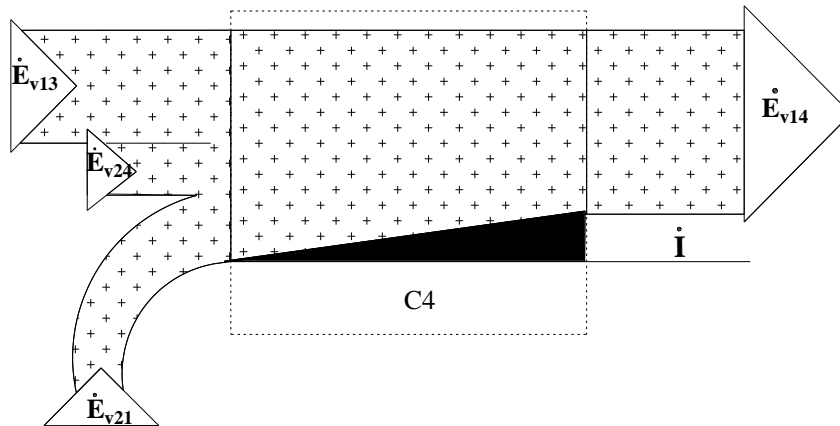


Figura 35. Diagrama de Grassmann del calentador 4.

Generador de vapor

En el generador de vapor, se sobrecalienta el fluido de trabajo que proviene del tren de calentamiento (\dot{m}_{v17}) y se precalienta una fracción del vapor expandido en la turbina de alta presión (\dot{m}_F), estos flujos de vapor sobrecalentado se envían a la turbina de alta e intermedia presión. Los estados

termodinámicos involucrados en el generador de vapor son v_{17} , v_F , v_G y v_H . Se realiza un balance exergético al GV con base a la Figura 36 y se obtiene la irreversibilidad del equipo. El flujo de calor suministrado al GV es un dato dado por el prontuario y depende de la carga a la cual opere (Tabla 14)

$$\dot{I}_{GV} = \dot{E}_{v_{17}} + \dot{E}_{v_F} + \dot{E}_{comb} - \dot{E}_{v_H} - \dot{E}_{v_G} \quad (169)$$

La exergía física para estos estados se obtiene al aplicar la ecuación (121). El flujo de vapor que se tiene en este tren de calentamiento es descrito anteriormente, donde se describe estado por estado todo el ciclo combinado en modo híbrido. En cuanto a la exergía del combustible (\dot{E}_{comb}), se puede obtener a partir del flujo de combustible, su PCI y la temperatura de flama adiabática, ecuación (92)

$$\dot{E}_{comb} = (9.0951 \text{ kg}_{comb}/\text{s})(49,922.16 \text{ kJ/kg}_{comb}) \left(1 - \frac{273.15 \text{ K}}{2294.99 \text{ K}} \right) = 400,006.33 \text{ kW}$$

En la Figura 36 se presenta el valor de la irreversibilidad en el generador de vapor al sustituir los valores antes mencionados.

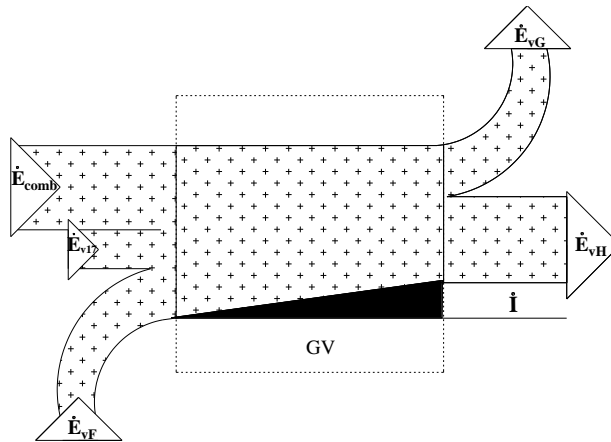


Figura 36. Diagrama de Grassmann del generador de vapor.

4.5. Eficiencia exergética del ciclo de vapor

La eficiencia exergética de cualquier equipo se obtiene de la relación de la exergía generada y el flujo de exergía suministrada de cada equipo, y se expresa de la siguiente manera

$$\psi_{ex} = \frac{\dot{E}_{gen}}{\dot{E}_{sum}} \quad (170)$$

La eficiencia exergética para el ciclo de vapor está expresada entre la potencia de las turbinas y la exergía del combustible que se suministra al GV.

$$\psi_{ex} = \frac{\dot{W}_{MTV}}{\dot{E}_{combGV}} \quad (171)$$

En la Tabla 17 se presenta la irreversibilidad de todos los equipos del ciclo de vapor a diferentes cargas parciales. Donde se tiene que el Condensador es el equipo que mayores irreversibilidades presenta, y el calentador abierto el que menor irreversibilidad presenta. Así también, cuando la carga

parcial disminuye a 75% y 50%, las irreversibilidades totales de los equipos disminuyen 9% y 8% respectivamente.

Tabla 19. Irreversibilidades y eficiencia exergética del ciclo de vapor a diferentes cargas parciales.

	100%	75%	50%
\dot{I}_{TVAP} ; (kW)	7,976.38	5,982.14	2,898.08
\dot{I}_{TVPI} ; (kW)	4,037.59	2,582.21	37,323.53
\dot{I}_{TVBP} ; (kW)	30,645.31	25,378.20	37.45
\dot{I}_{B1} ; (kW)	60.5707	46.76	324.46
\dot{I}_{B2} ; (kW)	564.3992	444.60	56,061.65
\dot{I}_{COND} ; (kW)	172,620.84	133,852.90	10,073.69
\dot{I}_{C6} ; (kW)	373.1576	1,187.53	140,360.97
\dot{I}_{C5} ; (kW)	101.0705	2,462.40	94,373.21
\dot{I}_{C4} ; (kW)	222.4627	4,240.07	122,645.91
\dot{I}_{C3} ; (kW)	-	-	1,304.66
\dot{I}_{C2} ; (kW)	-	-	2,292.69
\dot{I}_{C1} ; (kW)	-	-	2,355.78
\dot{I}_{GV} ; (kW)	195,912.76	169,989.16	174,835.12
ψ_{ex} ; (-)	0.75	0.66	0.54

Ciclo combinado en modo híbrido

Existen sistemas de producción de energía como nucleares, solares, ciclos convencionales, entre otros, que utilizan una sola fuente de calor. Al usar más de una fuente de calor la eficiencia térmica se incrementa, y hay una reducción de emisiones y costos, a estos sistemas se les llama **híbridos**. Los sistemas híbridos de energía son relacionados con el concepto de *repotenciación*; sin embargo, el concepto de repotenciación es diferente, éste es el nombre de un método que puede tener varios objetivos: reducir el costo o aumentar la eficiencia o potencia o vida útil de una planta existente o también cambiar el combustible usado (ciclos combinados, ciclos termo solares). Sin embargo, el sistema *híbrido* es aquel que utiliza múltiples fuentes de calor, ya sean de origen diferente o el mismo (Yue & Lior, 2017). Un ciclo combinado con una segunda fuente de calor, se le puede llamar como ciclo combinado en modo híbrido, es la combinación de dos ciclos termodinámicos en serie, en el cual, se agrega una segunda fuente de calor, en este caso es un generador de vapor.

Un ciclo combinado es la combinación de dos ciclos termodinámicos en serie: un ciclo Joule Brayton (ciclo de alta temperatura) y un ciclo Rankine (ciclo de baja temperatura), el calor residual del ciclo de alta temperatura se aprovecha en su mayor parte en una Caldera de Recuperación de Calor (CRC) para producir vapor, que es suministrado a un ciclo termodinámico de baja temperatura para producir trabajo. Estos ciclos han sido seleccionados para satisfacer la demanda de energía eléctrica en el mundo (Pan, y otros, 2016), debido a que pueden alcanzar una eficiencia térmica mayores a 60%, basado en el poder calorífico del combustible y la tecnología de la turbina de gas, ya que el objetivo de todos los fabricantes de turbinas de gas fue lograr una eficiencia del 60% de las plantas de ciclo combinado bajo condiciones ISO (Ibrahim, y otros, 2017); con los ciclos combinados se reduce la contaminación y también se reduce el costo de la producción energía (Iglesias García, Ferreiro García, Carbia Carril, & Iglesias Garcia, 2017).

El ciclo combinado se convirtió en popular en los países, donde el gas natural es suficientemente disponible para la generación de electricidad (Woudstra, Woudstra, & Pirone, 2010). Como estos ciclos de potencia representan una manera atractiva de producir energía eléctrica a partir de los recursos de energía primaria; la implementación de los análisis de desempeño del ciclo combinado es una necesidad para mantener la planta trabajando eficientemente (Ersayin & Ozgener, 2015). Para la evaluación del desempeño termodinámico de las centrales de ciclo combinado, los investigadores pueden emplear diferentes tipos de análisis. Además de aplicar la primera y segunda ley de la termodinámica, así como la eficiencia exergética de la planta entera (Ersayin & Ozgener, 2015). Cabe mencionar que los tres componentes principales del ciclo combinado son: Turbina de Gas, Caldera de Recuperación de Calor y Turbina de Vapor; sin embargo, la TG es el equipo que más influye en el desempeño. Los ciclos combinados se pueden clasificar por los niveles de presión, donde el número de nivel de presión representa un domo en la caldera de recuperación de calor (Ahmadi, Hajabdollahi, & Dincer, 2011).

En México, en 2017, la energía eléctrica producida por los ciclos combinados alcanzó los 165,245 GWh, que representa el 50% de la generación eléctrica del país (Figura 37) (SENER, 2018). En los estados de Tamaulipas, Nuevo León, Veracruz, Baja California y Chihuahua, se concentra el 58.8% de la capacidad instalada y el 59.7% de la generación eléctrica es con esta tecnología. Lo anterior corresponde con la distribución de la demanda nacional de gas natural, donde las regiones Noreste, Noroeste y Sureste representaron el 72.6% durante 2016.

Alrededor del 21% de la producción mundial de energía se basa en gas natural. Se considera que la producción de energía es la fuente significativa de emisiones de dióxido de carbono (CO₂). Esto tiene un efecto significativo sobre el calentamiento global.

Casi el 60% de la demanda total de gas natural en el país corresponde al sector eléctrico. La caída en la producción de gas por parte de PEMEX, combinada con los precios bajos del combustible en Estados Unidos, ha llevado a un aumento continuo de las importaciones de gas natural, que han experimentado una tasa media de crecimiento anual del 17.5% entre 2016 y 2015. A nivel global, una quinta parte de la generación de electricidad depende del gas natural (SENER, 2018), como se ilustra en la Figura 38.

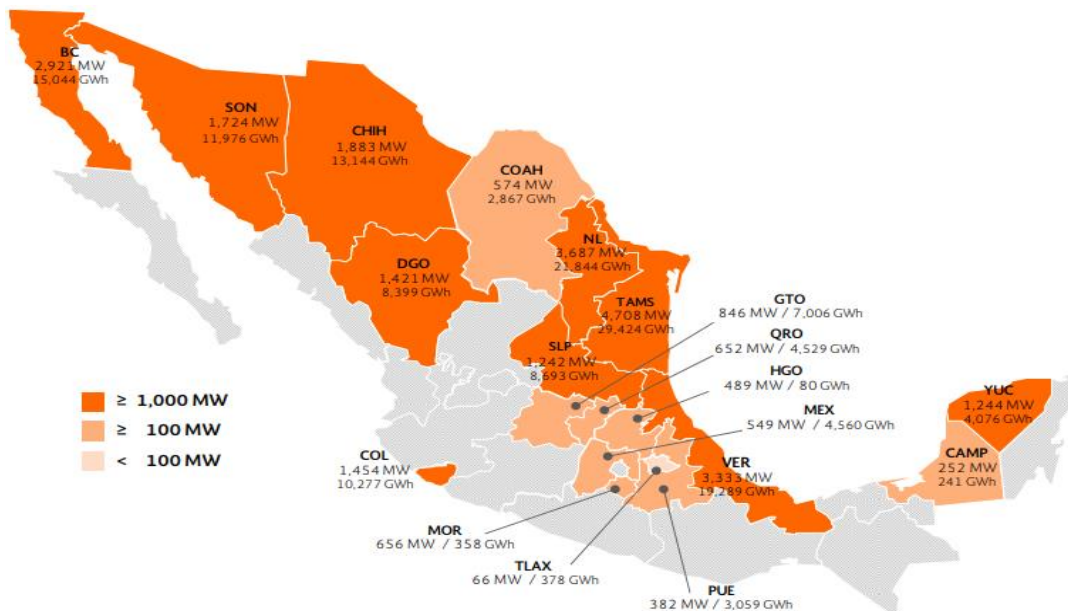


Figura 37. Capacidad y generación en centrales de ciclo combinado 2017.

