



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS**

“ANÁLISIS DE COSTOS EXERGÉTICOS EN UNA PLANTA TERMOELÉCTRICA”

T E S I S

**PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA ENERGÉTICA**

PRESENTA

ING. CLAUDIA MARCELA COCA GAGO

DIRECTOR DE TESIS

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

MÉXICO, D.F., DICIEMBRE DE 2010

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 18:00 horas del día 6 del mes de Diciembre del 2010 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E. S. I. M. E. para examinar la tesis titulada:

“ANÁLISIS DE COSTOS EXERGÉTICOS EN UNA PLANTA TERMOELÉCTRICA”.

Presentada por el alumno:

COCA

Apellido paterno

GAGO

Apellido materno

CLAUDIA MARCELA

Nombre(s)

Con registro:

B	0	8	1	8	5	8
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director(a) de tesis

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

Presidente

DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ

Tercer Vocal

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

Segundo Vocal

M. EN C. MANUEL PÉREZ TOPETE

Secretario

DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCIA



SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION

CARTA CESIÓN DE DERECHOS



*INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO*

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F. el día 08 de diciembre del año 2010, la que suscribe Claudia Marcela Coca Gago alumna del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro B081858, adscrito a la sección de estudios de posgrado e investigación de la E.S.I.M.E Unidad Zacatenco, manifiesta que es autora intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Pedro Quinto Diez y cede los derechos del trabajo intitulado **Análisis de costos exergéticos en una planta termoelectrónica**, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección marcecooca@hotmail.com y/o pqd510@hotmail.com . Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Claudia Coca Gago', is positioned above the printed name.

Claudia Marcela Coca Gago

Nombre y firma

Contenido

NOMENCLATURA.....	i
RELACIÓN DE FIGURAS	iii
RELACIÓN DE TABLAS	vi
RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
INTRODUCCIÓN.....	ix
CAPÍTULO I: TEORÍA DE COSTOS EXERGÉTICOS DE SISTEMAS ENERGÉTICOS 1	
1.1 INTRODUCCIÓN A LA TERMOECONOMÍA	1
1.2 CONTABILIDAD DE COSTOS EXERGÉTICOS DE SISTEMAS ENERGÉTICOS	3
1.2.1 NIVEL DE AGREGACIÓN	4
1.2.2 AMBIENTE DE REFERENCIA	5
1.2.3 ESTRUCTURA FÍSICA Y PRODUCTIVA DE LOS SISTEMAS ENERGÉTICOS.....	5
1.2.4 DEFINICIÓN DE RECURSOS, PRODUCTOS, RESIDUOS Y PÉRDIDAS EN UN SISTEMA ENERGÉTICO.....	7
1.2.5 COSTOS EXERGÉTICOS EN UN SISTEMA ENERGÉTICO	9
1.2.6 DESARROLLO DE LAS ECUACIONES DE COSTOS EXERGÉTICOS ...	10
1.3 ECOEFICIENCIA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS	11
CAPÍTULO II PLANTA TERMOELÉCTRICA	13
2.1 GENERALIDADES DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA.....	13
2.2 MODOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA 15	
2.2.1 CICLO DE GAS.....	15
2.2.2 CICLO COMBINADO	16
2.2.3 CICLO HÍBRIDO	17
2.3 EQUIPOS PRINCIPALES	18
2.3.1 TURBINAS DE GAS.....	18
2.3.2 RECUPERADORES DE CALOR (HRSG).....	19
2.3.3 GENERADOR DE VAPOR.....	19
2.3.4 TURBINA DE VAPOR	20

2.3.5	CONDENSADOR DE VAPOR.....	20
CAPÍTULO III EVALUACIÓN DE LOS COSTOS EXERGÉTICOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA		
3.1	BALANCE ENERGÉTICO	21
3.1.1	COMBUSTIÓN DEL GAS NATURAL Y CÁMARA DE COMBUSTIÓN..	21
3.1.2	COMPRESOR Y TURBINA	24
3.1.3	RECUPERADOR DE CALOR.....	25
3.2	BALANCE EXERGÉTICO	26
3.2.1	EVALUACIÓN DE EXERGÍAS FÍSICAS.....	26
3.2.2	EVALUACIÓN DE EXERGÍAS QUÍMICAS	27
3.2.3	EXERGÍA SUMINISTRADA	28
3.2.4	EXERGÍA RECUPERADA.....	28
3.2.5	EFICIENCIA EXERGÉTICA.....	29
3.2.6	DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA	30
3.3	CONTABILIDAD DE COSTOS EXERGÉTICOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA	30
3.3.1	COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO DE GAS	31
3.3.2	COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO COMBINADO.....	34
3.3.3	COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO HÍBRIDO.....	38
CAPÍTULO IV ANÁLISIS DE RESULTADOS.....		
4.1	ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO	44
4.1.1	ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO DE GAS	44
4.1.2	ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO COMBINADO.....	47
4.1.3	ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO HÍBRIDO.....	49
4.1.4	COMPARACIÓN DE LAS EFICIENCIAS EXERGÉTICAS PARA LOS TRES CICLOS A CONDICIONES DE DISEÑO, AL 100% DE CARGA.....	51
4.2	ANÁLISIS DE LOS COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS.....	51
4.2.1	COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO DE GAS	52
4.2.2	COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO COMBINADO	53
4.2.3	COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO HÍBRIDO	55

4.3 ANÁLISIS DE LOS COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS CASO I Y CASO II	56
4.3.1 COSTOS EXERGÉTICOS UNITARIOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO AL 100% DE CARGA, CASO I Y CASO II.....	56
4.3.2 CONSUMOS EXERGÉTICOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO AL 100% DE CARGA, CASO I Y CASO II.....	58
CONCLUSIONES.....	60
RECOMENDACIONES	61
REFERENCIAS	62
APÉNDICES	65
APÉNDICE A: FUNDAMENTOS PARA LOS CÁLCULOS ENERGÉTICOS Y EXERGÉTICOS	65
APÉNDICE B: CÁLCULOS DE COSTOS EXERGÉTICOS DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN.....	78
APÉNDICE C: DATOS UTILIZADOS PARA LOS CÁLCULOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA	80
APÉNDICE D: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO EN LA HOJA EXCEL	109

NOMENCLATURA

e	Energía específica, kJ/kg	U	Energía interna total, kJ
E	Energía total, kJ	v	Volumen específico, m ³ /kg
e	Exergía específica, kJ/kg	W	Trabajo, kJ
E	Exergía total, kJ	\dot{W}	Potencia, kJ/s
\dot{E}	Flujo de exergía, kJ/s	x	Fracción molar
E^*	Costo exergético, kJ/s	Letras griegas	
h	Entalpía específica, kJ/kg	ε	Eficiencia exergética, %
H	Entalpía total, kJ	η	Eficiencia energética, %
\bar{h}_f°	Entalpía de formación, kJ/kmol	σ	Generación de entropía, kJ/K
I	Irreversibilidades Totales, kJ	μ_i	Potencial Químico, kJ/kg o kJ/kmol
k^*	Costo exergético unitario, kJ/kJ	Superíndice	
M	Masa molar, kmol	CI	Cinética
\dot{m}	Flujo másico, kg/s	FI	Física
\dot{n}	Flujo molar, kmol/s	PO	Potencial
p	Presión, bar	QU	Química
\dot{Q}	Flujo de calor, kJ/s	Subíndice	
\bar{R}	Constante universal de los gases, 8.314 kJ/kmol K	a	aire
\bar{s}	Entropía específica, kJ/kmol-K	c	Combustible
S	Entropía total, kJ/K	D	Destrucción de la exergía
\bar{s}°	Entropía absoluta, kJ/kmol-K	e	entrada
T	Temperatura, °C o K	$g.c.$	Gases de combustión
u	Energía interna específica, kJ/kg	iso	Isoentrópico

k	Componente de la sustancia	q	Transferencia de calor
l	Líquido	s	salida
R	Recurso	vc	Volumen de control
Re	Residuo	v	Vapor
P	Producto	0	Condiciones del medio
Pe	Pérdida		ambiente termodinámico
1,2,3, n	Número de flujo de corriente		

RELACIÓN DE FIGURAS

FIGURA I.1.- Evolución de la Matriz de Generación Eléctrica (Potencia) en el Periodo 2007-2012.

FIGURA 1.1.- Procedimiento de la teoría de costos exergéticos en un sistema energético.

FIGURA 1.2.- Esquema del sistema de cogeneración.

FIGURA 1.3.- Estructura Productiva del sistema de cogeneración.

FIGURA 2.1.- Diagrama global simplificado de la planta termoeléctrica unidades 4, 5, 6 y 7.

FIGURA 2.2.- Diagrama físico del ciclo de gas.

FIGURA 2.3.- Diagrama físico del ciclo combinado.

FIGURA 2.3.- Diagrama físico del ciclo Híbrido.

FIGURA 3.1.- Líneas de flujos de corrientes dentro de cada recuperador de calor.

FIGURA 3.2.- Estructura productiva del ciclo de gas sin residuo

FIGURA 3.3.- Estructura productiva del ciclo de gas con residuo

FIGURA 3.4.- Recurso-producto del compresor

FIGURA 3.5.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.6.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.7.- Recurso-producto del compresor.

FIGURA 3.8.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.9.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.10.- Estructura productiva del ciclo combinado sin residuo.

FIGURA 3.11.- Estructura productiva del ciclo combinado con residuo.

FIGURA 3.12.- Recurso-producto del compresor.

FIGURA 3.13.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.14.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.15.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.16.- Recurso-producto del compresor.

FIGURA 3.17.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.18.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.19.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.20.- Estructura productiva del ciclo híbrido sin residuo.

FIGURA 3.21.- Estructura productiva del ciclo híbrido con residuo.

FIGURA 3.22.- Recurso-producto del compresor.

FIGURA 3.23.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.24.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.25.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.26.- Recurso-producto del compresor.

FIGURA 3.27.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

FIGURA 3.28.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 3.29.- Recurso-producto de la turbina de gas.

FIGURA 4.1- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de diseño.

FIGURA 4.2- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de operación.

FIGURA 4.3- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de diseño y de operación.

FIGURA 4.4- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo combinado para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

FIGURA 4.5- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo combinado para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

FIGURA 4.6- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo híbrido para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

FIGURA 4.7- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo híbrido para las condiciones de diseño.

FIGURA 4.8- Comparación de la eficiencia exergética para los tres ciclos.

FIGURA 4.9- Comparación del costo exergética unitario para los tres ciclos, caso I.

FIGURA 4.10- Comparación del costo exergética unitario para los tres ciclos, caso II.

FIGURA 4.11- Comparación del consumo exergética para los tres ciclos, caso I.

FIGURA 4.12- Comparación del consumo exergética para los tres ciclos, caso II.

RELACIÓN DE TABLAS

TABLA I.1.- Fuentes de energía en Nicaragua.

TABLA 2.1- Capacidad instalada y ciclo de cada unidad de la planta termoeléctrica.

TABLA 3.1.- Modelo de costos exergéticos del ciclo de gas para el caso I.

TABLA 3.2.- Modelo de costos exergéticos del ciclo de gas para el caso II.

TABLA 3.3.- Modelo de costos exergéticos del ciclo combinado para el caso I.

TABLA 3.4.- Modelo de costos exergéticos del ciclo combinado para el caso II.

TABLA 3.5.- Modelo de costos exergéticos del ciclo híbrido para el caso I.

TABLA 3.6.- Modelo de costos exergéticos del ciclo híbrido para el caso II.

TABLA 4.1- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo de gas en sus condiciones de diseño y de operación a 100 % de carga.

TABLA 4.2- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo combinado en condiciones de diseño a 100 % de carga.

TABLA 4.3- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo híbrido en sus condiciones de diseño a 100 % de carga.

TABLA 4.4- Costo exergético unitario del ciclo de gas para las condiciones de diseño y operación.

TABLA 4.5- Consumo exergético del ciclo de gas para las condiciones de diseño y operación.

TABLA 4.6- Costo exergético unitario del ciclo combinado a tres cargas, caso I y caso II.

TABLA 4.7- Consumo exergético del ciclo combinado a tres cargas, caso I y caso II.

TABLA 4.8- Costo exergético unitario del ciclo híbrido a tres cargas, caso I y caso II.

TABLA 4.9- Consumo exergético del ciclo híbrido a diferentes cargas, caso I y caso II.

RESUMEN

En el presente trabajo se aplicó una de las metodologías de la termoeconomía llamada *teoría de costos exergéticos* a tres ciclos de una planta termoeléctrica, donde se determinaron los flujos de exergías de las corrientes, las eficiencias exergéticas de los equipos de cada ciclo, los costos exergéticos unitarios y consumos exergéticos de las corrientes de los mismos cuando se toman en cuenta los residuos, y cuando no se toman en cuenta estos.

Los resultados obtenidos se compararon, para el ciclo de gas entre sus condiciones de diseño y de operación, para el ciclo combinado y el ciclo híbrido entre sus diferentes cargas de operación (50%, 75% y 100%). Así mismo se realizó una comparación entre los tres ciclos de la planta termoeléctrica.

Para los tres ciclos, el equipo con menor eficiencia exergética es la cámara de combustión, siendo la turbina de gas la de mayor eficiencia exergética. Además se demostró que para las cargas al 100% se generan menores costos exergéticos unitarios como consumos exergéticos en las corrientes de los ciclos combinado e híbrido. Y en la comparación entre los tres ciclos, se observó que tanto el ciclo combinado como el ciclo híbrido superan en casi 50% de la eficiencia exergética.

Para las comparaciones en cada ciclo cuando se toman en cuenta los residuos (gases de combustión que salen a la atmósfera) se notaron aumentos, tanto en los costos exergéticos unitarios como en los consumos exergético, de aproximadamente 50%. Esto muestra cómo los costos de los residuos afectan directamente en el costo de generación del producto, ya que el costo del residuo se agrega al equipo donde fue generado (cámara de combustión), aumentando de igual forma el costo exergético del producto final del ciclo (potencia eléctrica).

Una de las corrientes con mayor costo exergético unitario es el que se genera en el compresor, debido a la gran cantidad de exergía necesaria para producir el aire comprimido, esto es válido para los tres casos.

Con este trabajo además permitió desarrollar una herramienta de cálculo que puede ser aplicada a otros ciclos de estas mismas topologías, donde pueden hacerse corridas variando los datos de entrada (flujos máscicos, temperaturas, presiones, composición del combustible, composición del aire, condiciones del medio ambiente de referencia, entre otros), y conocer las afectaciones que se tienen en las eficiencias exergéticas, costos exergéticos unitarios y consumos exergéticos de las corrientes y equipos del ciclo analizado.

ABSTRACT

In the present paper is to apply one of the methodologies thermoeconomy called exergetic cost theory to three cycles of a thermoelectric plant, where flows were determined irreversibility of the currents, the exergy efficiency levels of equipment of each cycle exergetic costs exergetic consumption unit and flows of the same when taking into account waste, it does not take account of these.

The results were compared to the cycle of gas in their terms of design and operation to the combined cycle and hybrid cycle between different operating loads (50%, 75% and 100%). It was also made a comparison between the three cycles of the power plant.

For the three cycles, the team with the lower exergetic efficiency is the combustion chamber, gas turbine being the highest exergetic efficiency. Also been shown that for loads to 100% generate lower unit costs and consumption exergetic exergetic flows in combined cycles and hybrid. And the comparison between the three cycles, we observed that both the combined cycle and hybrid cycle than in almost 50% exergetic efficiency.

For comparisons in each cycle when taking into account waste (combustion gases vented to the atmosphere) were noted increases in both unit exergetic costs as exergy consumption, approximately 50%. This shows how the costs of waste directly affect the cost of generation of the product, since the cost of the residue is added to the computer that was generated (combustion chamber), similarly increasing exergy cost of the final product of the cycle (electrical power).

One of the current unit cost more exergy is generated in the compressor, due to the large amount of exergy required to produce compressed air that is valid for all three cases.

This work also enabled us to develop a mathematical tool that can be applied to other cycles of the same topology, which can be run by varying the input data (mass flow, temperature, pressure, fuel composition, air composition, environmental conditions reference environment, among others), and meet the damages which have in the exergy efficiency levels, costs and consumption exergetic unit exergetic flows and equipment review cycle.

INTRODUCCIÓN

Con el aumento de los costos de los recursos energéticos (agotamiento de los mismos), los problemas de contaminación y calentamiento global han ocasionado el interés por el uso eficiente de la energía a nivel mundial, que implica las siguientes acciones: reducir las pérdidas energéticas que implican mayores consumos de combustibles, y evitar el agotamiento de los recursos energéticos no renovables, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (CO₂), entre otros. Para lograr esto se han desarrollado en los últimos años técnicas de optimización y de uso eficiente de la energía han aumentado en los últimos años, de tal forma que se logra la reducción de los costos de producción energética.

Estas iniciativas que muchos países tienen propicia la introducción cada vez más acelerada de técnicas de análisis, control, mejoramiento e inversión que lleven a instalar o a explotar tecnologías cada vez más eficientes, mediante la integración de diferentes ramas de la ingeniería. [3].

Al igual que muchos países del mundo, Nicaragua es un país que está encaminado a realizar las acciones antes mencionadas, a pesar de los escasos recursos económicos que cuenta para poder hacer uso de energías limpias y de equipamientos eficientes.

La tabla I.1 muestra la distribución de diferentes fuentes de energía utilizadas en Nicaragua y sus respectivas capacidades instaladas para la generación de energía eléctrica.

TABLA I.1.- Fuentes de energía en Nicaragua.

Empresa de generación	Fuente de Energía	Potencia Efectiva (MW)
Nicaragua Sugar Estates, Ltd.(NSEL)	Biomasa	30
Empresa Energética Corinto, Ltd (EEC)	Búnker	70.5
Tipitapa Power Company, Ltd	Búnker	50.9
Corporación Eléctrica Nicaragüense, S.A. (CENSA)	Búnker	63
Generadora Eléctrica Central, S. A.(GECSA)	Búnker	237.7
Generadora Eléctrica Occidental, S.A. (GEOSA)	Búnker	100
Generadora Hidroeléctrica, S.A. (HIDROGESA)	Hídrica	100
Empresa Monte Rosa, S.A.	Biomasa	30
ORMAT Momotombo Power Co	Vapor Geotérmico	32
Polaris Energy, S.A.	Vapor Geotérmico	10
Consorcio Eólico Amayo	Viento	39.9
TOTAL		764

Se observa que la mayor parte de la generación eléctrica proviene de combustibles fósiles, y en una menor proporción las fuentes renovables. Esta dependencia a los hidrocarburos es alarmante, ya que es inevitable que los costos de estos recursos no renovables vayan en aumento por su consecuente agotamiento.

Esta misma distribución de las fuentes de obtención de energía eléctrica se muestra gráficamente en la figura I.1.

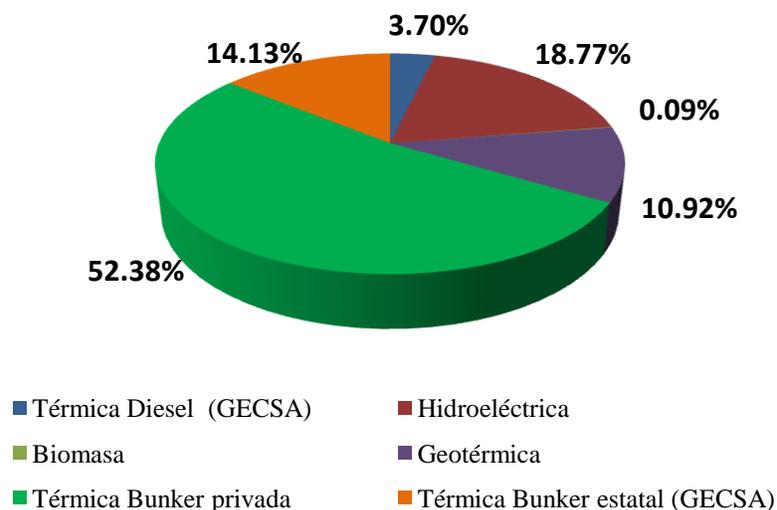


FIGURA I.1.-Evolución de la Matriz de Generación Eléctrica (Potencia) en el Periodo 2007-2012.

En la figura I.1 se observa que para la generación de energía eléctrica en Nicaragua en ese período, se consumió durante el año 2005 2,418 miles de Toneladas Equivalentes de Petróleo (TEP), que representan alrededor del 26% de dicho consumo energético total. Esto también significa una dependencia de combustible fósil del 80% para la generación de la energía eléctrica.

Es por eso la necesidad de reducir esta dependencia a los hidrocarburos e implementar el uso de equipos que puedan hacer un mejor uso de la energía, que en el caso de la generación de energía eléctrica estarían presentes los ciclos combinados.

Una de las ramas de la ingeniería que se enfoca a estudiar, analizar y mejorar estas técnicas es la termoeconomía, que cumple un papel muy importante en cuanto a identificar el origen de las pérdidas de energía y cuantificarlas mediante la asignación de costos exergéticos [4]. Una de estas integraciones ha sido la fusión de la Economía y la Termodinámica en una nueva disciplina. Los primeros trabajos indicando esta necesidad fueron desarrollados por la Escuela de Ingeniería del MIT, por M. Tribus y R. B.Evans, en la década de los años 1960. No es hasta finales de los años 1980 que diferentes investigadores demuestran a escala industrial la validez de esta integración, siendo relevantes los trabajos de G. Tsatsaronis, M. Winhold y C. G. Strojanoff, en el análisis y optimización con estas técnicas del diseño de una planta termoeléctrica de ciclo combinado [4, 11, 15, 19, 21].

No obstante, las primeras propuestas de asignación de costos a los productos de una instalación, a partir de criterios físicos fueron hechas por Keenan (1932), que calculó el costo del vapor y del trabajo producidos en una planta de cogeneración en base a su exergía, y por Benedict que en 1949 determinó los costos imputables a las irreversibilidades de una planta de separación de aire y los utilizó como criterio para obtener el diseño óptimo (Benedict et al., 1980).

De esta forma, una aplicación importante de la termoeconomía que es la contabilidad de costos exergéticos mediante la “teoría de costos exergéticos”, la cual permite evaluar el impacto de los recursos en cada equipo de un sistema y determinar las irreversibilidades que se generan en sus procesos [5].

Mediante la teoría de costos exergéticos se evalúan los costos exergéticos para cada flujo de los equipos principales de un sistema, para conocer el costo real tanto de los recursos como de los productos que interactúan en los mismos. En este análisis, se emplea como base el análisis exergético, que se encarga de evaluar los procesos energéticos mediante la utilización de la conservación de la masa y la energía junto con la segunda ley de la termodinámica, para el diseño, análisis y mejoramiento del rendimiento de los equipos y de los sistemas energéticos [3].

La Termoeconomía primero fue desarrollada durante los años 60. El nombre fue acuñado por el profesor M. Tribus (1962). La publicación de El- Sayed y de Evans (1970) era quizás una lo más temprano posible en cuanto al tema. Más adelante el interés en el desarrollo adicional de Termoeconomía en manejar sistemas de energía intensivos.

Las técnicas del análisis termoeconómico permiten entre otras las siguientes posibilidades:

- ✓ Calcular los costos de los flujos y productos de una planta con criterios físicos.
- ✓ Encontrar alternativas de ahorro de energía.
- ✓ Optimizar la operación.
- ✓ Optimizar localmente subsistemas o equipos.
- ✓ Realizar auditorías energéticas y contabilizar el impacto en fuel de malfunciones (diagnóstico de la operación).

Dentro del análisis termoeconómico, *la teoría de costos exergéticos* combina la primera y segunda ley de la Termodinámica, e introduce conceptos nuevos como producto y fuel, estructura productiva, ahorro exergético, costo exergético unitario, consumo exergético, etc. Sin embargo, el conocimiento más detallado del funcionamiento de la planta incrementa su potencial de mejora en operación y diseño en este tipo de análisis.

El desarrollo de esta tesis está comprendido de cuatro capítulos, los cuales se describen a continuación:

En el capítulo I se presenta una breve introducción a la termoeconomía, sus diferentes metodologías con las que se abordan los costos exergéticos de procesos y sistemas energéticos. Aquí se aborda la teoría de costos exergéticos, tomando como ejemplo de aplicación un sistema de cogeneración.

En el capítulo II se aplica la teoría de costos exergéticos a tres ciclos de operación de una planta termoeléctrica. Se describe cada uno de los ciclos, características y funcionamiento más relevantes de sus principales equipos.

En el capítulo III se presenta el desarrollo de la teoría de costos exergéticos aplicada a los ciclos de dicha planta, con los balances necesarios para realizar el cálculo de los costos exergéticos, con sus respectivas consideraciones, parámetros termodinámicos tanto de diseño como de operación.

Y finalmente, en el capítulo IV se presentan los resultados obtenidos del balance exergético y los resultados de la aplicación de la teoría de costos exergéticos, mostrando comparaciones, como son: para el ciclo de gas, comparaciones entre sus condiciones de diseño como de operación, para el ciclo combinado y ciclo híbrido entre sus diferentes condiciones de carga, y comparando entre los tres ciclos en sus condiciones de diseño al 100% de carga.

Así mismo, se presentan al final las conclusiones más relevantes con algunas recomendaciones para el presente trabajo.

CAPÍTULO I: TEORÍA DE COSTOS EXERGÉTICOS DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

En este capítulo se presenta una breve introducción a la termoeconomía, sus diferentes metodologías con las que se abordan los costos exergéticos de procesos y sistemas energéticos [5, 6, 8, 9, 19]. Dentro de las metodologías que aborda la termoeconomía, la que se escogió para ser aplicada es la teoría de costos exergéticos, abordada dentro de la contabilidad de costos exergéticos. La teoría de costos exergéticos se explica en este capítulo tomando como ejemplo un caso de aplicación a un sistema de cogeneración, y será ampliada en el capítulo III al ser aplicada a una planta termoeléctrica.

1.1 INTRODUCCIÓN A LA TERMOECONOMÍA

Para hacerle frente a la crisis energética y el calentamiento global a consecuencia de los gases de efecto invernadero, ha surgido desde hace pocas décadas el estudio y aplicación de la *termoeconomía*, la cual en general trata de identificar el origen de las pérdidas de energía y cuantificarlas mediante la asignación de costos.

La termoeconomía es la parte de la termodinámica que une la economía con el segundo principio de la termodinámica, en un sentido amplio [11, 19, 21, 24] y sirve como herramienta para la contabilidad, diagnóstico, mejora, y diseño y optimización de sistemas térmicos. Esta herramienta evalúa los costos, ya sean monetarios (\$/kJ) o puramente energéticos (kJ de recurso/ kJ de producto) para evaluar la eficiencia de los procesos y el costo de sus productos en sistemas con un consumo intensivo de energía.

El análisis termoeconómico incluye las siguientes metodologías [12, 30, 32, 34]:

- Diagnóstico, valoración de impacto en el recurso por malfunciones.
- Optimización de componentes individuales y global de un sistema térmico.
- Contabilidad y asignación de costos.