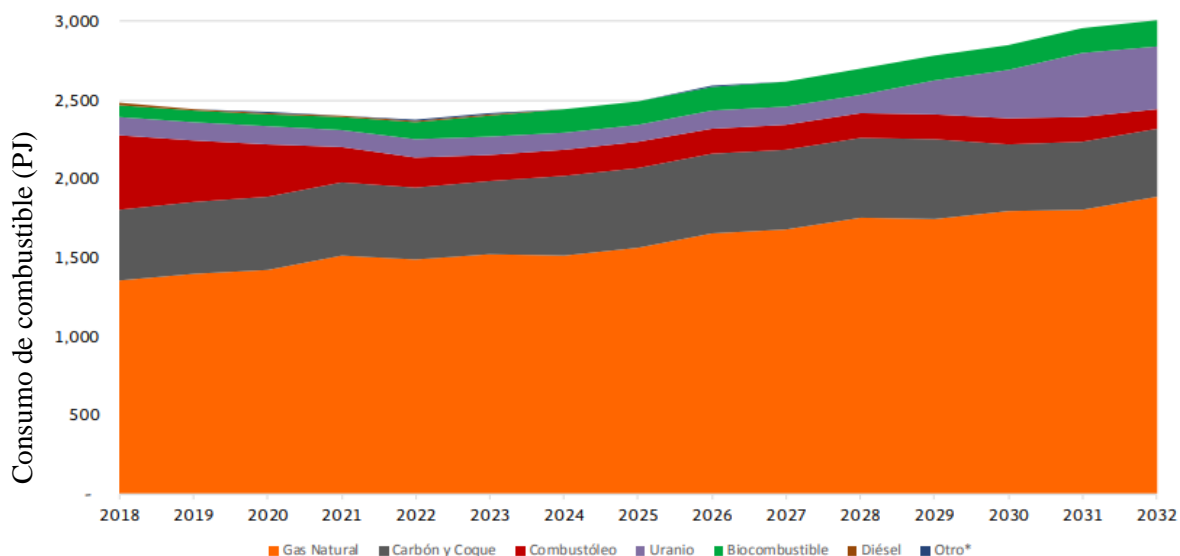


Figura 38. Consumo de combustibles.

Estados Unidos es el mayor productor de electricidad a partir de gas natural, seguido de Rusia y Japón. México se posiciona entre los diez principales países en generación de electricidad a partir de este recurso (SENER, 2018). La generación de electricidad mediante ciclos combinados, siempre que haya un suministro adecuado de combustible y agua, se caracteriza por su operación continua. Este tipo de central presenta una eficiencia superior a la de otras tecnologías convencionales, siendo 1.4 veces más eficiente que una planta termoeléctrica convencional. Además, emite en promedio 346 kilogramos de CO₂ por MWh, lo que es inferior a la media del sector eléctrico (SENER, 2018). Los equipos que componen el ciclo Joule-Brayton y el ciclo de vapor en un sistema de ciclo combinado se describen en los capítulos II y IV.

Es importante destacar que las turbinas de vapor utilizadas en las centrales de ciclo combinado están basadas en las turbinas de vapor de las centrales convencionales. No obstante, estas turbinas presentan ventajas que les otorgan mayor fiabilidad en comparación con las convencionales. Entre estas ventajas se encuentra la capacidad de manejar la presión del vapor de manera más eficiente, lo que permite el diseño de turbinas más simples, con una única carcasa y tamaños más compactos, lo que reduce la fatiga térmica (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006).

5.1. Parámetros de desempeño del ciclo híbrido

A continuación, se determinan los parámetros de desempeño que describen la operación del sistema híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

5.1.1. Potencia generada por el ciclo combinado en modo híbrido

La potencia total generada por el ciclo combinado en modo híbrido al 100% de carga es la suma de las potencias generadas en las tres secciones de la turbina de vapor y de las tres turbinas de gas. Al 75%, y 50% de carga, se tienen 2 y 1 TG, respectivamente

$$\dot{W}_{CCH} = \dot{W}_{MTV} + 3\dot{W}_{MTG} \quad (172)$$

La potencia del ciclo de vapor y del ciclo de turbina de gas en función de las eficiencias térmicas correspondientes a las ecuaciones (159) y (33) son

$$\dot{W}_{TG} = \eta_{TG} \dot{Q}_{sumTG} \quad (173)$$

$$\dot{W}_{TV} = \eta_{TV} \dot{Q}_{sumTV} \quad (174)$$

Entonces, la potencia total del ciclo se puede expresar de la siguiente manera

$$\dot{W}_{CCH} = \eta_{TG} \dot{Q}_{sumTG} + \eta_{TV} \dot{Q}_{sumTV} \quad (175)$$

En la Figura 39 se muestra la máquina de Carnot del ciclo combinado híbrido. Los flujos de calor suministrados al ciclo de vapor son, por un lado, al flujo de calor de los gases de escape en la CRC y por otro, el flujo de calor del GV. Estos equipos tienen un flujo de calor perdido y, por tanto, un flujo de calor aprovechado en el ciclo de vapor.

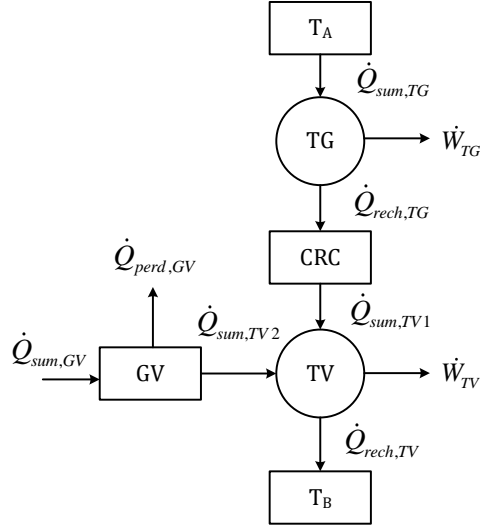


Figura 39. Máquina de Carnot de ciclo combinado híbrido.

El flujo de calor aprovechado se obtiene haciendo un balance de energía en el GV y CRC

$$\dot{Q}_{rech,TG} = \dot{Q}_{sum,TV1} + \dot{Q}_{perd,CRC}$$

$$\dot{Q}_{sum,GV} = \dot{Q}_{sum,TV2} + \dot{Q}_{perd,GV}$$

La relación entre el flujo de calor perdido por la CRC y el flujo de calor suministrado al ciclo de vapor por la CRC es

$$f = \frac{\dot{Q}_{perd,CRC}}{\dot{Q}_{sum,TV1}} \quad (176)$$

La relación entre el flujo de calor perdido en el GV y el flujo de calor suministrado al ciclo de vapor por la CRC es

$$f' = \frac{\dot{Q}_{perd,GV}}{\dot{Q}_{sum,TV1}} \quad (177)$$

Finalmente, la relación entre el flujo de calor suministrado por el GV y el flujo de calor suministrado por la CRC es el factor β

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{sum,GV} - \dot{Q}_{perd,GV}}{\dot{Q}_{rech,TG} - \dot{Q}_{perd,CRC}} = \frac{\dot{Q}_{sum,TV2}}{\dot{Q}_{sum,TV1}} \quad (178)$$

5.1.2. Eficiencia del ciclo combinado en modo híbrido

La eficiencia térmica el ciclo combinado híbrido considerando que existen pérdidas de calor en la CRC y GV es

$$\eta_{CCH} = \frac{\eta_{TG}(1+f) + (1-\eta_{TG})\eta_{TV}(\beta+f'+1+f)}{(1+f) + (1-\eta_{TG})(\beta+f')} \quad (179)$$

Si se considera que no existen pérdidas de calor en el GV y CRC, la eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido en función de la eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas, ciclo de turbina de vapor y del factor β es

$$\eta_{CCH} = \frac{\eta_{TG} + (1 - \eta_{TG})\eta_{TV}(1 + \beta)}{1 + \beta(1 - \eta_{TG})} \quad (180)$$

5.1.3. Consumo térmico unitario del ciclo combinado en modo híbrido

El consumo térmico unitario del ciclo combinado en modo híbrido indica la cantidad de kJ necesaria para producir un kWh

$$CTU_{CCH} = \frac{3600}{\eta_{CCH}} \quad (181)$$

5.1.4. Consumo específico de vapor del ciclo combinado en modo híbrido

El consumo específico de vapor es la cantidad de kilogramos de vapor que se requieren para producir un kWh.

$$CEV_{CCH} = \frac{3600\dot{m}_{vapor}}{\dot{W}_{CCH}} \quad (182)$$

5.1.5. Consumo específico de combustible del ciclo combinado en modo híbrido

El consumo específico de combustible es la cantidad total de kilogramos de combustibles necesarios para producir un kWh.

$$CEC_{CCH} = \frac{3600\dot{m}_{comb,total}}{\dot{W}_{CCH}} \quad (183)$$

5.2. Análisis de resultados del ciclo combinado híbrido del Valle de México

5.2.1. Análisis energético

La Figura 40 muestra la eficiencia térmica del sistema híbrido en función del factor β a condiciones de carga del 100%, 75% y 50%. La Figura muestra que, la mayor eficiencia térmica es del 43.95%, como la mayor relación que existe entre el flujo de calor suministrado entre el GV y el flujo de calor suministrado en la CRC (factor β), es a condiciones de plena carga. Esto indica que, la mayor cantidad de generación de vapor se da mediante el aprovechamiento de los gases de escape en las tres CRC, con un porcentaje del 45.28%. Por otro lado, el porcentaje de flujo de vapor generado por la CRC disminuye a 36.81 y 23.21% cuando la central de ciclo combinado híbrido opera al 75 y 50% de carga, teniendo un factor β de 2.82 y 2.77, respectivamente. Y, además, la eficiencia térmica también se ve afectada al disminuir a porcentajes del 42.79 y 40.87%, respectivamente. Este hecho se debe a que el flujo de calor aprovechado por las calderas de recuperación de calor disminuye a dos unidades y una sola unidad bajo las cargas parciales. Comparando la eficiencia térmica que se determina en este trabajo con los valores presentados en el prontuario de la Central del Valle de México, se muestra que existe una ligera variación; ésta se debe a la exclusión de sistemas auxiliares y demás equipos que no intervienen en la generación de energía eléctrica.

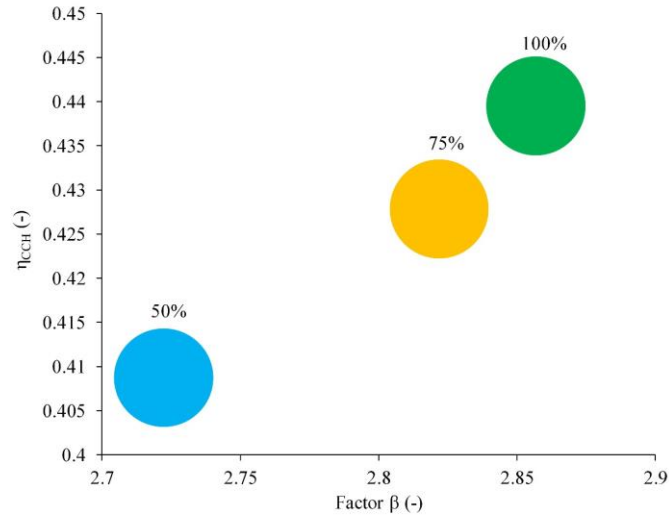


Figura 40. Eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido en función del factor β al 100, 75 y 50% de carga.

Con relación a los valores obtenidos de la eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido, en la Figura 41 se muestra que a condiciones de plena carga se requiere la menor cantidad de kJ de energía térmica para producir un kWh de 8,197.90 kJ/kWh; mientras que, a medida que se tiene una disminución de la carga de operación, el consumo térmico unitario aumenta hasta requerir 8807.56 kJ para producir un kWh, a la carga mínima.