Dentro del *diagnóstico*, se habla de la comparación del estado real de un equipo o sistema con respecto a un estado de referencia, que corresponde al comportamiento ideal del sistema en las mismas condiciones ambientales o de frontera, que incluye algunos parámetros termodinámicos (temperatura, presión, humedad, calidad de combustible, etc), con el fin de determinar la presencia de anomalías, su ubicación y posibles causas que provocan aumentos en los consumos de los recursos (combustible) [7, 11, 12, 23, 36]. Estas anomalías también son llamadas malfunciones, las cuales existen cuando los costos de

operación aumentan comparados a las condiciones de diseño, es decir, cuando existe una desviación en la eficiencia del equipo o sistema evaluado.

Por esta razón, se hace necesario conocer tanto las condiciones de referencia como las condiciones actuales de dicho equipo o sistema para poder realizar el diagnóstico termoeconómico. Este estado de referencia es aquel en el cual el equipo o sistema opera sin ninguna anomalía.

La *optimización* dentro de la termoeconomía, tiene que ver con la búsqueda del equilibrio entre las pérdidas de eficiencia por degradación y los costos que implican la aplicación de medidas de mejoramiento de las condiciones ya sea de un equipo o del sistema en total. Sin embargo, esta optimización termoeconómica es más compleja a diferencia de la optimización termodinámica, ya que no solo involucra parámetros termodinámicos, sino también monetarios (costos del recurso, instalación, mantenimiento, entre otros).

En cuanto a la *contabilidad y asignación de costos*, existen diferentes parámetros a través de los cuales se les puede asignar un valor ya sea monetario o energético a cada uno de los flujos que circulan por un sistema térmico, incluyendo sus productos finales.

Uno de estos parámetros es el llamado costo termoeconómico que toma en cuenta el valor de los siguientes factores: insumos utilizados, costo de operación, administración, mantenimiento y recuperación de la inversión. Luego de conocer el valor monetario de cada flujo de los equipos o sistema evaluado, se está en condiciones de tomar decisiones con respecto al diseño, mantenimiento y operación de los equipos o del sistema con un mejor criterio económico para mejorar su desempeño energético, ya que es muy importante que haya una compensación entre las ineficiencias y los costos de capital que se invertirán en la mejora del rendimiento de los equipos y procesos energéticos.

El concepto de exergía es el parámetro que se utiliza en la termoeconomía, ya que la exergía, a diferencia de la energía, toma en cuenta tanto la cantidad de energía disponible como su calidad. Es ahí donde cumple su papel principal en la teoría de costo exergético, en el que determina la cantidad de exergía necesaria para producir un flujo.

El procedimiento del análisis de la teoría de costos exergéticos se muestra en la figura 1.1, partiendo del supuesto que se conocen las delimitaciones del sistema a evaluar y los valores termodinámicos de las propiedades de todos los flujos (flujos de exergía).

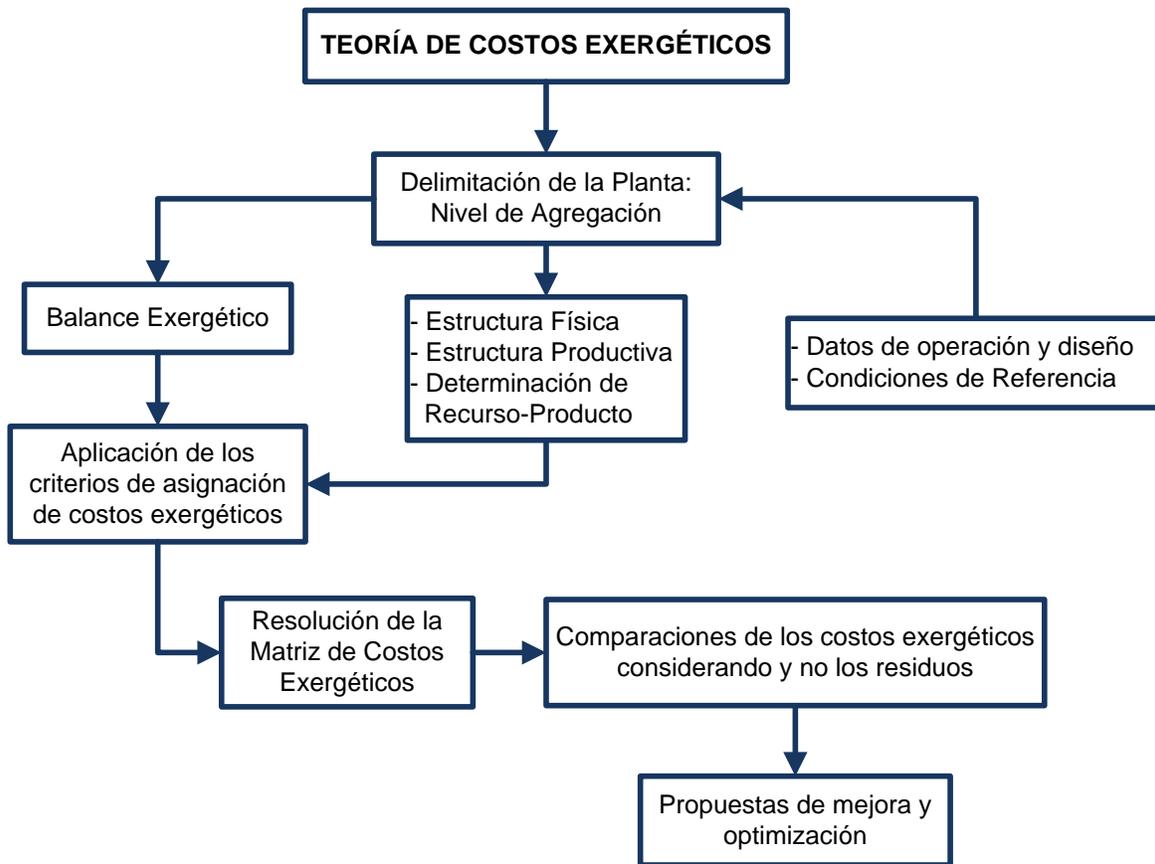


FIGURA 1.1- Procedimiento de la teoría de costos exergéticos en un sistema energético.

De las tres metodologías que se indicó antes, se aborda en el presente trabajo, es la contabilidad y asignación de costos a través de la teoría de costos exergéticos [5, 8, 10, 12, 19, 21, 25]. De esta forma se conocerá el costo real tanto de los recursos como de los productos de los flujos que interactúan en los sistemas energéticos que en el capítulo III se aplicará a la planta termoeléctrica estudiada.

1.2 CONTABILIDAD DE COSTOS EXERGÉTICOS DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

Después que se analizan y evalúan termodinámicamente las ineficiencias (pérdidas de exergía y destrucción de exergía) en un volumen de control, es necesario conocer también el costo que implican estas ineficiencias para mejorar rendimiento de los equipos mediante la reducción de los costos exergéticos de los productos finales de los mismos.

La asignación de costos exergéticos se obtiene por medio de la teoría de costos exergéticos, la cual evalúa los costos exergéticos para cada flujo en los equipos de un sistema, para conocer el costo real tanto de los recursos como de los productos que interactúan en cada equipo o sistema global.

Para aplicar esta herramienta de la termoeconomía, se requiere del análisis exergético como base (Anexo A), el cual evalúa los procesos energéticos mediante la utilización de la conservación de la masa y la energía junto con la segunda ley de la termodinámica, para el diseño, análisis y mejoramiento del rendimiento de los equipos y sistemas energéticos [11, 7, 17, 21].

Con el objetivo de buscar el mejor entendimiento de la teoría de costos exergéticos, se describen a continuación una serie de conceptos importantes utilizados en el análisis de costos exergéticos.

1.2.1 NIVEL DE AGREGACIÓN

En la evaluación de un sistema energético, es muy importante delimitar el grado o profundidad de dicha evaluación. Es por eso que se hace necesario definir el nivel de agregación del sistema a evaluar, que se define por la agrupación de los equipos que lo componen, de tal forma que el conjunto de estos grupos de equipos representen el sistema analizado.

Los diferentes niveles de agregación dependerán del criterio del evaluador, y se seleccionará aquel que represente de manera adecuada el sistema analizado. Se debe tener presente que al ir disminuyendo el nivel de agregación se elevará el número de flujos internos de los equipos, haciendo que se haga más complejo los cálculos, o no se tengan todos los datos necesarios. Sin embargo, cuando el análisis se hace más detallado, las posibilidades de determinar las irreversibilidades del sistema son mayores.

Para ilustrar el nivel de agregación mencionado, se toma como caso de estudio un sistema de cogeneración que se muestra en la figura 1.2¹.

¹ Este sistema de cogeneración es el que presenta A. Bejan , G. Tsatsaroni y M. Moran, en el libro “Thermal Design & Optimazation”, Ed. J Wiley, 1996.

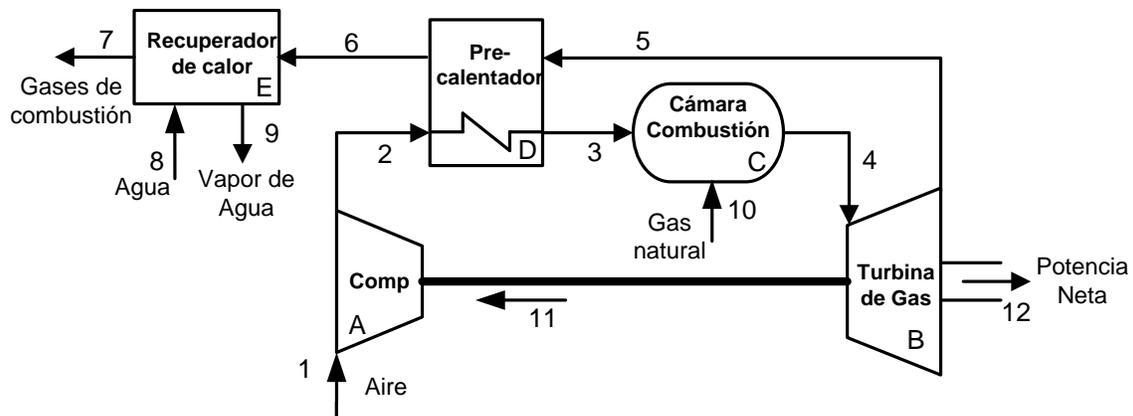


Figura 1.2- Esquema del sistema de cogeneración.

Como se ve en la figura 1.2, únicamente se muestran los cinco equipos donde se centrarán los cálculos por ser éstos los equipos de mayor relevancia en cuanto a consumo de energía. Los datos de partida para el análisis del sistema de la figura 1.2, se muestran en el Apéndice B (los parámetros a calcular se indican con el símbolo [-]).

1.2.2 AMBIENTE DE REFERENCIA

Para realizar el análisis exergético, se requiere establecer el ambiente de referencia a partir del cual se realizan los respectivos cálculos [2, 5, 9]. Para el caso del sistema de cogeneración tomado como ejemplo, su ambiente de referencia es: presión de 1.013 bar y temperatura de 25 °C.

1.2.3 ESTRUCTURA FÍSICA Y PRODUCTIVA DE LOS SISTEMAS ENERGÉTICOS

Todo sistema energético está formado por n equipos o componentes relacionados entre sí, y se relaciona con el entorno a través de m interacciones (masa, energía, dinero, entre otros) que conforman o determinan su estructura [5, 13, 14, 18,]. Esta estructura se encuentra dividida en dos tipos: estructura física y estructura productiva, las cuales se describen a continuación:

a) Estructura Física

La estructura física incluye únicamente los equipos y los flujos, de manera que describe adecuadamente el sistema energético en cuanto a la ubicación de los equipos y los diversos flujos que circulan por ellos.

Para el ciclo de cogeneración tomado como ejemplo, su estructura física es la que se muestra en la figura 1.2, donde la planta de cogeneración está conformada por cinco equipos principales: compresor, precalentador de aire, cámara de combustión, turbina de gas y recuperador de calor. Aunque la planta consiste de muchos más equipos, estos seis son los que se consideraron relevantes para la evaluación de sus costos exergéticos.

A este modelo físico se le asocian un conjunto de ecuaciones que relacionan las variables termodinámicas y físicas de los distintos flujos y equipos presentes en el diagrama.

b) Estructura Productiva

Cuando se tiene la estructura física del sistema a evaluar, se distribuyen los diferentes flujos en función a sus propósitos dentro de cada equipo (recurso-producto-residuo). Basados en la estructura productiva del sistema en estudio, se obtiene las relaciones recurso-producto que dan como resultado el modelo de costos exergéticos. Esta estructura productiva está en función de las consideraciones que se adopten sobre el propósito y finalidad de los flujos del sistema, clasificando las corrientes como recursos, productos o residuos.

Para el caso de la planta de cogeneración tomado como ejemplo, su estructura productiva se muestra en la figura 1.3.

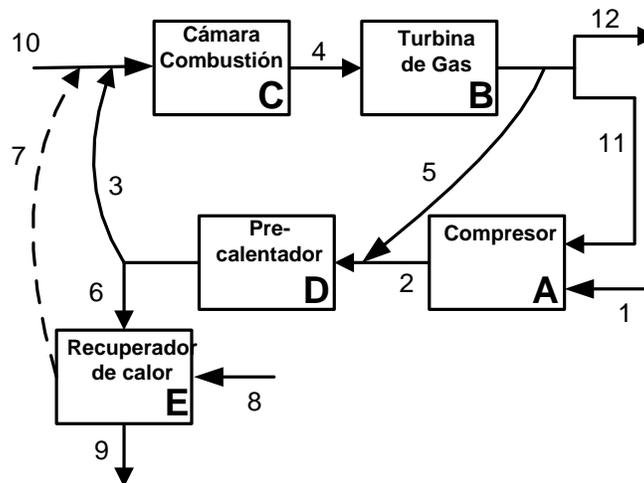


FIGURA 1.3- Estructura Productiva de la Planta de Cogeneración.

En la figura 1.3 se observa que los equipos que componen la planta de cogeneración están arreglados de manera diferente a su estructura física, ya que esta vez están en función de su funcionalidad dentro de la planta. Cada flujo que entra a cada componente se le denomina recurso, y el que sale se le denomina producto, y en algunos casos, residuo, como se verá más adelante.

1.2.4 DEFINICIÓN DE RECURSOS, PRODUCTOS, RESIDUOS Y PÉRDIDAS EN UN SISTEMA ENERGÉTICO

La teoría de costos exergéticos involucra la definición de recurso-producto de un proceso de producción de un sistema energético, donde el flujo de exergía obtenida en el proceso en un equipo es llamado “producto”, y el flujo de exergía necesario para producirlo, se le llama “recurso” (en la literatura en inglés lo llaman “fuel” y en español en ocasiones se conoce con este mismo nombre). Esta definición se aplica a todos los flujos que entran y salen de cada uno de los equipos que componen el sistema energético [5, 9, 12, 21].

Sin embargo, no siempre los productos producidos en cada equipo son funcionales, es decir, existen flujos que son desechados al ambiente sin ninguna utilidad. En este caso reciben el nombre de residuos o pérdidas.

Los “residuos” son aquellos flujos que involucran un costo extra para su eliminación o disminución de su impacto al ambiente, y las “pérdidas”, en cambio, son aquellas que a pesar que no son aprovechadas dentro del proceso, no repercuten en costos extras para su posterior tratamiento. En este trabajo se pondrá énfasis únicamente en los residuos.

Por lo tanto, en la asignación de costos en un sistema energético, debe involucrar también la localización de los residuos, es decir, donde fueron producidos. Estos flujos no solo involucran los costos de su posterior tratamiento para la disminución de su impacto ecológico sino que también incluyen los costos de su formación. Por eso es que dentro del análisis exergético, uno de los objetivos primordiales es la disminución de los residuos, o su aprovechamiento en otros procesos energéticos.

Cuando se tiene la estructura física y la estructura productiva del sistema a analizar, y clasificados los flujos que entran y salen en cada componente, como recurso, producto, residuo o pérdida, el balance de costos para cada componente puede ser expresado por la ecuación (1.1):

$$P = R + I_{Total} \quad (1.1)$$

Donde $I_{Total} = R_e + I_{int}$ (1.2)

La ecuación (1.1) indica que el costo del producto (P) de un equipo es igual al costo de los recursos (R) utilizados para producirlo, más el costo de las irreversibilidades totales (internas y externas) (I_{Total}) que ha generado el proceso.

La definición de recursos, productos y residuos para la planta de cogeneración de la figura 1.1, se muestran en las siguientes figuras que representan cada uno de los equipos que componen esta planta.

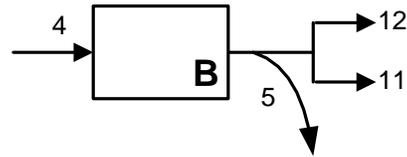
Compresor (A)



$$R_A = E_1 + E_{11}$$

$$P_A = E_2$$

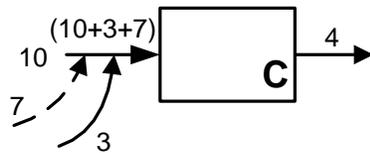
Turbina de Gas (B)



$$R_B = E_4$$

$$P_B = E_5 + E_{11} + E_{12}$$

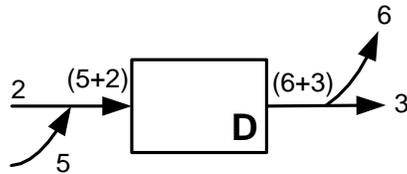
Cámara de Combustión (C)



$$R_C = E_{10} + E_7 + E_3$$

$$P_C = E_4$$

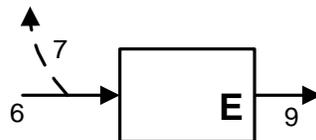
Pre-calentador de Aire (D)



$$R_D = E_5 + E_2$$

$$P_D = E_6 + E_3$$

Recuperador de Calor (E)



$$R_E = E_6 - E_7$$

$$P_E = E_9$$

El resumen de recurso-producto de los equipos de la planta de cogeneración se muestra en el Apéndice B.

En esta planta, el único residuo que se considera es el que sale del recuperador de calor hacia la atmósfera.

1.2.5 COSTOS EXERGÉTICOS EN UN SISTEMA ENERGÉTICO

La asignación de costos exergéticos en un sistema energético, se realiza cuando ya se ha definido tanto el nivel de agregación, su estructura física, su estructura productiva y los valores de sus flujos de exergías. Teniendo esta información se tienen los elementos necesarios para la obtención de los costos exergéticos de todos y cada uno de los flujos de materia y/o energía significativos [5, 7, 10, 19].

El costo exergético está estrechamente relacionado con la eficiencia exergética de un proceso o equipo, debido a que se define como:

$$k = \frac{1}{\varepsilon} = \sum \frac{\dot{E}_R}{\dot{E}_P} \quad (1.3)$$

Donde,

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_R} = 1 - \frac{\dot{E}_{Pe} + \dot{E}_D}{\dot{E}_R} \quad (1.4)$$

El costo exergético es el inverso de la eficiencia exergética de un proceso o equipo. Este costo indica la cantidad de exergía requerida en un proceso para obtener una unidad de producto. Este valor es mayor o igual a uno, siendo igual a uno únicamente cuando se tiene un proceso reversible tanto interna como externamente.

Dentro de la teoría de costo exergético se encuentran diferentes tipos de costos que se requieren calcular, los cuales se describen como sigue:

a) Costo Exergético Unitario

Este costo indica la cantidad de exergía requerida (recurso) para producir una unidad de exergía (producto). Estos costos van en aumento conforme más complejo y/o ineficiente se vuelven los procesos de producción de un determinado flujo de un sistema energético. La ecuación (1.4) muestra cómo se calcula el costo exergético unitario de un producto.

$$k^*_P = k^*_R \times \kappa \quad (1.4)$$

Por cada equipo del sistema se escribe una ecuación para el balance de los costos exergéticos. El sistema de ecuaciones para el sistema resulta una matriz que se resuelve para obtener los costos exergéticos unitarios. Después de obtenidos los valores de costos exergético unitarios, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los valores de los consumos exergéticos correspondientes.

b) Consumo Exergético

El consumo exergético es la cantidad de exergía contenida en el producto, más las irreversibilidades totales generadas durante el proceso de su producción, que corresponde al recurso exergético suministrado. El consumo exergético se calcula mediante la ecuación (1.5):

$$E^* = k^* \times \dot{E} \quad (1.5)$$

1.2.6 DESARROLLO DE LAS ECUACIONES DE COSTOS EXERGÉTICOS

La teoría de costos exergéticos requiere de ciertos criterios o “proposiciones recurso-producto” para establecer las ecuaciones que definen las interacciones de los flujos exergéticos en el sistema energético en su estructura productiva. Estos criterios están basados en el costo exergético unitario de cada flujo, como se mencionan a continuación:

1. Debido a la ausencia de asignaciones externas, el costo unitario de los recursos de entrada al sistema será igual a la unidad (su costo exergético es igual a su exergía).
2. El costo del producto o productos de un componente debe ser igual a la suma de los costos exergéticos de los flujos de entrada. Cuando se desconocen los valores de costos exergéticos de las corrientes de pérdidas, éstas se desprecian.
3. Todos los flujos que provienen del entorno y entran al sistema tienen un costo exergético unitario igual a la unidad. Por ejemplo, el aire de entrada a un compresor.
4. En los equipos con una entrada (recurso) y dos o más salidas (producto), los costos de sus productos tendrán el mismo costo exergético unitario, ya que llevaron el mismo proceso de formación.
5. El costo de los residuos es agregado al proceso o equipo donde fue producido, y no donde es finalmente expulsado hacia el medio ambiente. Pero cuando éstos no se quieren tomar en cuenta en el análisis de costos exergéticos, tienen valor cero.

Partiendo de estos criterios, las consideraciones hechas para la planta de cogeneración del ejemplo se expresan mediante las siguientes consideraciones:

$$k^*_1 = k^*_8 = k^*_{10} = 1$$

$$k^*_4 = k^*_5 = k^*_6 = k^*_7, k^*_{11} = k^*_{12}$$

Luego de aplicar las proposiciones indicadas en el balance de costos exergéticos de cada uno de los equipos, las ecuaciones resultantes de la planta de cogeneración se muestran a continuación:

$$\text{Compresor} \quad k^*_{11}\dot{E}_{11} = k^*_2\dot{E}_2 \quad (\text{A})$$

$$\text{Turbina de gas} \quad k^*_4\dot{E}_4 - k^*_5\dot{E}_5 = k^*_{11}\dot{E}_{11} + k^*_{12}\dot{E}_{12} \quad (\text{B})$$

$$\text{Cámara de combustión} \quad k^*_{10}\dot{E}_{10} + k^*_7\dot{E}_7 + k^*_3\dot{E}_3 = k^*_4\dot{E}_4 \quad (\text{C})$$

$$\text{Precalentador de aire} \quad k^*_5\dot{E}_5 + k^*_2\dot{E}_2 = k^*_6\dot{E}_6 + k^*_3\dot{E}_3 \quad (\text{D})$$

$$\text{Recuperador de calor} \quad k^*_6\dot{E}_6 - k^*_7\dot{E}_7 = k^*_9\dot{E}_9 \quad (\text{E})$$

La parte izquierda de cada ecuación representa el recurso, y la parte derecha el producto. Resolviendo esta matriz 5x5 y utilizando la información disponible en el Apéndice C.3, se obtienen los valores de costos exergéticos unitarios y de consumos exergéticos. Estos resultados se muestran en el Apéndice B.3.

En la tabla 1.3 se muestra en negrilla los productos del sistema de cogeneración. Para este caso se toma en cuenta el costo exergético de los residuos (corriente 7), que debido al aprovechamiento que existe en este tipo de sistemas, su valor exergético es poco comparado al resto de los flujos de exergía.

Antes de realizar el balance de costos exergéticos, ya se ha realizado previamente el balance de masa, energía y exergía. Estos balances se muestran en el Apéndice A.

1.3 ECOEFICIENCIA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

Más allá de lograr el ahorro y uso eficiente de la energía con algunas metodologías utilizadas en el área de ingeniería, algo que no se debe dejar a un lado es el tomar la responsabilidad del cuidado y preservación del medio ambiente.

Una actividad industrial inevitablemente genera un impacto en el medio que lo rodea, siendo la actividad energética una de las principales causas de deterioro del medio ambiente debido a la gran cantidad de recursos no renovables que conlleva a la producción de energía y a su baja eficiencia, la cual además contribuye con las emisiones de gases de efecto invernadero y otros residuos.

La “eficiencia” es uno de los conceptos que busca el mejor aprovechamiento de los recursos económicos (economía) procurando consumir menos recursos naturales (renovables y no renovables) y emitir menos contaminantes al medio ambiente. La idea principal de la eficiencia es el de “producir más con menos impacto o haciendo más con menos”.

Este concepto fue lanzado por el Consejo Mundial de Negocios para el Desarrollo Sostenible (WBCSD por sus siglas en inglés) en 1991 para asegurar mejoramientos ambientales junto con la excelencia económica. De esta forma, este concepto evalúa el cociente del valor de los productos o servicio con las influencias ambientales específicas [15, 20].

Sabiendo que la industria energética es una de las actividades que además de contribuir con el desarrollo y crecimiento económico, ésta también contribuye con la contaminación del medio ambiente. La industria energética ha crecido en gran manera en las últimas décadas, y continuará creciendo, es por eso que se deben tomar medidas para aminorar el impacto que implica su proceso, a través de la aplicación de procesos o productos más eficientes que conlleven menos consumo de recursos y menos contaminantes.

Resumiendo los principales objetivos de la eficiencia, se tiene que son:

1. Reducir el impacto en la naturaleza
2. Reducir el consumo de los recursos y energía
3. Aumentar el valor de los productos de innovación o servicios, mediante recomendaciones de niveles de decisión.
4. Examinar las actividades con la evaluación para mejorar el rendimiento de la industria.

CAPÍTULO II

PLANTA TERMOELÉCTRICA

En el capítulo anterior se habló de la Termoeconomía y de sus áreas de aplicación, enfocándose a la contabilidad de costos exergéticos, basados en la teoría de costos exergéticos. En este capítulo siguiente se concretó la teoría de costos exergéticos en una planta termoeléctrica, aplicada a tres de sus ciclos de operación. Para esto, en el presente capítulo se presenta la descripción de cada uno de esos ciclos como también de sus principales equipos que interactúan en cada ciclo analizado, haciendo mención de sus características y funcionamiento más relevantes [25, 26, 27].

2.1 GENERALIDADES DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

Para el desarrollo de esta tesis se tomó como caso de aplicación la planta termoeléctrica “Valle de México”, que pertenece a la Comisión Federal de Electricidad y forma parte de la Subgerencia Regional de Generación Termoeléctrica Central. Esta planta aporta el 2.13% de la energía eléctrica generada a nivel nacional y el 14% de la energía requerida en el Distrito Federal y Zona Metropolitana.

La planta se encuentra ubicada en el municipio de Acolman, Estado de México, sobre una superficie de 24.6 hectáreas y a una altura de 2,283 metros sobre el nivel del mar. Tiene una ubicación estratégica por ser la más cercana al Distrito Federal, que la hace ser una de las plantas generadoras de energía más importantes del Sistema Eléctrico Nacional.