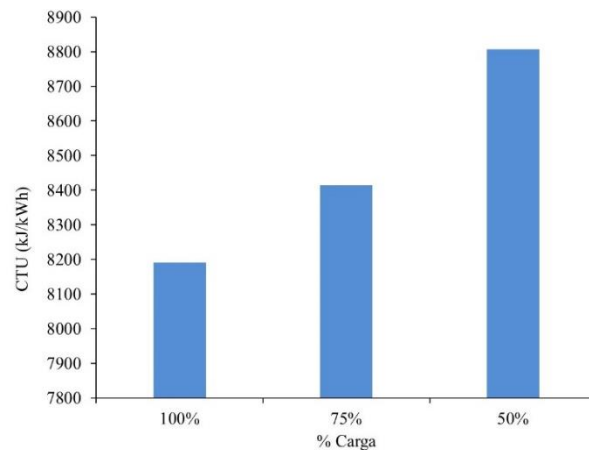


Figura 41. Consumo térmico unitario del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

En la Figura 42 se muestra el comportamiento de la eficiencia térmica del ciclo combinado en función de la variación del factor beta. Se muestra que, las eficiencias térmicas del ciclo combinado híbrido se incrementan a 45.92, 44.95 y 41.45%, a medida que se tiene una disminución del factor beta para el 100, 75 y 50% de carga; en donde, las condiciones de operación de la central de ciclo híbrido corresponden a las figuras rellenas de color negro. El factor beta es posible disminuirlo hasta 2.20, 2.12 y 2.54 y representan los escenarios con los mayores porcentajes de flujo de vapor generado en la CRC, que corresponden al 52, 44, y 25% a las cargas del 100, 75 y 50%, respectivamente. Bajo las condiciones de temperatura y flujo de gases de escape de la turbina de gas utilizada en la central de ciclo combinado híbrido, el factor beta no es posible disminuirlo en mayor grado ya que, se tienen cruces de temperatura en los evaporadores de alta y baja presión, es decir, se tienen diferencias de

temperaturas de Pinch Point negativas. Por otro lado, al aumentar el factor beta es sinónimo de una disminución de la cantidad de flujo de vapor generado por los gases de escape de la TG en en la CRC y, por lo tanto, el flujo de calor suminsitrado en el generador de vapor aumenta teniendo como resultado una caída en la eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido.

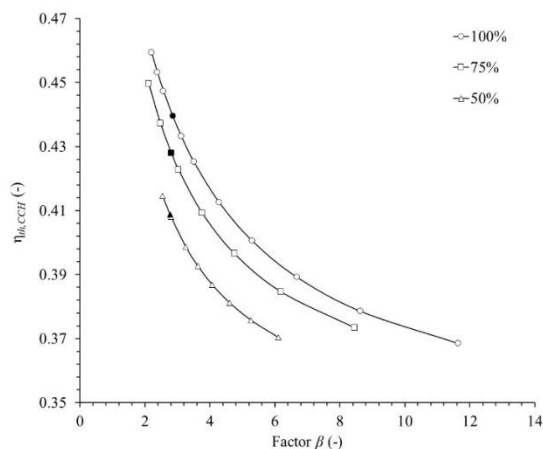


Figura 42. Eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido en función del factor B al 100, 75 y 50% de carga.

La Figura 43 muestra el consumo específico de vapor del ciclo combinado híbrido a las condiciones de 100, 75 y 50% de carga. La menor cantidad de kilogramos de vapor requeridos para producir un kWh se tiene a las condiciones de plena carga con 1.558 kg_v/kWh. Por otro lado, se muestra que, existe un mayor requerimiento de vapor para producir un kWh a medida que disminuye la condición de operación de la central al 75 y 50% con 1.637 y 1.893 kg_v/kWh, respectivamente.

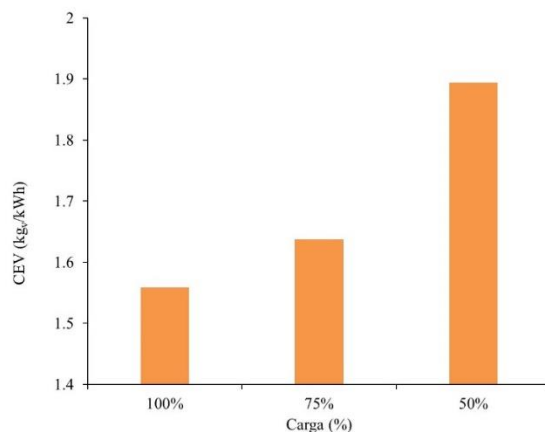


Figura 43. Consumo específico de vapor del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

Así mismo, en la Figura 8 se muestra el consumo específico de combustible a las cargas del 100, 75 y 50%. Las condiciones de operación del ciclo combinado híbrido al 100% muestra que, se requieren 0.1625 kilogramos de combustible para producir un kWh; mientras que, la central de ciclo combinado híbrido al operar bajo condiciones de cargas parciales resulta en tener un incremento de la cantidad de combustible necesario para producir ese mismo kWh; los resultados muestran que, aumenta al 0.1640 kg_{com}/kWh al 75% de carga y a 0.16587 kg_{com}/kWh para el 50% de carga.

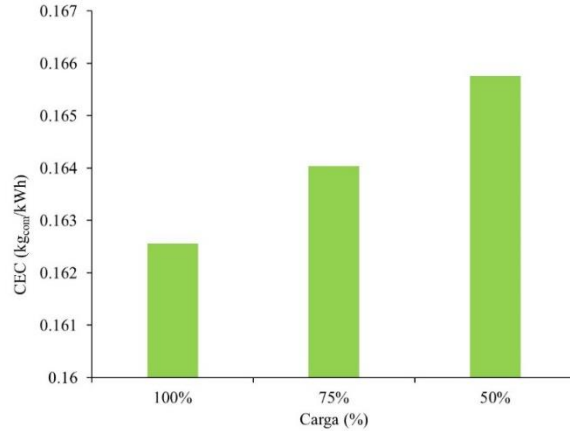


Figura 44. Consumo específico de combustible del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

5.2.2. Análisis exerético

La exergía se define como la máxima cantidad de trabajo obtenido de una corriente de materia, que es llevada desde las condiciones del estado inicial hasta las condiciones del estado muerto. El análisis exerético es una poderosa herramienta que proporciona más información acerca del desempeño de los sistemas térmicos. Generalmente, no toda la cantidad de exergía se aprovecha en los diversos procesos termodinámicos que intervienen en las máquinas térmicas, es decir, parte de esta exergía se pierde, a la cual se denomina irreversibilidades. En la Figura 45 se muestra el diagrama exergía – entalpía del ciclo de la turbina de gas del ciclo combinado híbrido. La exergía de los estados termodinámicos se incrementa a medida que pasa a través de los procesos de compresión y suministro de calor, teniendo la máxima disponibilidad de la energía a la salida de la cámara de combustión, en el estado 3. Posteriormente, en el proceso de expansión, ($g_3 - g_4$), se muestra una disminución de la exergía debido a que, parte de la exergía asociada al calor de los gases de combustión, se convierte en una exergía asociada a la potencia útil del sistema. Los gases de escape que salen de la turbina presentan todavía una disponibilidad de energía, éstos son utilizados como recurso para generar un flujo de vapor de agua en la CRC, desde el estado g_4 hasta g_{14} . Del mismo modo, en la Figura 46 se muestra el diagrama exergía – entalpía del ciclo de vapor del ciclo combinado híbrido. La mayor cantidad de exergía se presenta a las condiciones de entrada de la TVAP, mientras que, la mayor cantidad de energía se tiene a las condiciones de entrada de la TVPI. Además, en la expansión de la TVAP, ($v_{40} - v_{30}$), y las dos primeras expansiones de la TVPI ($v_5 - v_6$ y $v_6 - v_7$) se aprovecha la mayor disponibilidad de energía.

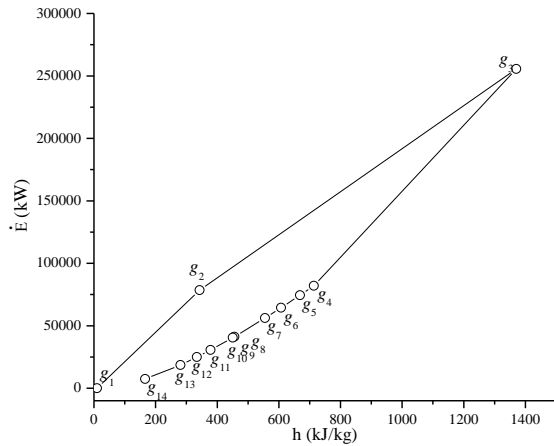


Figura 45. Diagrama exergía entalpía del ciclo de la turbina de gas.

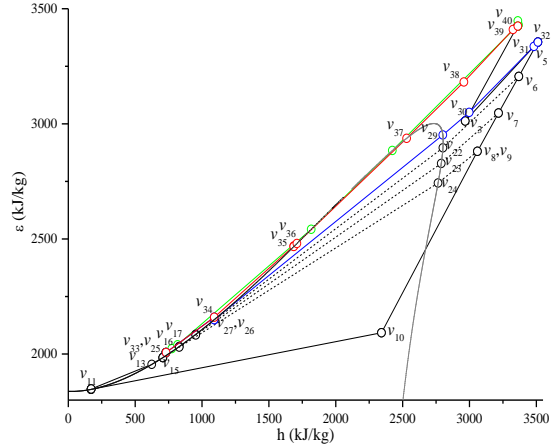


Figura 46. Diagrama exergía entalpía del ciclo de vapor del ciclo combinado híbrido.

La Figura 47 muestra la eficiencia exergética del sistema híbrido a las cargas del 100, 75 y 50%. La mayor eficiencia exergética es del 52.36%, y se tiene a condiciones de operación de plena carga; sin embargo, a medida que la central opera a cargas parciales, la eficiencia exergética comienza a disminuir hasta 50.60% a la condición de 50% de carga.

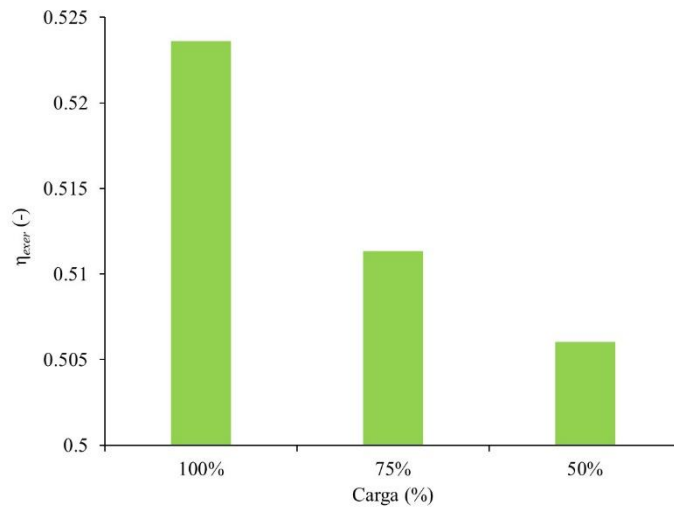


Figura 47. Eficiencia exergética del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

La Figura 48 muestra el diagrama de Grassmann del ciclo combinado híbrido del Valle de México a condiciones de plena carga. El diagrama muestra que, del total de flujo de exergía del combustible, el 47.64% se pierde, debido a las irreversibilidades presentes en cada uno de los procesos de los componentes del sistema. La CC y GV son los equipos en donde se generan las mayores irreversibilidades con el 19.22 y 14.42 %, respectivamente. Mientras que, en los demás equipos se tienen porcentajes de irreversibilidades que se encuentran por debajo del 5%. Por otro lado, el flujo de exergía restante corresponde a la cantidad de energía disponible y que es aprovechada por el sistema, que corresponde al 52.36%. En cuanto a menor carga opera la central, el flujo de energía pérdida disminuye, al pasar del 100% de carga a 75% y 50%, las pérdidas disminuyen 9% y 12%, respectivamente.

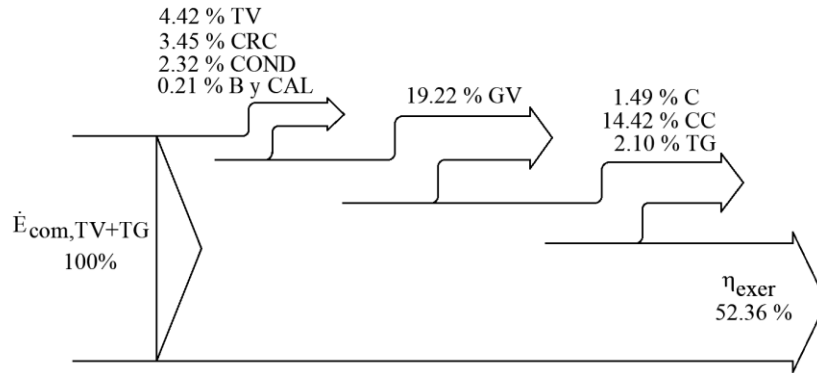


Figura 48. Diagrama de Grassmann de la planta de potencia híbrida del Valle de México a plena carga.