Esta planta está compuesta en su totalidad por siete unidades generadoras con una capacidad instalada de 1,015.30 MW. La tabla 2.1 muestra las capacidades, tipo de ciclo y año de inicio de operación de cada unidad que comprende la planta.

TABLA 2.1- Capacidad instalada y ciclo de cada unidad de la planta termoeléctrica.

Unidad	Capacidad (MW)	Ciclo	Inicio de operación
1	150	Vapor (Rankine regenerativo con recalentamiento)	Abril 1963
2, 3	158 c/u		Febrero 1971 y Diciembre 1970
4	300	Vapor	Febrero 1974
5,6,7	83.10 c/u	Gas	Abril y Mayo 2002
Total	1,015.30		

Las unidades 1, 2 y 3 están constituidas cada una por un arreglo de un generador de vapor, una turbina de vapor, un generador eléctrico y un transformador de potencia, formando así el ciclo termoeléctrico convencional. Con las unidades 4, 5, 6, y 7 se forman tres ciclos diferentes: un ciclo de gas, un ciclo combinado y un ciclo híbrido. El ciclo de gas está formado únicamente por las unidades 5, 6 y 7, siendo el conjunto turbocompresor, cámara de combustión y turbina de gas. El ciclo combinado está compuesto de un turbocompresor, una cámara de combustión, una turbina de gas, un recuperador de calor (HRSG), una

turbina de vapor, un generador eléctrico y un transformador de potencia. El ciclo híbrido, en cambio, consiste de un turbocompresor, una cámara de combustión, una turbina de gas, un HRSG-generator de vapor, una turbina de vapor, un generador eléctrico y un transformador de potencia.

El presente estudio únicamente se enfoca en los modos de operación de ciclo combinado y ciclo híbrido, y para propósito de comparación también se realizó el estudio de las unidades 5, 6 y 7 como ciclo de gas.

El diagrama físico global del sistema que forman las unidades 4, 5, 6 y 7 se muestra en la figura 2.1.

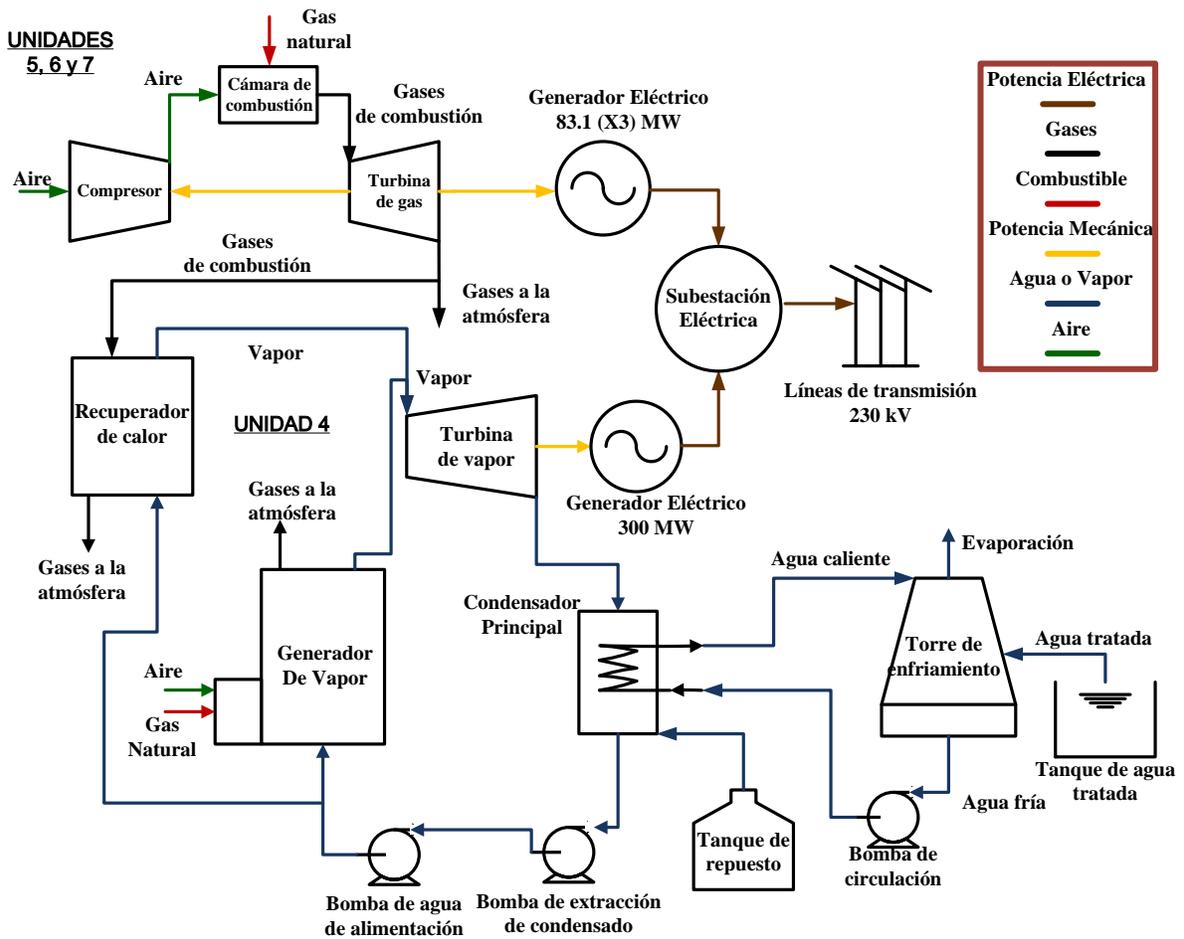


FIGURA 2.1- Diagrama global simplificado de la planta termoeléctrica unidades 4, 5, 6 y 7.

En la figura 2.1 se observa que aparecen otros equipos que son auxiliares al funcionamiento de estas unidades de la planta, como son: el sistema de agua de enfriamiento, de tratamiento de agua de alimentación, entre otros. Sin embargo, en el presente trabajo solo se analizan los equipos relevantes. A continuación se describen los modos de operación de la planta en los cuales se enfoca el análisis.

2.2 MODOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA

En el presente trabajo se enfocó el estudio únicamente para los ciclos: a) ciclo de gas, b) ciclo combinado, y c) ciclo híbrido. La descripción de estos ciclos se presenta a continuación:

2.2.1 CICLO DE GAS

Este ciclo se realizó para las unidades 5, 6 y 7, en donde cada una de las tres unidades están compuestas por: un turbocompresor, una cámara de combustión y una turbina de gas. El diagrama físico simplificado de este ciclo se muestra en la figura 2.2.

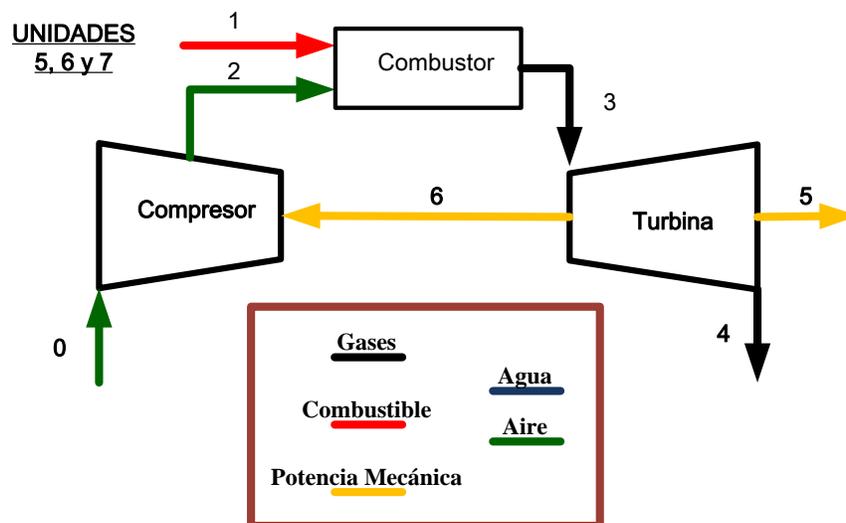


FIGURA 2.2- Diagrama físico del ciclo de gas.

El principio de funcionamiento de las turbinas de gas se basa en el ciclo termodinámico de Brayton, que se describe como sigue: el aire entra al compresor en donde aumenta su presión y temperatura. El compresor recibe de la turbina la potencia mecánica necesaria para realizar esta función.

El aire presurizado pasa a la cámara de combustión donde se producen gases de combustión. Los gases de combustión se expanden en las cuatro etapas de la turbina de gas, transmitiendo su energía para hacer girar a la turbina y al compresor, para luego ser descargados a la atmósfera. Esta energía mecánica se transforma finalmente en potencia eléctrica por medio del generador eléctrico.

Cada turbina de gas incluye, para su funcionamiento, una compuerta y chimenea de derivación, lo cual permite que la operación de estas turbinas de gas sea independiente de los demás ciclos cuando se requiera.

En el Apéndice C.2.1 se muestran los datos termodinámicos que se utilizaron para realizar los cálculos pertinentes al estudio.

2.2.2 CICLO COMBINADO

El ciclo combinado de la planta termoeléctrica está compuesto por las unidades 4, 5, 6 y 7, que incluye tres turbinas de gas con sus respectivos HRSG y una turbina de vapor de tres cuerpos de presión. El diagrama físico del ciclo combinado se muestra en la figura 2.3.

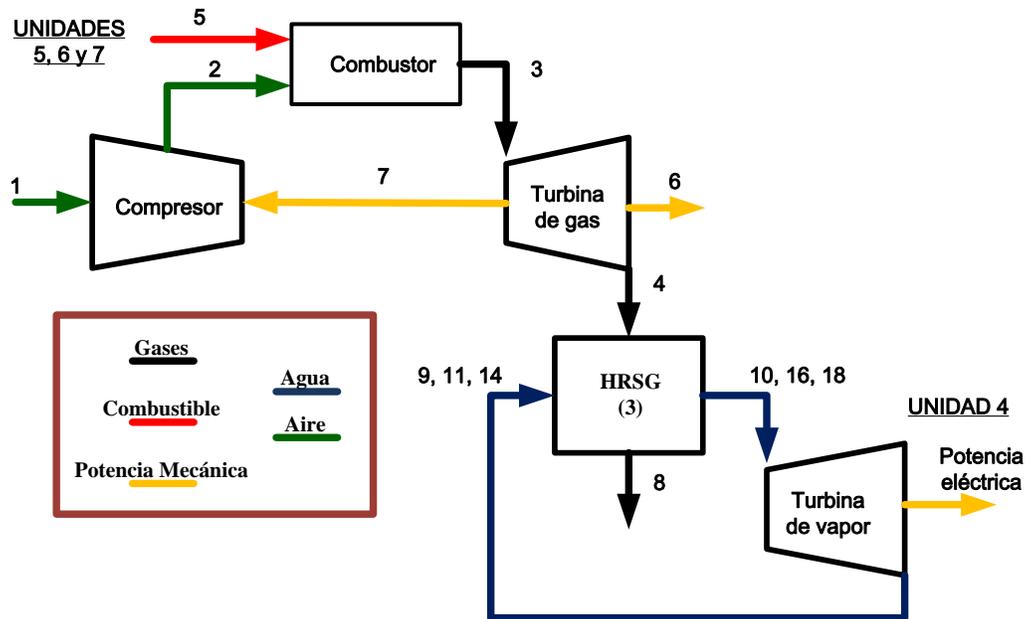


FIGURA 2.3- Diagrama físico del ciclo combinado.

La operación del ciclo combinado se describe a continuación:

Para el caso del ciclo de gas, la energía calorífica contenida en los gases de combustión, se utilizan directamente para producir energía mecánica por medio del impulso de la turbina de gas, y finalmente se convierte en energía eléctrica por medio del generador eléctrico acoplado al rotor de la turbina.

Los gases que salen de la turbina de gas son aprovechados en los HRSG, donde se aprovecha su energía calorífica para generar vapor que posteriormente se envía a la turbina de vapor. Este vapor impulsa los álabes de la turbina para transformar la energía calorífica en energía mecánica, y finalmente, de la energía mecánica obtener la energía eléctrica por medio del generador eléctrico que está acoplado al rotor de la turbina. El ciclo se cierra cuando el condensado expulsado de la turbina de vapor entra nuevamente a los HRSG.

Los datos termodinámicos para las cargas 50%, 75% y 100% en las condiciones de diseño, se muestran en el Apéndice C.2.2.

2.2.3 CICLO HÍBRIDO

En este tipo de operación, la planta genera potencia eléctrica tanto por la turbina de gas como por la turbina de vapor. Aquí se genera vapor en el generador de vapor convencional y en el HRSG. Tanto el generador de vapor como la cámara de combustión transforman la energía química contenida en el combustible por medio de la combustión en energía térmica.

En este ciclo, las turbinas de gas y la unidad 4 están interconectadas a través de los recuperadores de calor formando lo que se denomina como “Ciclo Híbrido”. Ahí los gases que salen de la turbina de gas son enviados al HRSG, donde se aprovecha su energía calorífica para calentar parte del condensado proveniente de la turbina de vapor y agua de alimentación. Este vapor sobrecalentado proveniente de los HRSG (unidades 5, 6 y 7) se mezcla con el vapor principal que se produce en el generador de vapor (unidad 4), para ser transferidos a la turbina de vapor de la misma unidad en el lado de alta presión.

Con el objetivo de obtener una mejor eficiencia en este tipo de operación, el generador de vapor opera con una carga del 60 % y los recuperadores de calor aportan el 40 % restante, en el cual se requiere que necesariamente estén en servicio al menos dos turbinas de gas con sus respectivos recuperadores de vapor y el generador de vapor. Este ciclo de la planta es el modo de operación predominante, debido a que conjunta la mayor generación y eficiencia razonable. En la figura 2.4 se muestra el diagrama físico de este ciclo.

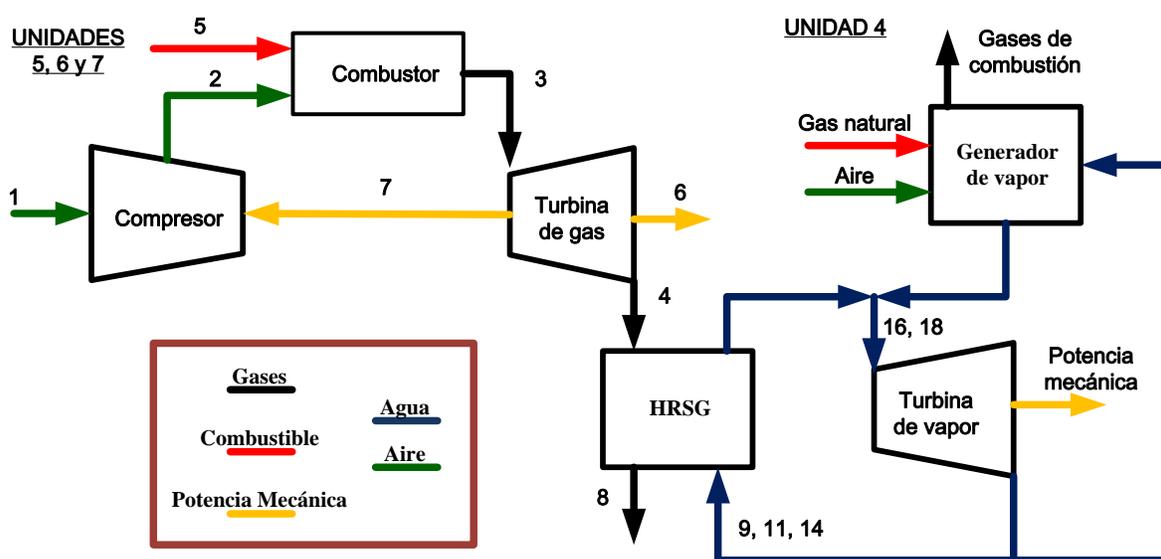


FIGURA 2.3- Diagrama físico del ciclo Híbrido.

En el Apéndice C.2.3 se muestra los datos termodinámicos de diseño a las diferentes cargas de 50%, 75% y 100%.

La operación del ciclo híbrido se describe a continuación:

La energía química del combustible se transforma en energía calorífica tanto en el generador de vapor como en la cámara de combustión del grupo turbina de gas. Por una parte, la energía transformada dentro del generador de vapor es aprovechada para producir vapor de agua a alta presión y alimentar la turbina de vapor, que a su vez transforma esta energía calorífica en energía mecánica.

Por otro lado, en el ciclo de gas, la energía calorífica de los gases de combustión se utiliza primeramente en la turbina de gas para convertirla en energía mecánica, que a su vez por medio del generador eléctrico transforma esta energía mecánica en energía eléctrica. Luego de pasar los gases de combustión por la turbina de gas, son aprovechados en los recuperadores de calor para producir vapor de agua a alta presión. Este parte de vapor producida en los recuperadores de calor se une con la que se produce en el generador de vapor para alimentar la turbina de vapor. La turbina de vapor convierte la energía calorífica contenida en el vapor en energía mecánica, y finalmente el generador eléctrico la convierte en energía eléctrica.

En este modo de operación, el líquido procedente del condensador es bombeado desde la presión del mismo hasta la presión más alta de la caldera, pasando previamente por un calentamiento progresivo que se realiza en los calentadores de baja y alta presión, llegando finalmente al generador de vapor, en donde se transforma nuevamente en vapor de alta presión.

Luego que el vapor sale de la turbina de alta presión, éste es conducido nuevamente al generador de vapor para pasar por una etapa de recalentamiento y elevar su temperatura. El vapor que pasa a esta etapa recibe el nombre de "vapor recalentado frío", después de pasar por la etapa de recalentamiento, el vapor regresa al grupo de turbinas en la sección de presión intermedia como "vapor recalentado caliente". El vapor de recalentamiento frío se divide en dos flujos parciales, uno para el recalentador de la caldera convencional y otro para los tres HRSG.

El ciclo híbrido de la planta termoeléctrica es el que más se opera por ser aun más eficiente que el ciclo combinado. En esto se amplía en los siguientes capítulos.

2.3 EQUIPOS PRINCIPALES

Para efectos de este trabajo, se eligieron los equipos más relevantes en cuanto al uso de la energía y que tienen su función en cada uno de los ciclos mencionados anteriormente.

2.3.1 TURBINAS DE GAS

La planta de generación eléctrica consta de tres turbinas de gas ALSTOM GT 11N2-EV, para el funcionamiento del ciclo de gas, el ciclo combinado y el ciclo híbrido. Estas tres turbinas funcionan con gas natural como combustible. Las condiciones de diseño de entrada del gas natural son de 14.7 °C, 0.767 bar y 65 % de humedad relativa.

Las turbinas ALSTOM GT 11N2-EV, son turbinas monoje para centrales de ciclo individual, ciclo combinado o cogeneración. Los componentes principales de las turbinas de gas:

Sistema de admisión de aire de dos etapas, formado por un prefiltro y un filtro fino, con aletas de derivación y silenciadores.

El compresor de cada turbina de gas es de tipo subsónico axial y cuentan con 14 etapas de compresión. En sus condiciones de diseño trabajan con una relación de presión de 15.5:1, con una temperatura y presión de entrada del aire de 14.7 °C y 0.767 bar abs respectivamente, y una presión de salida de 12.349 bar abs.

2.3.2 RECUPERADORES DE CALOR (HRSG)

Los HRSG son intercambiadores de calor que tienen por objetivo generar vapor. Los HRSG de esta planta son del fabricante ALSTOM POWER, con dos etapas de presiones, con circulación natural, con una eficiencia térmica de diseño de 99.5%, y tienen tres niveles de presiones (197.54 bar man, 191.33 bar man y 46.54 bar man).

2.3.3 GENERADOR DE VAPOR

El objetivo del generador de vapor es el de aumentar la temperatura del agua de alimentación hasta obtener vapor sobrecalentado. Luego este vapor es expandido en la turbina, generando trabajo. Se requieren de algunos equipos auxiliares para completar el ciclo como: condensador (convierte el vapor de escape de la turbina en líquido), bomba (aumenta la presión del líquido que sale del condensador y lo envía hacia el generador de vapor) y calentadores (regula la temperatura de los flujos de vapor para ingresarlos tanto al generador de vapor como al HRSG).

El generador de vapor de la unidad 4 utiliza gas natural y combustóleo como combustible, aunque ya se ha dejado de utilizar el combustóleo. El generador es de circulación natural, con hogar presurizado, tiro forzado, y consiste de sobrecalentadores para baja, intermedia y alta presión, y un recalentador.

Cuando la planta opera en modo híbrido, el generador de vapor aporta el 50% del vapor requerido en la turbina de vapor, el otro 50% es proporcionado por los 3 HRSG. Las eficiencias del generador de vapor son de 84.89%, 85.20% y 85.52 %, cuando opera al 100, 75 y 50 % de la carga respectivamente.

Puede operar con gas natural o combustóleo, con atomización con vapor, con atemporizador de vapor sobrecalentado y vapor recalentado, con recirculación de gases.

2.3.4 TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor de la unidad 4, es de tipo Tandem compound con recalentamiento y condensación, con una capacidad de generación de 300 MWe. Su velocidad nominal es de 3600 rpm, con 7 extracciones, compuesta por tres cuerpos de presión, uno de baja, uno de intermedia, y otro de alta presión. Las condiciones de diseño del vapor principal a la entrada de la turbina son de 168.74 bar y 537.7 °C.

La turbina de vapor, en comparación con la de gas, presenta una degradación más lenta. Los mecanismos de degradación de la turbina de vapor, como turbomáquina, consisten básicamente en erosión de los álabes, rugosidad en su superficie, y depósitos. Estos efectos modifican la geometría y el camino del vapor, alejándose de su diseño óptimo. Además, los aumentos en holguras por desgaste (puntas de álabes y sellos) aumentan las pérdidas de vapor que no efectúa trabajo, provocando como consecuencia la disminución en la potencia eléctrica generada.

Para disminuir los efectos mencionados, se recurre al mejoramiento del diseño de las turbinas de vapor, mediante la corrección de los mecanismos de sellado en los extremos de cada sección para evitar que se pierda vapor hacia la atmósfera, con la consecuente pérdida en potencia, y la entrada de aire incondensable que dificulta la evacuación de calor en el condensador, el cual podría ser causa de corrosión en las conducciones.

2.3.5 CONDENSADOR DE VAPOR

El condensador de vapor de la planta de generación eléctrica en estudio, es un condensador de superficie horizontal, coraza simple, con dos cajas de agua separada y dos pasos de agua de enfriamiento. Tiene una superficie de transferencia de calor de 12,626 m², con una cantidad de tubos de 15,276 y el calor cedido al agua de enfriamiento es de 340 kW.

Las condiciones de diseño de entrada del condensado proveniente de la turbina de baja presión, son de 42.85 °C y 635.494 kg/h, y las del agua de enfriamiento de 26.11 °C y 25,889 m³/h.

Luego que el condensado sale del condensador como líquido saturado, este pasa por una serie de calentadores para finalmente llegar a las condiciones correctas al generador de vapor, para otra vez iniciar el proceso.

CAPÍTULO III

EVALUACIÓN DE LOS COSTOS EXERGÉTICOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

Una vez planteado los casos de estudios referidos a la planta termoeléctrica, en el presente capítulo se presenta el desarrollo de la teoría de costos exergéticos aplicada a los ciclos de dicha planta. Se plantean cada uno de los balances necesarios para realizar el cálculo de los costos exergéticos, con sus respectivas consideraciones, parámetros termodinámicos tanto de diseño como de operación para los siguientes ciclos: a) ciclo de gas, b) ciclo combinado y c) ciclo híbrido. El objetivo de este capítulo es aplicar la metodología de la teoría de costos exergéticos a los tres ciclos de la planta termoeléctrica.

3.1 BALANCE ENERGÉTICO

El modelo termodinámico de primera ley para los tres ciclos se describe a continuación, partiendo de los equipos principales que son: compresor, cámara de combustión, turbina de gas, y recuperador de calor. Para cada equipo se establecen las ecuaciones de primera ley.

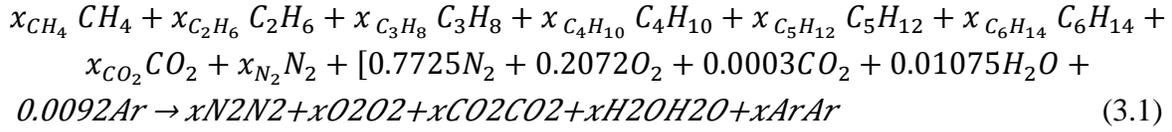
Los cálculos de los parámetros termodinámicos (entalpías, entropías), se realizan tomando los datos de diseño y de operación para el ciclo de gas, y únicamente los datos de diseño para los ciclos combinado e híbrido. En el Apéndice A se muestran los modelos de los balances de energía para ciertos equipos industriales, entre los que se encuentran: compresor, bomba, ventilador, turbina, intercambiadores, válvula, cámara de combustión y generador de vapor. Cada uno de estos equipos se considera como volúmenes de control independientes para mayor comprensión [1, 2].

3.1.1 COMBUSTIÓN DEL GAS NATURAL Y CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Los tres ciclos se trabajan con gas natural, el cual está compuesto principalmente por metano y otros gases en menor cantidad como etano, propano, butano, pentano, hexano, dióxido de carbono y nitrógeno. La composición del gas natural para cada uno de los tres ciclos se muestra en el Apéndice B.1. En la combustión, los productos de la combustión se consideran como gases ideales.

La composición del aire para la combustión del gas natural se considera una composición molar del aire de entrada como: oxígeno (20.72%), nitrógeno (77.25%), dióxido de carbono

(0.03%), vapor de agua (1.075%) y argón (0.92%). El balance estequiométrico del gas natural con exceso de aire se ve expresado por la siguiente expresión:



Las entalpías del combustible (\bar{h}_c), del aire de entrada (\bar{h}_a) y de los gases de combustión ($\bar{h}_{g,c}$) se evalúan conociendo la composición del combustible, la composición del aire y la temperatura de los mismos, tomando en consideración que se trata de una mezcla de gases ideales. El balance de energía dentro de la cámara de combustión se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{c,c} = \dot{n}_{g,c} \bar{h}_{g,c} - \dot{n}_c \bar{h}_c - \dot{n}_a \bar{h}_a \quad (3.2)$$

En esta ecuación el trabajo dentro del volumen de control es cero, y además se desprecian los efectos por la energía cinética y potencial.