Finalmente, en la Figura 49 se muestra el flujo de exergía suministrado por el combustible y el flujo total de irreversibilidades del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50 % de carga. El flujo de exergía del combustible disminuye a medida que se tiene una menor carga, debido a que el número de turbinas de gas que entran en operación también disminuyen. Además, el flujo total de irreversibilidades también refleja una disminución con respecto a la carga; sin embargo, éstas presentan un mayor porcentaje en cada carga, es decir, el flujo de irreversibilidades a 75% de carga es de 395.87 MW y representa un 48.86 % del flujo total de exergía del combustible a dicha carga. Para una carga del 50 % se muestra que, existe un flujo de irreversibilidades de 276.39 MW, lo que representa el 49.39 % de exergía destruida del flujo de exergía del combustible. Esto quiere decir que, a medida que la central de ciclo combinado híbrido opera a una menor carga, la eficiencia exergética tiene una disminución con valores de 52.36, 51.13 y 50.60 % al 100, 75 y 50% de carga.

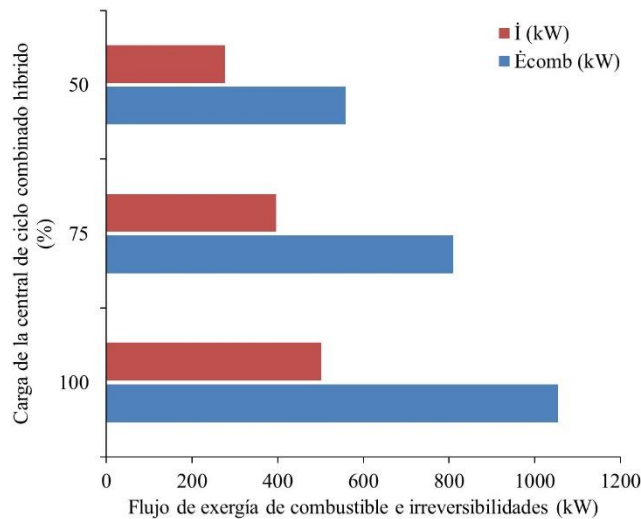


Figura 49. Flujo de exergía e irreversibilidades del ciclo combinado híbrido al 100, 75 y 50% de carga.

Análisis de costos nivelados

La ONU adoptó dos acuerdos de gran importancia en 2015: El acuerdo de París y la agenda 2030 para el desarrollo sostenible. Los gobiernos acordaron un objetivo a largo plazo, el delimitar el aumento de la temperatura promedio mundial menor de 2 °C (Roehrkasten, Thielges, & Quitzow, 2016). El acuerdo exige que las emisiones globales de gases de efecto invernadero no alcancen su máximo nivel lo antes posible, reconociendo que esto llevará más tiempo para los países en desarrollo y para una rápida reducción de las emisiones. Las Naciones Unidas han incluido por primera vez, la energía en sus objetivos de desarrollo sostenible, que exigen una mayor aceleración de despliegue de energía renovable. Dos tercios de las emisiones globales de gases de efecto invernadero (GEI) provienen de la producción y el consumo de energía, lo que coloca al sector de la energía en el centro de los esfuerzos para combatir el cambio climático y el éxito de estos acuerdos internacionales dependerá de una rápida transición del sistema energético mundial (Halsnæs & Garg, 2011). La economía del mundo enfrenta el complejo desafío de enfrentar el cambio climático y al mismo tiempo, garantizar el progreso social y económico de sus poblaciones. En este contexto, el grupo de los veinte países (G20), el cual, es un foro crítico para la gobernanza económica global, tiene la prerrogativa de establecer la agenda para una transición energética global (IASS, 2018).

Los países miembros representan el 86% del producto interno bruto, el 85% de la demanda mundial de energía y el 84% de las emisiones globales de GEI del sector energético (IEA, 2016), (IMF, 2017), (IRENA, 2017). La rápida transición de los sistemas de energía en los países del G20 está tomando forma y en este contexto, los costos jugarán un papel importante en la determinación de los niveles de inversión requeridos en todo el sistema de energía. Las tecnologías y las finanzas son fuertes determinantes de los futuros caminos sociales. Los costos son un indicador vital para la planificación y la toma de decisiones de los gobiernos de todo el mundo, debido a esto, es necesario investigar los costos de generación de energía, esto implica estimar el costo nivelado de energía, LCOE por sus siglas en inglés (Levelized Cost of Energy), para diferentes tecnologías de generación y almacenamiento de energía, para cada uno de los países miembro del G20 y para la situación en un futuro próximo. También se consideran a los costos, debido a las externalidades como: emisiones de GEI, daños a la salud, entre otros.

En México, la Secretaría de Energía (SENER) y la actual administración federal han definido como prioridad la transición energética hacia una generación y consumo más limpios (SENER, 2012). Para lograrlo, se ha impulsado la creación de un nuevo marco normativo que facilite la difusión de información estratégica y fomente la colaboración entre el gobierno federal y el sector privado. Los beneficios esperados incluyen la mitigación de la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) y la diversificación de la matriz de generación de energía eléctrica, lo que contribuirá a mejorar la seguridad energética del país. El mercado para el balance de potencia busca establecer señales de precios que reflejen las condiciones de escasez o exceso de capacidad de generación en el Sistema Eléctrico Nacional, con el fin de incentivar el desarrollo de nueva capacidad de generación que satisfaga la demanda bajo condiciones de suficiencia y seguridad en el despacho (CENACE, 2016).

El Costo nivelado de energía (LCOE) es la estimación de dinero en que se incurre para que una planta de generación eléctrica en particular produzca una cantidad estándar de electricidad (kWh o MWh) durante su vida útil (vida económica del equipo). También, se conoce como una metodología popular para evaluar la competitividad económica de la tecnología de generación de electricidad a largo plazo.

El enfoque LCOE toma en cuenta los principales componentes de costos, tales como: costos de inversión, operación y mantenimiento, combustible y costos de desmantelamiento. A pesar de las críticas sobre el uso de LCOE como indicador de precios, el análisis basado en el enfoque LCOE puede proporcionar indicaciones importantes para tomar decisiones racionales de inversión (IEA & NEA, 2015), (Román & Douglas, 2012).

$$\text{LCOE} = \frac{\text{Costo del ciclo de vida}}{\text{Producción de energía durante la vida útil}} \quad (184)$$

LCOE depende fundamentalmente de tres parámetros: Los costos de capital (CAPEX), los costos de operación (OPEX), y la producción anual de energía (PAE). Como regla general, cualquier elemento o servicio que tenga que hacerse al principio del proyecto y no vuelva a repetirse es CAPEX y todos aquellos que se repitan periódicamente a lo largo del contrato son OPEX. Si a lo largo del modelo tienes que añadir desembolsos excepcionales no repetitivos para mejorar/aumentar el desempeño, reduce gastos OPEX o alargar la vida de los activos de inversión también serían CAPEX (Andres, MacGillivray, Roberts, Guanche, & Jeffrey, 2017). LCOE sigue siendo una herramienta robusta, ya que ofrece varias ventajas como una métrica de décadas y tipos de tecnología, además proporciona una amplia flexibilidad para incorporar muchos factores y parámetros para proporcionar perspectivas de costos integrales.

Hay muchas organizaciones que estiman los valores de LCOE anualmente: BNEF que analizan el LCOE para las diferentes tecnologías de generación de energía (BNEF, 2015) y Lazard que determinan el LCOE de todas las tecnologías en el sector de la energía de los EE. UU (LAZARD, 2016). Considerando que IRENA estima los costos de generación de energía renovable en todo el mundo de forma periódica (IRENA, 2017). Del mismo modo, la IEA con su informe anual más importante de la perspectiva mundial de la energía (IEA, 2016) tiene proyecciones a largo plazo de LCOE hasta 2050 para las diferentes tecnologías de generación de energía. Además, varias organizaciones gubernamentales han desarrollado modelos LCOE personalizados para sus respectivos países; sin embargo, hay una gran variación en la consideración de las externalidades y otros parámetros. Aunque el LCOE es una técnica bien desarrollada y estándar para evaluar la economía del sector energético, los autores abordan la formulación del modelo de varias maneras, a fin de garantizar que, el modelo coincida con los objetivos de investigación y la disponibilidad de datos. Se han realizado esfuerzos previos para integrar los costos sociales y ambientales de la generación de energía como parte de las estimaciones de LCOE (Foster, Wagner, & Bratanova, 2014). En la Figura 50 se muestra el costo nivelado de algunas tecnologías generadoras de energía (LAZARD, 2016).

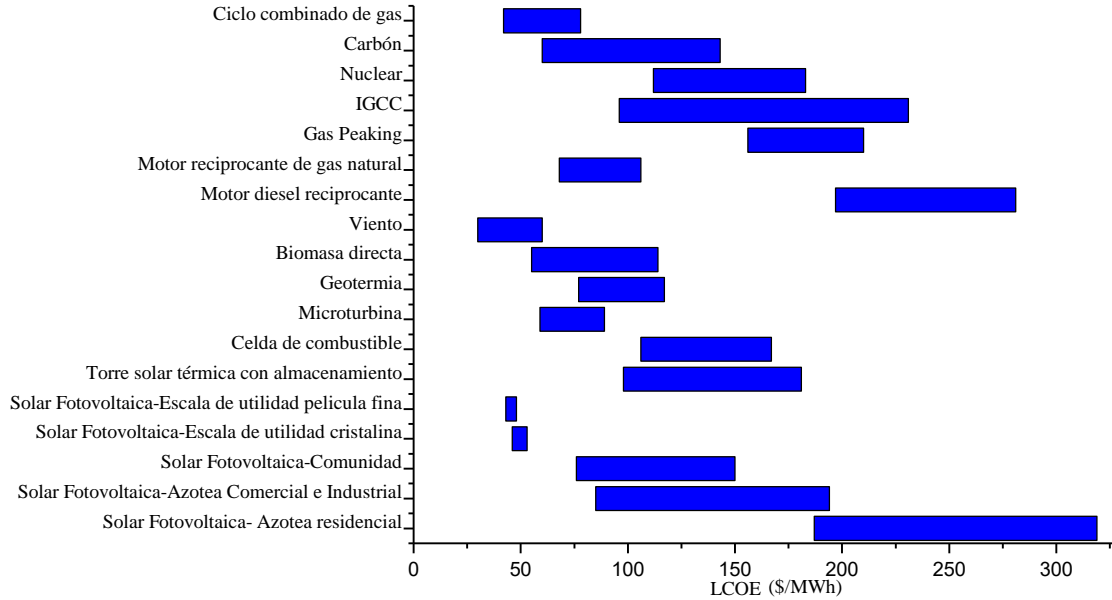


Figura 50. Comparación del costo nivelado de energía entre diferentes tipos de tecnologías.

Como se menciona anteriormente, existen diferentes métodos para obtener el LCOE. La propuesta por CENACE es la que se emplea en este trabajo; sin embargo, no se consideran costos por desmantelamiento. El LCOE es la suma del costo nivelado por inversión, por combustible y por operación y mantenimiento, (Guillen Navarrete, 1998), (CENACE, 2016).

$$\left(\frac{\$}{kWh}\right)_{Total} = \left(\frac{\$}{kWh}\right)_{inversión} + \left(\frac{\$}{kWh}\right)_{combustible} + \left(\frac{\$}{kWh}\right)_{operación\ y\ mantenimiento} \quad (185)$$

6.1 Parámetros de desempeño del ciclo híbrido

Dentro de las inversiones se deben considerar máquinas y equipos, montaje, construcción de la infraestructura de BOP (Balance Of Plant), propios, financieros, y de conexión a la red. La siguiente expresión se utiliza para determinar el costo nivelado por concepto de inversión.

$$\left(\frac{\$}{kWh}\right)_{inversión} = \frac{I_T \cdot FPV_{construcción}}{FVPT [kW_{N,sitio} (1 - \%AUX) - kW_p] 8760h \cdot FP \cdot FNC} \quad (186)$$

donde

FP ; factor de planta.

FNC ; factor de nivelación de capacidad.

I_T ; inversión total.

kW_N ; capacidad nominal de la central.

kW_p ; capacidad perdida.

$FVPT$; factor de valor presente.

$\%AUX$; porcentaje de auxiliares.

$FVP_{construcción}$; factor de valor presente de construcción.

8760 h; horas de un año

Donde el FP es la relación entre la energía generada en un periodo y la que se generaría a capacidad nominal en el mismo periodo, y el FNC es la relación entre la capacidad neta en el año “ t ” y la capacidad neta total.

El costo unitario de inversión difiere según el tipo de central, del número de unidades y de la capacidad por unidad. En la Tabla 19 se presentan los costos de inversión reportador por el COPAR (Costos y Parámetros de Referencia) para los proyectos de inversión en el sector eléctrico 2015. Y ésta se obtiene con la siguiente ecuación.

$$I_T = CD + CI \quad (187)$$

donde

CD ; Costos directos.

CI ; Costos indirectos.

Sin embargo, la inversión total se puede estimar de otra forma

$$I_T = (\text{Costo unitario de inversión})(\text{generacion de la central}) \quad (188)$$

El factor de valor presente de construcción, FVP_{constr} , se obtiene a partir del plan de inversión de la Tabla 20

$$FVP_{constr} = \sum_{t=-N}^{-1} \frac{I_t}{I_T} (1+i)^{-t} \quad (189)$$

Donde

I_t ; monto de inversión en el año “ t ”

I_T ; inversión total

i ; tasa de interés

t ; año de construcción en el que se hace el desembolso “ I_t ”

N ; número de periodos de la etapa de construcción.

Tabla 20. Costo unitario de inversión.

<i>Central</i>	<i>Número de unidades</i>	<i>Capacidad por unidad (MW)</i>			<i>USD/kWh</i>		
		<i>Bruta</i>	<i>Neta</i>	<i>ISC</i>	<i>ISC+ADP</i>	<i>CAIO 10%</i>	
<i>Termoeléctrica convencional con desulfurador y equipo para control de partículas</i>	2	350	333.7	1091	1309	1531	
	2	160	149.8	1339	1607	1861	
	2	80	75	1682	2018	2342	
<i>Turbogás aeroderivada (gas)</i>	1	44.7	43.6	883	1059	1111	
	1	103.5	100.5	886	1063	1122	
	1	88.8	87.8	629	755	792	
	1F	186.5	184.5	478	573	605	
<i>Turbogás industrial (gas)</i>	1G	275.6	272.7	412	495	522	
	1H	280.4	277.6	408	490	517	
	1J	319	315.7	425	510	538	
<i>Turbogás aeroderivada (diésel)</i>	1	42.3	41.6	862	1035	1085	
	1AX1	114.4	110.8	1170	1404	1598	
	1FX1	285.7	278.3	695	834	951	
	2FX1	575.1	559.9	673	807	927	
	3FX1	864.6	841	670	805	921	
	1GX1	408.5	396.2	647	777	880	
	2GX1	823.8	798	654	785	899	
	1HX1	413.4	402.2	637	765	866	
	2HX1	833.6	809.9	643	772	884	
	1JX1	460.9	447.6	639	767	879	
<i>Ciclo combinado (gas)</i>	2JX1	929.7	901.7	637	764	875	
	1	44	42.4	2255	2706	3144	
	3	3.6	3.3	2467	2960	3263	
	2	350	332.5	1160	1392	1700	
<i>Carboeléctrica sin desulfurador</i>	2	350	332.5	1160	1392	1700	
<i>Carboeléctrica supercrítica sin desulfurador</i>	1	700	670.3	1188	1425	1782	

<i>Carboeléctrica supercrítica con desulfurador</i>	1	700	659.8	1412	1695	2119
<i>Nuclear ABWR</i>	1	1400	1351	3256	3983	6281
<i>Nuclear AP1000</i>	1	1200	1107	3890	4746	6557
<i>Geotérmica Cerro Prieto</i>	4	27	25	1916	2261	2530
<i>Geotérmica Los Azufres</i>	4	26.6	25	1543	1821	2038
<i>P.H. El Cajón</i>	2	375	373.1	1010	1173	1487
<i>P.H. Chicoasén II</i>	3	81.2	80	1482	1586	1901
<i>P.H. Chiapas (Angostura II)</i>	3	35.5	35	2561	2891	3389
<i>Eólica clase de viento 6</i>	50	2	2	1732	1836	2016
<i>Eólica clase de viento 7</i>	50	2	2	1732	1836	2016
<i>Solar fotovoltaica</i>	1	60	59.9	1900	2128	2353

Fuente: CENACE 2016.

ISC: costo de ingeniería, suministro y construcción

ADP: costo de administración del propietario

CAIO: costo actualizado al inicio de la operación

Tabla 21. Programa de inversión.

Central	Unidades	Capacidad (MW)		Programa de inversiones (%) años de construcción								FVP	Número de meses			
		Bruta	Neta	8	7	6	5	4	3	2	1		INV	CON	Total	
Termoeléctrica convencional	2	350	333.7				0.0	1.8	25.5	55.2	17.5	1.1694	12	39	51	
	2	160	149.8					0.1	16.1	63.7		1.1579	12	36	48	
	2	80	75					0.1	19.2	62.6		1.1603	12	33	45	
Turbogás aeroderivada (gas)	1	44.7	43.6							0.0	100	1.0486	6	10	16	
	1	103.5	100.5							0.1	99.9	1.0558	6	12	18	
	1	88.8	87.8							0.0	100	1.0486	6	10	16	
	1F	186.5	184.5							0.1	99.9	1.0558	6	12	18	
Turbogás industrial (gas)	1G	275.6	272.7							0.1	99.9	1.0558	6	12	18	
	1H	280.4	277.6							0.1	99.9	1.0558	6	12	18	
	1J	319	315.7							0.1	99.9	1.0558	6	12	18	
Turbogás aeroderivada	1	42.3	41.6							0.0	100	1.0488	6	10	16	
	1AX1	114.4	110.8						0.1	82.2	17.7	1.1379	12	24	36	
	1FX1	285.7	278.3					0.0	2.3	79.3	18.4	1.1410	12	27	39	
	2FX1	575.1	559.9					0.1	9.4	72.0	18.5	1.1489	12	30	42	
	3FX1	864.6	841					0.1	7.1	73.0	19.9	1.1446	12	30	42	
	1GX1	408.5	396.2					0.0	2.5	73.1	24.4	1.1331	12	27	39	
Ciclo combinado (gas)	2GX1	823.8	798					0.1	8.0	72.1	19.9	1.1455	12	30	42	
	1HX1	413.4	402.2					0.0	2.5	73.1	24.4	1.1331	12	27	39	
	2HX1	833.6	809.9					0.1	8.0	72.1	19.9	1.1455	12	30	42	
	1JX1	460.9	447.6					0.1	8.0	72.1	19.9	1.1455	12	27	42	
	2JX1	929.7	901.7					0.1	8.0	72.1	19.9	1.1455	12	30	42	
	1	44	42.4						0.0	4.3	85.7	10.0	1.1618	12	27	39
Combustión interna	3	3.6	3.3							0.1	51.2	48.7	1.1023	12	20	32
	2	350	332.5				0.1	4.1	52.3	36.4	7.1	1.2210	12	42	54	
Carboeléctrica sin desulfurador	1	700	670.3				0.1	11.6	58.8	25.7	3.9	1.2502	12	45	57	
Carboeléctrica supercrítica sin desulfurador	1	700	659.8				0.1	11.6	58.8	25.7	3.9	1.2502	12	45	57	
Carboeléctrica supercrítica c/desulfurador	1	700	659.8				0.1	11.6	58.8	25.7	3.9	1.2502	12	45	57	
Nuclear ABWR	1	1400	1351	0.1	14.8	17.9	20.3	19.9	10.5	6.9	0.8	1.5769	12	96	108	
Nuclear AP1000	1	1200	1107		0.1	8.9	14.8	36	26.5	12.8	0.8	1.3816	12	72	84	
Geotérmica/Cerro Prieto	4	27	25					0.0	2.5	60.2	37.3	1.1192	12	28	40	

<i>Geotérmica Los Azufres</i>	4	26.6	25			0.0	2.5	60.2	37.3	1.1192	12	28	40
<i>P.H. El Cajón</i>	2	375	373.1	0.5	6.1	21.7	34.5	29.7	7.5	1.2673	12	52	64
<i>P.H. Chicoasén II</i>	3	81.2	80		0.9	13.5	21.9	45.5	18.3	1.1993	12	43	55
<i>P.H. Chiapas (Angostura II)</i>	3	35.5	35			1.0	36.2	33.3	29.6	1.1724	12	36	48
<i>Eólica clase de viento 7</i>	50	2	2				0.3	44.4	55.3	1.0981	12	24	36
<i>Solar fotovoltaica</i>	1	60	59.9				0.3	50	49.7	1.1057	12	24	36

Fuente: CENACE 2016

El factor de valor presente total $FVPT$, de recuperación de capital está en función de la tasa de interés, i , y del número de periodos del horizonte de planeación, n , y se expresa de la siguiente manera

$$FVPT = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^{n-1}} \quad (190)$$

Para determinar la capacidad nominal en el sitio, se aplican factores de corrección que consideran la temperatura promedio anual y la altitud en el lugar:

$$kW_{N,sitio} = kW_N FC_{Temp} FC_{Altitud} \quad (191)$$

El porcentaje de auxiliares o usos propios (% AUX), para una central de ciclo combinado con 3 turbinas de gas y 1 de vapor es de 2.9% y el factor de planta de 0.8 (CENACE, 2016). Si la central no opera en forma escalonada, se tiene un factor de nivelación de capacidad de 1.

$$FNC = \frac{i(1+i)^{n-1} \sum_{t=0}^{n-1} kW_{netat} (1+i)^{-t}}{(1+i)^n - 1 kW_{netat}} = 1 \quad (192)$$

donde

kW_{netat} ; capacidad neta en el año “t”

kW_{netat} ; capacidad neta total de las unidades evaluadas

6.2 Costo de combustible

Dentro de las inversiones se deben considerar máquinas y equipos, montaje, construcción de la infraestructura de BOP (Balance Of Plant), propios, financieros, y de conexión a la red. La siguiente

El costo nivelado del kWh por concepto de combustible se expresa de la siguiente manera:

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{\text{combustible}} = CTU_{N,sitio} CNC \quad (193)$$

Donde

CTU_{neto} ; consumo térmico neta (kJ/kWh)

CNC ; costo nivelado del combustible (\$/kJ)

El consumo térmico unitario neto en sitio se puede obtener a partir del consumo térmico unitario neto y el factor de corrección por temperatura.

$$CTU_{N,sitio} = CTU_{neto} FC_{Temp} \quad (194)$$

Otra forma de obtener el consumo térmico unitario neto en sitio, es por medio de la eficiencia neta en sitio

$$\eta_{N,sitio} = \frac{3600 \text{ kJ/kWh}}{CTU_{N,sitio}} \quad (195)$$

En cuanto al costo nivelado del combustible, CNC, se tiene que multiplicar el precio actual del combustible, CAC, por el factor de nivelación del costo del combustible, FNCC.

$$CNC = CAC (FNCC) \quad (196)$$

El factor de nivelación del combustible se puede formular de la siguiente manera:

$$FNCC = \frac{1 + \sum_{j=1}^n V_f (1+i)^{-j}}{1 + \sum_{j=1}^n (1+i)^{-j}} \quad (197)$$

Donde

j ; año

i ; interés

n ; horizonte de planeación

V_f ; aumento del costo de combustible

Se considera que el horizonte de planeación para un ciclo combinado sea de 30 años (Tabla 20). También se considera que, el costo del combustible aumentará en términos reales el 2% anual durante los primeros 10 años, 3% en los 10 años siguientes y 4% en los restantes.