La entalpía específica del aire de entrada se evalúa a T_1 , la del combustible a T_5 y la de los gases de combustión a T_3, T_4 y T_8 . De esta forma, las entalpías de cada uno de estos compuestos son:

$$\bar{h}_a = [0.7725\bar{h}_{N_2} + 0.2072\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.01075\bar{h}_{H_2O} + 0,0092\bar{h}_{Ar}] (T_1) \quad (3.3)$$

$$\bar{h}_{g,c} = [x_{N_2}\bar{h}_{N_2} + x_{O_2}\bar{h}_{O_2} + x_{CO_2}\bar{h}_{CO_2} + x_{H_2O}\bar{h}_{H_2O} + x_{Ar}\bar{h}_{Ar}] (T_3, T_4, T_8) \quad (3.4)$$

$$\bar{h}_c = [x_{CH_4}\bar{h}_{CH_4} + x_{C_2H_6}\bar{h}_{C_2H_6} + x_{C_3H_8}\bar{h}_{C_3H_8} + x_{C_4H_{10}}\bar{h}_{C_4H_{10}} + x_{C_5H_{12}}\bar{h}_{C_5H_{12}} + x_{C_6H_{14}}\bar{h}_{C_6H_{14}} + x_{CO_2}\bar{h}_{CO_2} + x_{N_2}\bar{h}_{N_2}] (T_5) \quad (3.5)$$

Donde:

$$\bar{h}_x = \bar{h}_f^{\circ} + [\bar{h}_x(T_p) - \bar{h}(T_0)] \quad (3.6)$$

Además del cálculo de las entalpías específicas de cada compuesto, para cada estado termodinámico, se hace necesario el cálculo de las entropías específicas, la cual se determina mediante la ecuación (3.7):

$$\bar{s}_k(T_n, x_k, p_n) = \bar{s}^\circ_k(T_n) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_n}{p_0} \quad (3.7)$$

La entropía específica en cada estado está dada por la ecuación (3.8):

$$\bar{s}_n = \sum_n x_{k,n} \bar{s}_{k,n} \quad (3.8)$$

La masa molar tanto del aire de entrada, del combustible, así como de los gases de combustión se calcula de la siguiente forma:

$$M_{sustancia,n} = \sum_n x_k M_k \quad (3.9)$$

Los resultados obtenidos de las entalpías y entropías de cada compuesto para cada estado de los ciclos, se muestran en el Apéndice C2.

Consideración del agua en los productos de combustión

Dentro de la combustión del gas natural para los tres ciclos, uno de los productos de la combustión es agua. Una de las complicaciones que existe dentro de la mezcla de los gases de combustión, es que cuando la mezcla se enfría a presión constante, puede ocurrir la condensación del vapor de agua contenido en ella. Uno de los factores que determina esta condensación es la temperatura de punto de rocío.

En el caso de estudio, para los productos de combustión en los estados 3, 4 y 8, la presión parcial del vapor de agua es:

$$p_v = x_v p_{mezcla} \quad (3.10)$$

Considerando que los gases de combustión se enfrían en la atmósfera hasta llegar al “estado muerto”, que corresponde a las condiciones del ambiente ($T_0 = 14.7^\circ\text{C}$ y $p_0 = 0.767 \text{ bar}$), parte del vapor contenido en la mezcla se condensa. La cantidad de vapor condensado \dot{n}_l se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\underbrace{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_{Ar}} + x_{H_2O,l} + x_{H_2O,v} \quad (3.11)$$

En la ecuación (3.11), la parte subrayada corresponde a los gases secos y la parte restante es la cantidad de agua líquida y vapor.

Para el cálculo de la fracción de agua líquida y vapor se separa la fracción de gases secos de la fracción del vapor de agua. La cantidad de vapor de agua presente en la mezcla de gases se calcula como:

$$p_v = x_v p \quad (3.12)$$

Donde,

$$x_v = \frac{n_v}{(x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_{Ar}) + n_v} \quad (3.13)$$

Despejando n_v se tiene:

$$n_v = \frac{(x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_{Ar}) p_v}{(p - p_v)} \quad (3.14)$$

Así que la fracción de vapor de agua de los gases de combustión que se condensan es:

$$n_l = n_{H_2O,(l+v)} - n_v \quad (3.15)$$

3.1.2 COMPRESOR Y TURBINA

Para el conjunto compresor-turbina de gas el balance de energía toma la forma de:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{n}_a(\bar{h}_2 - \bar{h}_1) + \dot{n}_{g.c}(\bar{h}_3 - \bar{h}_4) \quad (3.16)$$

\dot{W}_{vc} es el trabajo neto desarrollado por la turbina de gas.

Los correspondientes valores de las entalpías y entropías específicas que se ven involucradas en estos equipos se calculan por las ecuaciones (3.3, 3.4, 3.6).

a. Compresor

Aunque para los cálculos de los ciclos analizados no fue necesario utilizar la eficiencia isoentrópica del compresor, ya que se contó con datos de los estados de este equipo, esta eficiencia se define como:

$$\eta_{comp,iso} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad (3.17)$$

donde \bar{h}_{2s} es la entalpía específica de la compresión isoentrópica, desde el estado de entrada 1 hasta la presión de salida especificada, p_2 . La relación de compresión del compresor es de 14 para el ciclo de gas y de 15 para los ciclos combinados e híbrido.

b. Turbina de gas

Para el análisis energético de la turbina de gas no se tomó en cuenta la eficiencia isoentrópica para los cálculos, pero según el balance de energía, esta queda como:

$$\eta_{t.g,iso} = \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_4}{\bar{h}_3 - \bar{h}_{4s}} \quad (3.18)$$

\bar{h}_{4s} es la entalpía específica de la expansión isoentrópica desde la entrada a la turbina en el estado 3, hasta la presión de salida, p_4 .

3.1.3 RECUPERADOR DE CALOR

Para los ciclos combinado e híbrido se emplea para sus procesos el recuperador de calor, como se muestra en la figura 3.1, donde su balance de energía se determina como:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{n}_4(\bar{h}_4 - \bar{h}_8) + \dot{m}_9(h_9 - h_{10}) + [\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) + \dot{m}_{12a}(h_{12a} - h_{13a} + m_{15}h_{15} - h_{16} + m_{12b}h_{12b} - h_{17a} + m_{12bh}h_{17b} - h_{18})] \quad (3.19)$$

En este equipo se considera que: $\dot{Q}_{vc} = 0$ y $\dot{W}_{vc} = 0$.

Las entalpías y entropías específicas del agua se encuentran utilizando directamente las tablas de vapor, en cambio para los gases de combustión se calculan utilizando las ecuaciones (3.3, 3.4, 3.6).

Los flujos que interactúan dentro del recuperador de calor (HRSG) para los ciclos combinado e híbrido se muestran en la figura 3.1. Los recuperadores de calor consisten de un pre-calentador (economizador) de baja presión y dos evaporadores de alta presión.

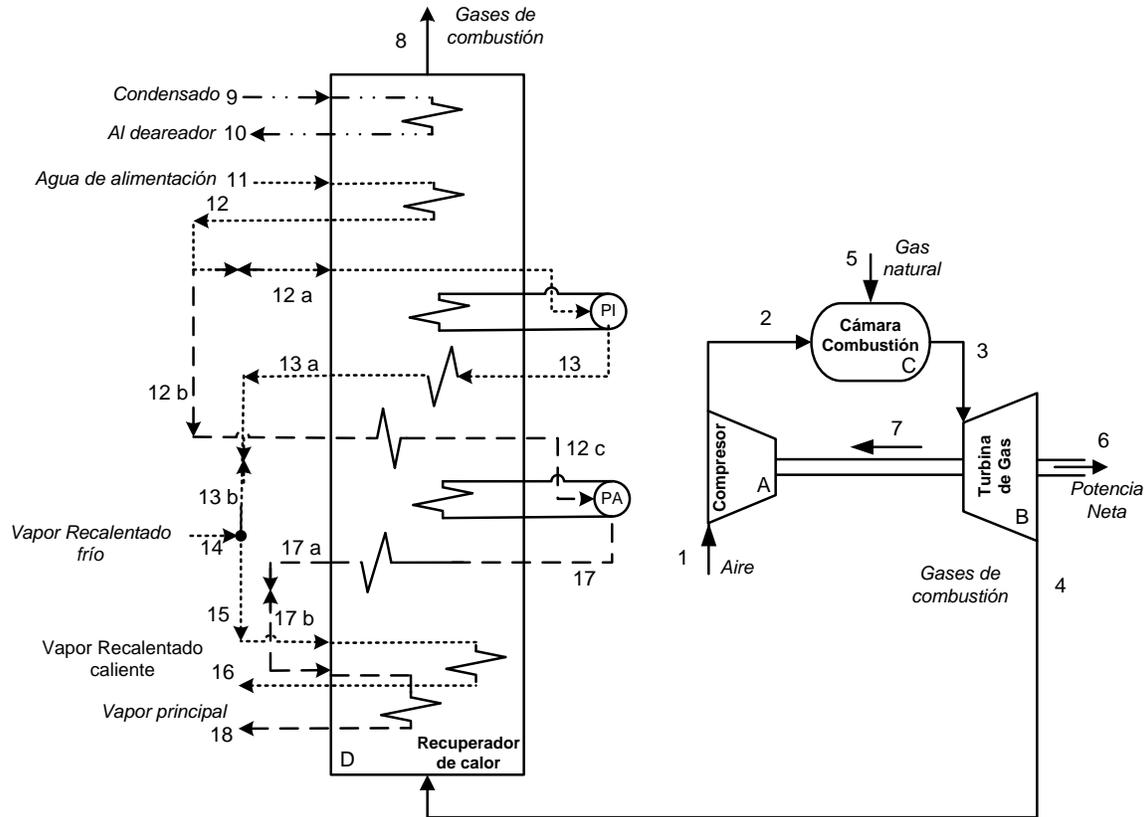


FIGURA 3.1.- Líneas de flujos de corrientes dentro de cada recuperador de calor.

3.2 BALANCE EXERGÉTICO

El cálculo de las exergías se realizó tanto para cada uno de los flujos de las corrientes de cada equipo principal de los ciclos analizados. Estos cálculos se hicieron considerando a cada equipo como un volumen de control en estado estacionario, con el modelo de gas ideal y despreciando los efectos de la energía cinética y la energía potencial [1, 2].

El balance exergético inicia con el cálculo de las exergías de cada flujo para poder finalmente evaluar para cada equipo, las exergías suministradas, recuperadas, destruidas y la eficiencia exergética, como se muestra a continuación:

3.2.1 EVALUACIÓN DE EXERGÍAS FÍSICAS

Las exergías físicas de los flujos son evaluadas mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_n^{FI} = \dot{m}_n \times e_n^{FI} \quad (3.20)$$

Donde se tiene que,

$$e_n^{FI} = [h_n - h_0 - T_0(s_n - s_0)] \quad (3.21)$$

O para el caso del modelo gas ideal,

$$e_n^{FI} = h_n - h_0 - \left(\{s^{\circ}_{(T_n)} - s^{\circ}_{(T_0)}\} - RT_0 \ln \frac{p_n}{p_0} \right) \quad (3.22)$$

Cuando se tiene que alguno de los flujos (modelo gas ideal) entran a condiciones de referencia al sistema, se cumple que $T_n = T_0$, $h_n = h_0$ y $s^{\circ}_{(T_n)} = s^{\circ}_{(T_0)}$, si la presión de entrada es diferente de la presión de referencia, la ecuación (3.22) queda como:

$$e_n^{FI} = RT_0 \ln \frac{p_n}{p_0} \quad (3.23)$$

Cuando cualquiera de los flujos entra al sistema a condiciones de referencia $T_n = T_0$, $p_n = p_0$, el flujo de exergía vale cero.

Los valores de las exergías físicas de cada flujo de corriente de cada volumen de control, se muestran en el Apéndice C.3.

3.2.2 EVALUACIÓN DE EXERGÍAS QUÍMICAS

Para los flujos de corriente que experimentan transformaciones químicas, como es el caso de la combustión, se tiene que la exergía química para cada una de las corrientes es:

$$\dot{E}_n^{QU} = \frac{\dot{m}_n}{M_n} \left(\sum x'_k \bar{e}_k^{QU} + \bar{R}T_0 \sum x'_k \ln x'_k \right) \quad (3.24)$$

El apóstrofe en la cantidad molar (x'), indica que en las fracciones molares de los componentes se tomó por separado la cantidad de agua líquida de la del vapor de agua presente en la sustancia de trabajo.

Para estos cálculos se tomaron los valores de exergías químicas de las sustancias de trabajo de acuerdo al modelo I [1].

Cuando no existe ninguna transformación química en la sustancia de trabajo, como en este caso sería el aire, la exergía química es cero.