6.3 Costo de operación y mantenimiento

Los costos de operación se dividen en costos fijos y costos variables. Los costos fijos abarcan los gastos de mano de obra asociados a la operación y el mantenimiento. Los costos variables, por otro lado, comprenden el costo de los combustibles y otros gastos no relacionados con combustibles, que dependen del tipo de combustible utilizado e incluyen lubricantes, repuestos y mano de obra. Debido a que el costo del combustible suele ser elevado, a menudo se presenta de manera separada. A continuación, se detalla la metodología para calcular los costos de operación y mantenimiento (O&M) y los costos de combustible:

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{\text{operación y mantenimiento}} = \frac{CF}{kWh_{\text{neto}}} + CV \quad (198)$$

donde

CF : costo fijo

CV : costo variable

kWh_{neto} : capacidad neta

Capacidad neta

El costo fijo y variable unitario de operación y mantenimiento se presenta en la Tabla 21 para diferentes centrales de diferente capacidad. Entonces, el costo fijo y variable para una central de cualquier potencia se expresa de la siguiente manera

$$CF = h(kW_{central})(CF_{unitario}) \quad (199)$$

6.4 Cálculo de las externalidades de la generación de electricidad

El calentamiento global, causado por la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera, representa el indicador más significativo del cambio climático. Frente a estos desafíos, los gobiernos están adoptando medidas correctivas. La identificación de las fuentes de gases de efecto invernadero destaca al sector de generación de energía eléctrica como un actor clave, debido a sus emisiones de dióxido de carbono (CO₂) derivadas, principalmente, del uso de combustibles fósiles. Una de las soluciones planteadas para abordar esta situación es incrementar la utilización de energías renovables en la generación eléctrica (Dudley, 2018); no obstante, su implementación supone costos elevados.

Desde los años setenta, el interés global en los impactos ambientales generados por el sector energético ha crecido considerablemente, ya que en la mayoría de los proyectos solo se toman en cuenta los costos directos, omitiendo los efectos adversos sobre el bienestar social y el medio ambiente. Este contexto ha motivado a organismos a evaluar los costos externos o externalidades de diferentes tecnologías de generación de electricidad, como lignito, carbón, petróleo, gas natural, solar, hidroeléctrica, biomasa, eólica y nuclear, con el propósito de realizar comparaciones adecuadas. Es relevante mencionar que los costos externos o externalidades surgen cuando las actividades económicas y sociales de un grupo generan impactos negativos en otro, el cual recibe una compensación parcial o nula por los efectos sufridos (AlRafea, Elkamel, & Abdul-Wahab, 2016).

Las externalidades o costos externos son aquellos gastos asociados a efectos sobre la salud, el medio ambiente y los materiales que se generan a partir de las actividades de la cadena de producción de electricidad, pero que no están incluidos en el precio que los consumidores pagan por esta energía. Como resultado, estos costos recaen sobre la sociedad en general. Para evaluar los impactos de la generación de electricidad, es fundamental considerar no solo el proceso de generación en sí, sino todo el ciclo de vida del combustible empleado en la planta, desde su extracción hasta el desmantelamiento de la instalación.

Cada etapa del ciclo del combustible ocasiona daños ambientales debido a emisiones de sustancias como NO_x, SO₂, partículas, compuestos orgánicos volátiles, CO₂ y CH₄. Los impactos de estas emisiones incluyen el calentamiento global, pérdida de áreas verdes, acidificación, contaminación de suelos y agua, agotamiento de recursos hídricos, alteraciones de hábitats, extinción de especies y cambios en el paisaje natural. En cuanto a la salud humana, estos efectos pueden traducirse en enfermedades agudas y crónicas, así como en mortalidad, debido principalmente a la exposición a dióxido de azufre, sulfatos, nitratos y partículas de hidrocarburos aromáticos. Además, existen otros impactos como accidentes laborales y los daños ocasionados por el ruido (Sánchez Hernández, Porras Loaiza, & Gutiérrez Ramírez, 2009).

Las externalidades provenientes de la generación de electricidad, reportadas por el proyecto Cost Assessment for Sustainable energy systems (CASES) de la Comisión Europea (CEPAL, 2008) se muestran en la Tabla 22, estos costos se deberían sumar a los costos de inversión, combustible, así como operación y mantenimiento, elevando el costo que tiene producir un kWh de electricidad (AlRafea, Elkamel, & Abdul-Wahab, 2016).

Tabla 22. Externalidades de la generación eléctrica en la Comisión Europea. (Sánchez Hernández, Porras Loiza, & Gutiérrez Ramírez, 2009)

Concepto	Planta nuclear		Planta con combustóleo		Planta con carbón		Ciclo combinado		Central hidráulica		Central eólica	
	USD/kWh	%	USD/kWh	%	USD/kWh	%	USD/kWh	%	USD/kWh	%	USD/kWh	%
Salud humana	0.21	73	2.47	75	1.73	40	0.58	30	0.08	75	0.10	74
Ambiente	0.02	6	0.24	7	0.22	5	0.10	5	0	5	0.01	6
Radionúclidos	0.003	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GEI	0.06	20	0.60	18	2.37	55	1.24	64	0.02	20	0.03	21
Total	0.30	100	3.31	100	4.32	100	1.92	100	0.11	100	0.14	100
	15		172		225		100		5		7	

Los valores reportados por la ONU son parecidos a lo que se han reportado en otros trabajos de divulgación científica: los costos por salud humana y cambio climático para un ciclo combinado de 2015 a 2050 se reportan de 0.002 – 0.003 USD/kWh y 0.0144 – 0.041 USD/kWh, respectivamente (García-Gusano, Robert Istrate, & Iribarren, 2018). En diciembre de 2012, el Diario Oficial de la Federación publicó la metodología para valorar las externalidades vinculadas a la generación de electricidad en México. Como resultado, en 2013 la SENER informó a la Comisión Federal de Electricidad (CFE) los valores de externalidades que deben emplearse (SENER, 2016). Dichos valores se aplicarán en los siguientes ámbitos:

- Programa de Obras de Inversión del Sector Eléctrico, a partir de 2014.
- Evaluación económica de proyectos de inversión, a partir del ejercicio fiscal 2014.
- Despacho de las unidades del sistema eléctrico destinado a servicio público a partir de diciembre de 2013.

En plantas de potencia se incorporan dos tipos de externalidades en el proceso: emisiones de CO₂ y costos de desmantelamiento de la central (Gómez & Palacios, 2007); sin embargo, se considera provisional. Diferentes investigadores han realizado el análisis de costos nivelados a diferentes centrales, reportando costos de generación para la Central Agua Prieta II y Valle de México con 500 \$/MWh y 480 \$/MWh, respectivamente; esta diferencia se debe a las diferencias en los parámetros de evaluación: Potencia, Consumo Térmico Unitario, temperatura y presión atmosférica, entre otros (Celis, 2013). Mientras, otros autores han hecho comparaciones de ciclos combinados y una planta de calefacción, presentando 6.03 ¢USD/kWh y 2.89 ¢USD/kWh, respectivamente (Nian, Sun, & Ma, 2016).

A continuación, se realiza el cálculo del costo nivelado de la central del Valle de México en modo híbrido, donde se emplean valores reportados COPAR en 2015. Se sigue la metodología descrita anteriormente, y se toman las ecuaciones del análisis termodinámico. La central genera una potencia de 552 MW, la vida útil de la central se considera de 30 años y el programa de inversión se toma del presupuesto por COPAR (Tabla 20).

Se obtiene el costo unitario de inversión para una central de ciclo combinado de 552 MW. Con base a la Tabla 19, el costo unitario es de 604.5089 USD/kWh y 4.8355×10^9 kWh. Aplicando la ecuación (181) se obtiene la inversión total:

$$I_T = 604.5089 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} (4.8355 \times 10^9 \text{ kWh}) = 2.9231 \times 10^{12} \text{ USD}$$

El factor de valor presente de construcción se obtiene aplicando la ecuación (182), donde se considera una tasa de interés del 10% ($i = 10\%$) y el número de periodos y años de construcción son los reportados en la Tabla 19.

$$FVP_{constr} = (0.001)(1+0.10)^{-4} + (0.071)(1+0.10)^{-3} + (0.73)(1+0.10)^{-2} + (0.199)(1+0.10)^{-1} = 1.1981$$

Así también, el Factor de valor presente total se determina con la ecuación (183), el interés es el mismo valor ($i = 10\%$) y una vida útil de la central de 30 años (Tabla 20) se tiene:

$$FVPT = \frac{(1+0.10)^{30} - 1}{0.10(1+0.10)^{30-1}} = 10.3696$$

La capacidad nominal de la central es 552000 kW, para obtener la capacidad nominal en sitio se debe corregir por altitud (0.9836) y temperatura promedio (1.0419) (CFE, 2005). Aplicando la ecuación (204) se tiene

$$kW_{N,sitio} = 552,000 \text{ kW} (1.0419)(0.9836) = 565696.6877 \text{ kW}$$

- El porcentaje de auxiliares (% AUX) para aun ciclo combinado se estima en 2.9%
- El factor de planta (FP) es de 0.8
- Se puede o no considerar pérdidas de flujo de energía (kW)

Dado que la central no entra en forma escalonada se tiene un factor de nivelación de generación (FNC) de 1. Una vez obtenidos los parámetros anteriores, se sustituyen en la ecuación (179) para determinar el costo nivelado de inversión

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{inversión} = \frac{(2.9231 \times 10^{12} \text{ USD}) 1.1981}{10.3696 [565696.6877 \text{ kW} (1 - 0.03) - 0] 8760h (0.8) (1)} = 0.01253 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$

Para determinar el costo nivelado del combustible se emplea la ecuación (188); donde el consumo térmico unitario nominal en sitio se obtiene a partir de la eficiencia térmica (sin considerar perdidas) de la central, la cual al operar al 100% de carga tiene un valor de 42.41%, el consumo térmico unitario evaluado en sitio se expresa de la siguiente manera.

$$CTU_{N,sitio} = \frac{3600 \text{ kJ/kWh}}{0.4395} = 8191.1263 \frac{\text{kJ}}{\text{kwh}}$$

El costo actual del combustible (CAC) para este año en curso se toma de 4.80563×10^{-6} USD/kJ (CRE, 2019). El factor de nivelación del combustible se obtiene con la ecuación (190). Se considera que el horizonte de planeación par aun ciclo combinado sea 30 años (Tabla 20), así también, se considera

que el costo del combustible aumentará en términos reales de 2% anual durante los primeros 10 años, 3% en los 10 años siguientes y 4% en los restantes.

$$FNCC = \frac{1 + \sum_{j=1}^{30} V_f (1+0.10)^{-j}}{1 + \sum_{j=1}^{30} (1+0.10)^{-j}} = \frac{1+18.7716}{1+9.4269} = 1.8962$$

El costo nivelado del combustible se tiene al aplicar la ecuación (189):

$$CNC = CAC (FNCC) = 6.06911E^{-06} \frac{\text{USD}}{\text{kJ}} (1.8962) = 1.5083E^{-05} \frac{\text{USD}}{\text{kJ}}$$

Sustituyendo los valores antes obtenidos se sustituyen en la ecuación (186) y se tiene el costo nivelado del combustible:

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{\text{combustible}} = 8191.1263 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \left(1.15083E^{-05} \frac{\text{USD}}{\text{kJ}} \right) = 0.094266 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$

El costo nivelado por concepto de operación y mantenimiento se determina mediante la ecuación (191), en donde están implícitos los costos fijos, costos variables y potencia neta de la central. Estos valores se toman de la Tabla 21, se multiplican por la potencia de la central y las horas que tiene un año, ecuación, (192).

$$CF = (552 \text{ MW})(8760h) \left(16.367 \frac{\text{USD}}{\text{MWh}} \right) = 7.914296 \times 10^7 \text{ USD}$$

$$CV = 0.00288 \frac{\text{USD}}{\text{MWh}}$$

La potencia neta del ciclo se obtiene sustituyendo valores en la siguiente ecuación, este valor es necesario para obtener el costo nivelado de inversión y de operación y mantenimiento.

$$kW_{\text{neto}} = [565696.6877 \text{ kW}(1-0.03) - 0]8760h(0.8)(1) = 3.84547 \times 10^9 \text{ kWh}$$

Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente en la ecuación (191):

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{\text{operación y mantenimiento}} = \frac{7.914296 \times 10^7 \text{ USD}}{3.84547 \times 10^9 \text{ kWh}} + 0.00288 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 0.0234608 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$

Se suman los tres costos nivelados obtenidos:

$$\left(\frac{\$}{kWh} \right)_{\text{Total}} = 1.2533 \times 10^{-2} \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} + 9.4266 \times 10^{-2} \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} + 2.34608 \times 10^{-2} \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} = 0.13026 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$

Se tiene que el costo nivelado de la generación de electricidad por MWh es de 130.026 dólares por MWh, comparado con el costo reportado en la Figura 50, el costo del ciclo combinado en modo híbrido es mayor. Es decir, que operar la central en modo híbrido no es rentable, ya que si se operará en modo ciclo combinado saldría más barato generar un kWh.

6.5 Comparación de los costos de generación de energía a diferentes cargas parciales

El operar la central a diferente carga, trae consecuencias ambientales, así como de desempeño. Por tal motivo, se determina el costo nivelado de energía de la central al operar a 75% y 50%, dando lugar a un aumento del costo.

La Figura 51 muestra el costo nivelado de energía eléctrica conforme el costo del gas natural al paso de los años. Donde se muestra que al operar la central al 50% de carga, el costo del kWh es 0.13129 USD/kWh, comparado con el costo al operar al 100% de carga, 0.13033USD/kWh, el costo aumenta 0.74%. Esto se debe a que el desempeño de la central se ve afectada. también, se muestra que el costo nivelado por kWh para el año 2040 va a aumentar hasta 0.19220 USD al operar al 100% de carga y puede llegar a costar 0.19783 USD al operar al 50% de carga.

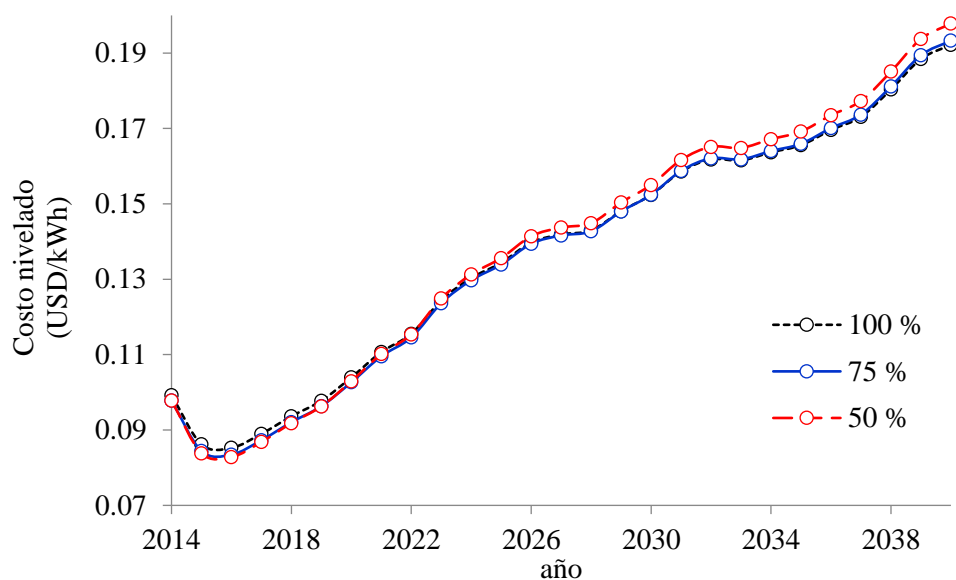


Figura 51. Costo nivelado de generación de energía eléctrica.

Por otra parte, los costos debido a las externalidades no son considerados en el costo de la electricidad, y sólo algunos autores han determinado los costos por daños a la salud, ambiente y GEI. Por tal motivo, se realiza una estimación del costo nivelado de energía eléctrica considerando los costos por externalidades reportadas por el proyecto Cost Assesment for Sustainable Energy Systems (CASES) de la Comisión Europea (CEPAL, 2008). La Figura 52 muestra el costo nivelado de energía considerando externalidades, al considerar los costos por externalidades, el costo pasa de 0.13033 USD/kWh a 2.05033 USD/kWh, al operar al 100% de carga, es decir, su valor aumenta más de 15 veces. El costo más alto es debido a las emisiones de GEI seguido de daños a la salud, autores han reportado costos de 0.0335 USD/kWh para ciclos combinados (AlRafea, Elkamel, & Abdul-Wahab, 2016).

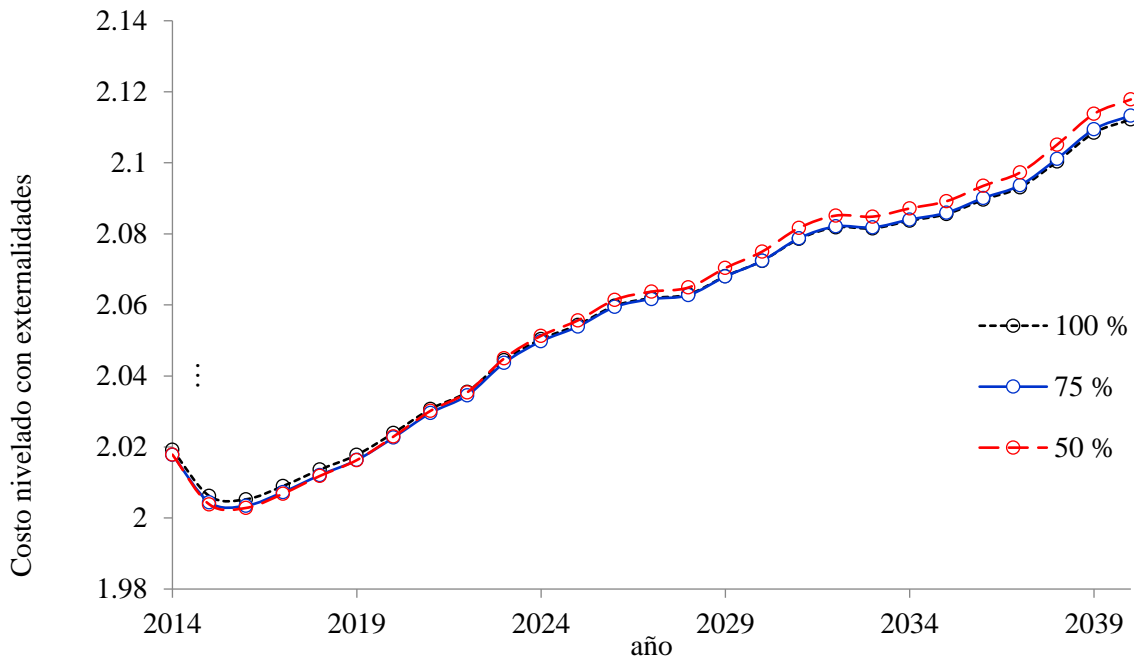


Figura 52. Costo nivelado de generación de energía eléctrica considerando externalidades.

Conclusiones

En este trabajo se realizó un análisis termodinámico y de costos nivelados al sistema híbrido del Valle de México, a condiciones de plena carga y cargas parciales. De acuerdo al estudio energético realizado, el parámetro de la eficiencia térmica del ciclo combinado mostró la mayor eficiencia al operar a condiciones de plena carga; sin embargo, en el caso en donde la central de potencia operó a condiciones del 75% y 50% mostró una caída en la eficiencia térmica, con lo cual, los parámetros de desempeño del CEC y el CTU se vieron afectados, es decir, la cantidad de kilogramos de combustible y de energía que se requieren para producir un kWh en la central de potencia deben de incrementarse, en comparación con la operación de la central a condiciones de plena carga.

Así mismo, de acuerdo con el factor β que se propuso en este trabajo, se mostró que, es posible incrementar la eficiencia térmica del ciclo combinado híbrido del Valle de México a partir del aumento de la generación del flujo de vapor a partir del aprovechamiento de los gases de escape en la CRC. Esto se traduce es una disminución del flujo de combustible suministrado en el GV y por tal motivo, la eficiencia térmica presenta un aumento.

De acuerdo con el estudio exergético realizado se mostró que, el proceso de suministro de calor en la cámara de combustión y en el GV presentaron las mayores irreversibilidades generadas del total de los procesos de los equipos de la central de ciclo combinado híbrido del Valle de México. En este caso se muestra que, para las diferentes condiciones de operación de la central de potencia, la energía perdida del total de todos los equipos representa casi la mitad de la energía suministrada, es por ello por lo que, la eficiencia exergética del ciclo combinado presenta valores entre el 52.5% y el 50.5%. Sin embargo, la central cuando opera a cargas parciales presentó tanto una menor cantidad del flujo total de irreversibilidades generadas en el sistema, así como una menor cantidad de flujo de energía disponible de recurso de entrada por parte del número de turbinas de gas y del generador de vapor; esto hace que, la eficiencia exergética tiende a disminuir a pesar de tener una menor cantidad de irreversibilidades generadas.

En esta unidad, no se hace una cogeneración de los gases de combustión del GV; sin embargo, si se llega a utilizar ese flujo de gases de combustión para precalentar el agua de alimentación, se tendrá un aumento en la eficiencia térmica de la central, y se reduciría el impacto ambiental.

El costo nivelado de energía incrementa a medida que lo hace el costo del combustible. Asimismo, se observó que el costo de generación es mayor al operar con cargas inferiores al 100%. Al incorporar los costos asociados a las externalidades, el costo nivelado se eleva significativamente.

Cuando los costos de generación de electricidad no reflejan adecuadamente todos los costos asociados a la salud y la sociedad, el valor monetario asignado a todos los impactos causales, considerados daños, se “oculta” en el sentido de que los gobiernos y los tomadores de decisiones no son conscientes del impacto económico total de sus acciones en el público. Estos impactos "ocultos" deben motivar a los gobiernos a adoptar y establecer acciones de protección tales como regulaciones, impuestos y tarifas, u otras restricciones para un mejor reconocimiento.

Este trabajo también puede enriquecerse mediante un análisis exergoeconómico y ambiental, orientado a mejorar el estudio de desempeño de la central y a profundizar en alternativas que reduzcan su impacto ambiental.

Referencias

- González, E. V. T., Leyte, R. L., Pereyra, M. S., Méndez, H. D. L., Velázquez, M. T., & García, J. J. A. (2017). Performance analysis of a combined cycle power plant through exergetic and environmental indices. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 3, 1–10. <https://doi.org/10.1115/GT2017-65027>
- Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Bonilla-Blancas, A. E., Lugo-Mendez, H. D., Ruíz-Ramírez, O. A., & Toledo-Velázquez, M. (2016). Exergetic Analysis of Triple-Level Pressure Combined Power Plant with Supplementary Firing. *Journal of Energy Engineering*, 142(4). [https://doi.org/10.1061/\(asce\)ey.1943-7897.0000348](https://doi.org/10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000348)
- Ahmadi, P., Hajabdollahi, H., & Dincer, I. (2011). An exergy-based multi objective optimization of a heat recovery steam generator (HRSG) in a combined cycle power plant (CCPP) using evolutionary algorithm. *Int J Green Energy*, 44-64.
- AlRafea, K., Elkamel, A., & Abdul-Wahab, S. A. (2016). Cost-analysis of health impacts associated with emissions from combined cycle power plant. *Journal of Cleaner Production*, 1408-1424.
- Andres, D., MacGillivray, A., Roberts, O., Guanche, R., & Jeffrey, H. (2017). Beyond LCOE: A study of ocean energy technology development and. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 1-16.
- BNEF. (2015, junio 23). (E. Giannakopoulou, S. Henbest, Editors, & 2. N. Outlook, Producer) Retrieved octubre 02, 2018, from <https://www.bnef.com/dataview/new-energy-outlook/index.html>
- Bruce E. Poling, J. M. (2001). *The properties of gases and liquids*. USA: McGRAW-HILL.
- Celis, M. d. (2013). *Modelo del punto de equilibrio en plantas de ciclo combinado en base a curvas del régimen térmico y su uso en escenarios de planeación*. Tesis, 12-15.
- CENACE. (2016). *Informe de tecnología de generación de referencia*. CDMX.
- CEPAL, C. E. (2008). *Guía para decisores-Análisis económico de externalidades ambientales*. Santiago de Chile: Copyright.
- CFE. (2005). *Prontuario de la Central Termoeléctrica de Ciclo Híbrido "Valle de México"*.
- CRE. (2019, 07 01). *gob.mx*. Retrieved from <http://www.cre.gob.mx/IPGN/>
- Dudley, B. (2018). *BP Statistical Review of world energy 2017*. London.
- Eckardt, D. (2014). *Gas Turbine Powerhouse*. Múnich: De Gruyter Oldenbourg.
- ENERGIZA. (2012). *Especial Turbinas de Gas*. Madrid: renevetec.
- Ersayin, E., & Ozgener, L. (2015). Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 832-842.
- Ferrer, G., Barreneche, C., Palacios, A., Solé, A., Fernández, A. I., & Cabeza, L. F. (2017). Empirical equations for viscosity and specific heat capacity determination of fatty acids. *Journal of Energy Storage*, 20-27.
- García-Gusano, D., Robert Istrate, I., & Iribarren, D. (2018). Life-cycle consequences of internalising socio-environmental externalities of power generation. *Science of The Total Environment*, 386-391.