3.2.3 EXERGÍA SUMINISTRADA

La exergía suministrada para cada uno de los equipos involucrados en los diferentes ciclos estudiados, se calcula de la siguiente manera [1, 2]:

1. *Compresor de aire*

$$\dot{E}_{Sum-Comp} = \dot{E}_7 \quad (3.25)$$

2. *Cámara de combustión:*

$$\dot{E}_{Sum-C.C.} = \dot{E}_5 \quad (3.26)$$

3. *Turbina de gas:*

$$\dot{E}_{Sum-T.G.} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (3.27)$$

4. *Recuperador de calor (HRSG)*

$$\dot{E}_{Sum-HRSG} = \dot{E}_4 - \dot{E}_8 \quad (3.28)$$

La exergía suministrada total del ciclo de gas queda como:

$$\dot{E}_{Sum-Ciclo\ de\ gas} = \dot{E}_5 \quad (3.29)$$

Y para los ciclos combinado e híbrido es:

$$\dot{E}_{Sum-Ciclo\ combinado} = \dot{E}_{Sum-Ciclo\ híbrido} = \dot{E}_5 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} \quad (3.30)$$

3.2.4 EXERGÍA RECUPERADA

La exergía recuperada para cada equipo de cada ciclo se calcula de la siguiente manera [1, 2]:

1. *Compresor de aire*

$$\dot{E}_{Rec-Comp} = \dot{E}_2 \quad (3.31)$$

2. *Cámara de combustión:*

$$\dot{E}_{Rec-C.C.} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 \quad (3.32)$$

3. Turbina de gas:

$$\dot{E}_{Rec-T.G} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 \quad (3.33)$$

4. Recuperador de calor

$$\dot{E}_{Rec-HRSG} = (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}) \quad (3.34)$$

La exergía recuperada total del ciclo de gas, como de los ciclos combinado e híbrido son:

$$\dot{E}_{Rec-Ciclo\ de\ gas} = \dot{E}_6 \quad (3.35)$$

$$\dot{E}_{Rec-Ciclo\ combinado} = \dot{E}_{Rec-Ciclo\ híbrido} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18} \quad (3.36)$$

3.2.5 EFICIENCIA EXERGÉTICA

El cálculo de la eficiencia exergética para cada equipo de los ciclos, se realiza dividiendo la exergía recuperada entre la exergía suministrada, como se muestra a continuación:

1. Compresor de aire

$$\varepsilon_{Comp} = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_7} \quad (3.37)$$

2. Cámara de combustión:

$$\varepsilon_{C.C} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_5} \quad (3.38)$$

3. Turbina de gas:

$$\varepsilon_{T.G} = \frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_7}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.39)$$

4. Recuperador de calor

$$\varepsilon_{HRSG} = \frac{(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})}{\dot{E}_4 - \dot{E}_8} \quad (3.40)$$

La eficiencia exergética del ciclo de gas, como de los ciclos combinado e híbrido se calcula como:

$$\varepsilon_{Ciclo\ de\ gas} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5} \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{\text{Ciclo combinado}} = \varepsilon_{\text{Ciclo híbrido}} = \frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}}{\dot{E}_5 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}} \quad (3.42)$$

3.2.6 DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA

El cálculo de la destrucción de exergía en cada uno de los equipos de los ciclos se obtiene del balance de exergía, el cual se muestra a continuación para cada equipo:

1. *Compresor*

$$\dot{E}_{D_{comp}} = \dot{E}_7 - \dot{E}_2 \quad (3.43)$$

2. *Cámara de combustión*

$$\dot{E}_{D_{C.C.}} = \dot{E}_5 - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) \quad (3.44)$$

3. *Turbina*

$$\dot{E}_{D_{T.G.}} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_6 + \dot{E}_7) \quad (3.45)$$

4. *Recuperador de calor*

$$\dot{E}_{D_{HRSG}} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_8) - [(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})] \quad (3.46)$$

Los resultados obtenidos en el balance exergético se muestran en el Apéndice C.4. Con estos resultados se continúa con el cálculo de los costos exergéticos de los tres ciclos, como se muestra a continuación:

3.3 CONTABILIDAD DE COSTOS EXERGÉTICOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

Partiendo de que ya se conoce la topología de los tres ciclos evaluados, sus equipos principales a evaluar y las exergías de los flujos que interactúan en ellos, se aplicó la teoría de costos exergéticos para dos casos: cuando se toman en cuenta los residuos y cuando no se toman en cuenta. Los modelos de costos exergéticos para los tres ciclos de la planta termoeléctrica, se muestran a continuación.

3.3.1 COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO DE GAS

En el ciclo de gas está compuesto por tres equipos principales: compresor, cámara de combustión y turbina de gas. Los residuos de este ciclo están designados por la corriente 4, y su producto final (potencia neta generada) por la corriente 6. La estructura productiva del ciclo de gas, sin y con residuo, se muestra en la figura 3.2 y 3.3 respectivamente.

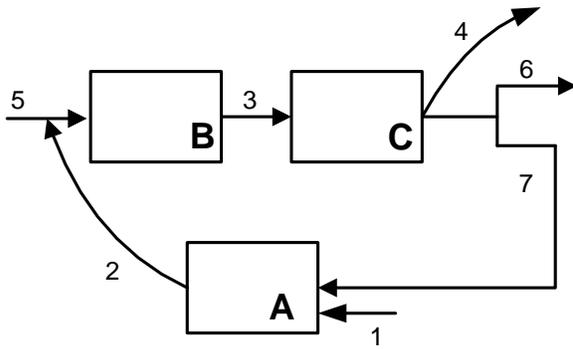


FIGURA 3.2.- Estructura productiva del ciclo de gas sin residuo.

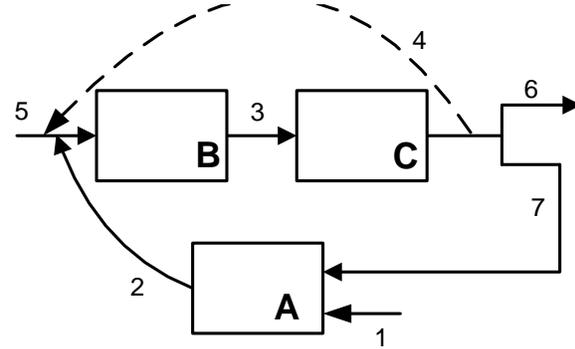


FIGURA 3.3.- Estructura productiva del ciclo de gas con residuo.

En la figura 3.3 se ve que los residuos (gases de combustión) regresan al equipo (cámara de combustión) donde fueron formados. A continuación se presenta los modelos de costos exergéticos del ciclo de gas para cada caso [5, 8, 9, 13, 22].

a) CASO I: sin residuo

Para el caso I donde no se consideran los residuos, la estructura productiva del ciclo de gas se muestra en la figura 3.2.a. La definición de recurso-producto para cada equipo del ciclo se muestra en las siguientes figuras.

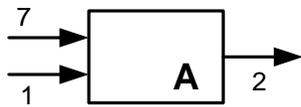


FIGURA 3.4.- Recurso-producto del compresor.



FIGURA 3.5.- Recurso-producto de la cámara de combustión.



FIGURA 3.6.- Recurso-producto de la turbina de gas.

En las figuras 3.4, 3.5 y 3.6 se muestra en la parte izquierda el recurso que entra al sistema, y en la parte derecha el producto que se obtiene. Como se puede notar, la corriente 4 desaparece en este caso, porque se están despreciando los residuos que se generan en el proceso.

En la tabla 3.1 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético.

TABLA 3.1.- Modelo de costos exergéticos del ciclo de gas para el caso I.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	\dot{E}_3	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de costos exergéticos. El sistema de ecuaciones que resulta del ciclo de gas para el caso I es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 + k^*_1 \dot{E}_1 = k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.47)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 + k^*_2 \dot{E}_2 = k^*_3 \dot{E}_3 \quad (3.48)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.49)$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones, se hicieron las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un mismo equipo son iguales: $k^*_6 = k^*_7$.
- ✓ No se toma en cuenta el costo de los residuos de donde se originan. En este caso $k^*_4 = 0$ para la cámara de combustión.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán tres incógnitas: $k^*_2, k^*_3, k^*_6 = k^*_7$. Luego de haber obtenido los costos exergéticos unitarios de cada corriente, se aplica la ecuación (1.5), y se calculan los consumos exergéticos.

b) CASO II: con residuo

La estructura productiva de los equipos principales del ciclo de gas para el caso II (cuando se consideran los residuos), se muestran gráficamente en la figura 3.7, 3.8 y 3.9.



FIGURA 3.7.- Recurso-producto del compresor.

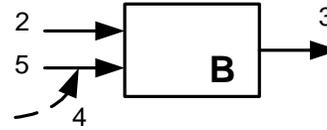


FIGURA 3.8.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

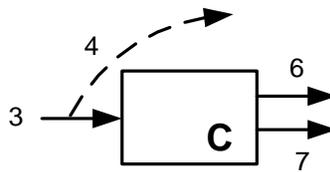


FIGURA 3.9.- Recurso-producto de la turbina de gas.

Como se dijo antes, la parte izquierda de las figuras 3.7, 3.8 y 3.9 representa el recurso necesario, y la parte derecha el producto que se obtiene de cada proceso llevado a cabo en cada equipo. Ahora, puede verse que la corriente 4 sí influye tanto en el equipo donde se generó como en el equipo donde son finalmente expulsados los residuos a la atmósfera.

En la tabla 3.2 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético para el caso II.

TABLA 3.2.- Modelo de costos exergéticos del ciclo de gas para el caso II.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2 + \dot{E}_4$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de los costos exergéticos. El sistema de ecuaciones que resulta del ciclo de gas para el caso II es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 + k^*_1 \dot{E}_1 = k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.50)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 + k^*_2 \dot{E}_2 + k^*_4 \dot{E}_4 = k^*_3 \dot{E}_3 \quad (3.51)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 - k^*_4 \dot{E}_4 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.52)$$

El sistema de ecuaciones se resuelve tomando en cuenta las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un mismo equipo son iguales: $k^*_3, k^*_6 = k^*_7$.
- ✓ El costo exergético de los residuos se agregan al equipo donde se originan, en este caso $k^*_4 \neq 0$.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán las mismas tres incógnitas: $k^*_2, k^*_3 = k^*_4, k^*_6 = k^*_7$. Luego de calcular los costos exergéticos unitarios para cada corriente, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los consumos exergéticos.

3.3.2 COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO COMBINADO

El ciclo combinado está compuesto por los siguientes cuatro equipos principales: compresor, cámara de combustión, turbina de gas y recuperador de calor. Los residuos de este ciclo están designados por la corriente 8, y el producto de todo el sistema son las corrientes 6, 10, 16 y 18. La estructura productiva del ciclo combinado se muestra en la figura 3.10 y 3.11 para el caso I y caso II.

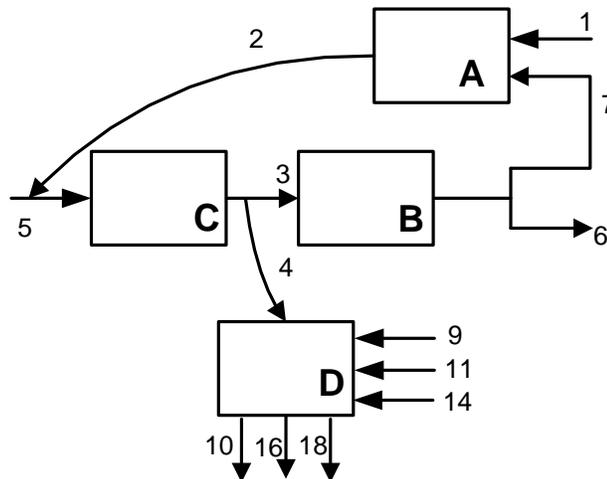


FIGURA 3.10.- Estructura productiva del ciclo combinado sin residuo.

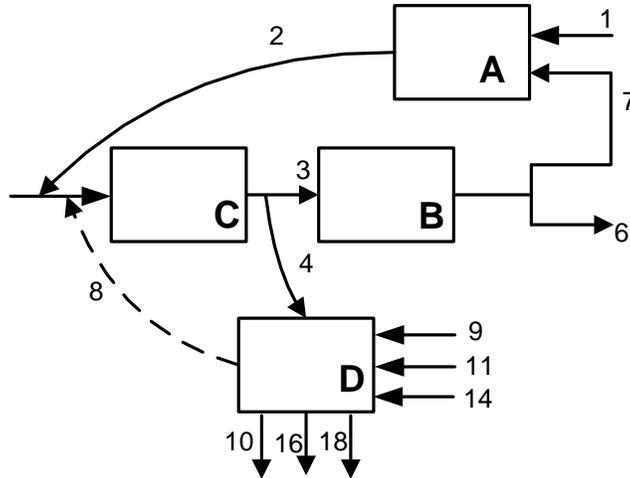


FIGURA 3.11.- Estructura productiva del ciclo combinado con residuo.

Los modelos de costos exergéticos del ciclo combinado se dividen en caso I y caso II, y se presentan a continuación:

a) CASO I: sin residuo

Cuando no se consideran los residuos en el ciclo combinado, su estructura productiva se muestra en la figura 3.11. La definición de recurso-producto para cada equipo del ciclo combinado se muestra en las figuras 3.12, 3.13, 3.14 y 3.15.

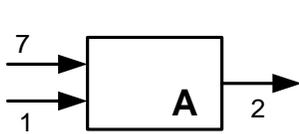


FIGURA 3.12.- Recurso-producto del compresor.



FIGURA 3.13.- Recurso-producto de la cámara de combustión.



FIGURA 3.14.- Recurso-producto de la turbina de gas.

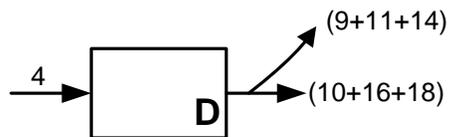


FIGURA 3.15.- Recurso-producto de la turbina de vapor.

La parte izquierda de las figuras 3.12, 3.13, 3.14 y 3.15 representa el recurso que entra a cada sistema, y en la parte derecha el producto que se obtiene. La corriente 8 no se considera porque se están despreciando los residuos que se generan en el proceso.

En la tabla 3.3 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético.

TABLA 3.3.- Modelo de costos exergéticos del ciclo combinado para el caso I.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	\dot{E}_3	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$
Cámara de Combustión	\dot{E}_4	$(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18})$ $-(\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de costos exergéticos, que para caso I del ciclo combinado es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 + k^*_1 \dot{E}_1 = k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.53)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.54)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 + k^*_2 \dot{E}_2 = k^*_3 \dot{E}_3 \quad (3.55)$$

$$k^*_4 \dot{E}_4 = (k^*_{10} \dot{E}_{10} + k^*_{16} \dot{E}_{16} + k^*_{18} \dot{E}_{18}) - (k^*_9 \dot{E}_9 + k^*_{11} \dot{E}_{11} + k^*_{14} \dot{E}_{14}) \quad (3.56)$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones, se hicieron las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1, k^*_9 = k^*_{11} = k^*_{14}$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un equipo son iguales: $k^*_3 = k^*_4, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$.
- ✓ No se toma en cuenta el costo de los residuos de donde se originan. En este caso $k^*_4 = 0$.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán cuatro incógnitas: $k^*_2, k^*