- Gómez, M. d., & Palacios, J. H. (2007). Internalización de Externalidades en los costos de generación de centrales eléctricas de carbón, ciclo combinado y nucleares. *Memorias CIC*, 682-690.
- Gu, H., Cui, X., Zhu, H., Si, F., & Kong, Y. (2021). Multi-objective optimization analysis on gas-steam combined cycle system with exergy theory. *Journal of Cleaner Production*, 278. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123939>
- Halsnæs, K., & Garg, A. (2011). Assessing the Role of Energy in Development and Climate Policies—Conceptual Approach and Key Indicators. *World Development*, 987-1001.
- He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S., & Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 136-143.
- IASS. (2018). Sustainable energy in the G20. Retrieved Octubre 02, 2018, from <http://www.g20.utoronto.ca/>
- Ibrahim k, T., FirdausBasrawi, I.Awad, O., N.Abdullah, A., G.Najafi, RizlmanMamat, & F.Y.Hagos. (2017). Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, 977-985.
- IEA. (2016). *World Energy Outlook 2016*. Paris.
- IEA, & NEA. (2015). Methodology and data on levelised costs for generating technologies. *Projected Costs of Generating Electricity*, 23-102.
- Iglesias García, S., Ferreiro García, R., Carbia Carril, J., & Iglesias Garcia, D. (2017). Critical review of the first-law efficiency in different power combined cycle architectures. *Energy Conversion and Management*, 844-859.
- IMF, I. M. (2017). *World Economic Outlook Database April 2017*. Retrieved octubre 02, 2018, from <https://www.imf.org/external/pubs/ft/weo/2017/01/weodata/index.aspx>
- IRENA. (2017). *Estadísticas de capacidad renovable 2017*. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency (IRENA). Retrieved OCTUBRE 02, 2018.
- Kaushik, S., Siva Reddy, V., & Tyagi, S. (2011). Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1857-1872.
- Kenneth Wark, J. (2001). *Termodinámica* (6 ed.). México: McGRAW-HILL.
- Khaljani, M., Khoshbakhti Saray, R., & Bahlouli, K. (2015). Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154-165.
- Kotas, T. (1985). *The exergy method of thermal plant analysis* (1 ed.). Florida: Butterworth-Heinemann.
- LAZARD. (2016). *Levelized Cost of energy 2017*. Retrieved October 02, 2018, from <https://www.lazard.com/perspective/levelized-cost-of-energy-2017/>
- Lefebvre, A. H., & Ballal, D. R. (2010). *Gas turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions*. USA: CRC Press.
- Lugo Leyte, R., Zalazar Pereyra, M., Zamora Mata, J. M., & Toledo Velázquez, M. A. (2012). Análisis exergético de una central termoeléctrica. *Científica*, 13, 17-25. México.

- Maheshwari, M., & Siringh, O. (2017). Exergy analysis of intercooled reheat combined cycle with ammonia water mixture based bottoming cycle. *Applied Thermal Engineering*, 820-827.
- Nian, V., Sun, Q., & Ma, Z. (2016). A comparative cost assessment of energy production from central heating plant or combined heat and power plant. *Energy Procedia*, 556-561.
- Prausnitz M., J., & O'Connell P., J. (2001). *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill.
- Rivkin, S. (1979). *Propiedades Termodinámicas de los gases*. (G. Lozhkin, Trans.) URSS : MIR.
- Roehrkasten, S., Thielges, S., & Quitzow, R. (2016). *Sustainable Energy in the G20 - Prospects for a Global Energy Transition*. Potsdam: Institute for Advanced Sustainability Studies.
- Sabugal García, S., & Gómez Moñux, F. (2006). *Centrales Térmicas de Ciclo combinado: Teoría y Proyecto* (1 ed.). Endesa. España.
- Salisbury, J. K. (1950). *Steam Turbines and Their Cycles* (2 ed.). New York: Wiley.
- Sánchez Dirzo, R., & Silva Casarin, R. (2009). Hydrogen Fuel for Rankine Cycle. *Educación Química*, 20, 176-181.
- Sánchez Hernández, L. E., Porrás Loiza, G. L., & Gutiérrez Ramírez, R. (2009). Externalidades de generación de electricidad y cambio climático.
- Sato, N. (2003). *Chemical energy and exergy an introduction to chemical thermodynamics for engineers*. Sapporo, Japan: Elsevier Science.
- SENER. (2022). Programa de desarrollo del sistema eléctrico nacional 2018-2032.
- Strobel, R., Waldner, M. H., & Gablinger, H. (2018). Highly efficient combustion with low excess air in a modern energy-from-waste (EfW) plant. *Waste Management*, 301-306.
- Szargut, J. (1980). International progress in second law analysis. *Energy*, 709-718.
- The world bank. (2018, 06 09). The shift project data portal. Retrieved from Breakdown of Electricity Generation by Energy Source: <http://www.tsp-data-portal.org/Breakdown-of-Electricity-Generation-by-Energy-Source#tspQvChart>
- Vorontsov, S., Irmisch, S., Alexey, K., & Rocha, M. (2009). ALSTOM GT11N2 M EXPANSION TURBINE DESIGN MODIFICATION AND OPERATION EXPERIENCE. *ASME Turbo 2009: Power for Land, Sea and Air*, 1-9.
- Woudstra, N., Woudstra, T., & Pirone, A. (2010). Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management*, 1099-1110.
- Yue, T., & Lior, N. (2017). Exergo- economic competitiveness criteria for hybrid power cycles using multiple heat sources of different temperatures. *Energy*, 943-961.
- Zhang, L., Xu, C., & Champagne, P. (2010). Overview of recent advances in thermo-chemical conversion of biomass. *Energy Convers Manage*, 969-982.

Anexo 1. Entalpías de formación de compuestos.

Formula	Nombre	\tilde{h}_f° (kJ/mol)
CH ₄	metano	-74.52
C ₂ H ₆	etano	-83.82
C ₃ H ₈	propano	-104.68
C ₄ H ₁₀	butano	-125.79
C ₅ H ₁₂	pentano	-173.5
C ₆ H ₁₄	hexano	-198.7
C ₈ H ₁₈	octano	-250
H ₂ O	agua	-241.81
N ₂	nitrógeno	0
NO	monóxido de nitrógeno	90.25
NO ₂	dióxido de nitrógeno	33.2
O ₂	oxígeno	0
CO	monóxido de carbono	-110.53
CO ₂	dióxido de carbono	-393.51
SO ₂	dióxido de azufre	-296.81

$\tilde{h}_f^\circ =$ Entalpía de formación

Anexo 2. Capacidades caloríficas de gases y líquidos.

$$\tilde{c}_p/R_u = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4$$

Fórmula	Nombre	a_0	$a_1 \times 10^3$	$a_2 \times 10^5$	$a_3 \times 10^8$	$a_4 \times 10^{11}$
CH ₄	metano	4.568	-8.975	3.631	-3.407	1.091
C ₂ H ₆	etano	4.178	-4.427	5.66	-6.651	2.487
C ₃ H ₈	propano	3.847	5.131	6.011	-7.893	3.079
C ₄ H ₁₀	butano	5.547	5.536	8.057	-10.571	4.134
C ₄ H ₁₀	isobutano	3.351	17.883	5.477	-8.099	3.243
C ₅ H ₁₂	pentano	7.554	-0.368	11.846	-14.939	5.753
C ₅ H ₁₂	isopentano	1.959	38.191	2.434	-5.175	2.165
C ₆ H ₁₄	hexano	8.831	-0.166	14.302	-18.314	7.124
C ₈ H ₁₈	octano	10.824	4.983	17.751	-23.137	8.98
H ₂ O	agua	4.395	-4.186	1.405	-1.564	0.632
N ₂	nitrógeno	3.539	-0.261	0.007	0.157	-0.099
NO	monóxido de nitrógeno	4.534	-7.644	2.066	-2.156	0.806
NO ₂	dióxido de nitrógeno	3.4344	2.2234	6.7148	-9.7427	3.7212
O ₂	oxígeno	3.63	-1.794	0.658	-0.601	0.179
CO	monóxido de carbono	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515
CO ₂	dióxido de carbono	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056
SO ₂	dióxido de azufre	4.417	-2.234	2.344	-3.271	1.393

Anexo 3. Propiedades de los estados en la CRC.

Estado	$T (^{\circ}C)$	$P(\text{bar})$	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right)$	$v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$	x	$m \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	$\dot{E} (\text{kW})$
12 -D	40.6608	15	171.56635	0.58065	0.0010	0.0	0.91886	376593.4563
D1	40.6608	15	171.62247	0.58083	0.0010	0.0	0.30036	123101.0933
D2	40.6608	15	171.62247	0.58083	0.0010	0.0	0.36262	148621.2888
D3	60.0000	15	252.39717	0.83046	0.0010	0.0	0.36262	149533.1485
D4	167.1404	15	707.02149	2.01278	0.0011	0.0	0.36262	159646.9755
D5	148.1000	15	624.70529	1.82165	0.0011	0.0	0.06227	27010.8627
D6	148.1000	15	624.70529	1.82165	0.0011	0.0	0.06227	27010.8627
D7	148.1000	15	624.70529	1.82165	0.0011	0.0	0.30036	130291.5851
13-C	167.2150	7.4015	707.02149	2.01470	0.0011	0.0	0.91886	404424.1112
14	167.2150	7.4015	707.02149	2.01470	0.0011	0.0	1.00	440135.7762
15s	169.6150	198	728.17955	2.01470	0.0011	0.0	1.00	444828.0049
15	170.2861	198	731.06475	2.02135	0.0011	0.0	1.00	445057.6782
15-GV	170.2861	198	731.06475	2.02135	0.0011	0.0	0.520	231429.9927
15-CRC(B)	170.2861	198	731.06475	2.02135	0.0011	0.0	0.480	213627.6855
B1	170.2861	198	731.0647	2.0213	0.0011	0.0	0.16864	75055.1564
25	251.1539	198	1091.96818	2.76787	0.0012	0.0	0.02950	14130.6870
26	251.1539	40.54	1091.96818	2.80519	0.0013	0.0	0.02950	14062.7841
27	251.1304	40.54	1091.30488	2.80371	0.0013	0.0	0.02950	14061.1448
28	251.1516	40.54	2800.63100	6.06409	0.0491	1.0	0.02950	19310.5326
29	251.1516	40.54	2800.63100	6.06409	0.0491	1.0	0.02950	19310.5326
30	313.67	40.54	2997.69359	6.42046	0.0601	1.0	0.02950	19951.2087
31	313.6768	40.54	2997.69359	6.42046	0.0601	1.0	0.14820	100235.3737
32	516.0000	40.54	3481.87374	7.13205	0.0872	1.0	0.14820	109643.1904
33	251.1539	198	1091.96818	2.76787	0.0012	0.0	0.13914	66656.2372
34	354.5301	198	1686.33880	3.79396	0.0017	0.0	0.13914	76190.2286
35	352.4139	174.70	1686.33880	3.80046	0.0018	0.0	0.13914	76134.4365
36	354.5301	174.70	1709.50598	3.83741	0.0018	0.0	0.13914	76532.2278
37	354.5301	174.70	2530.24622	5.14498	0.0080	1.0	0.13914	90635.5239
38	354.5301	174.70	2530.24622	5.14498	0.0080	1.0	0.13914	90635.5239
39	411.5301	174.70	2958.16574	5.80380	0.0132	1.0	0.13914	98185.4816
40	516.0000	174.70	3325.51602	6.30549	0.0181	1.0	0.13914	105215.0767



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00116

Matrícula: 2171801506

ANÁLISIS TERMODINÁMICO AL
CICLO COMBINADO EN MODO
HÍBRIDO DEL VALLE DE MÉXICO.

En la Ciudad de México, se presentaron a las 11:00 horas del día 17 del mes de diciembre del año 2024 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA
DR. GUILLERMO BENITEZ OLIVARES
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO



SANDRA MARISOL SANCHEZ DOMINGUEZ

ALUMNA

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRA EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: SANDRA MARISOL SANCHEZ DOMINGUEZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

APROBAR

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó a la interesada el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

Roman Linares Romero
DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA
DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

VOCAL

DR. GUILLERMO BENITEZ OLIVARES
DR. GUILLERMO BENITEZ OLIVARES

SECRETARIO

M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO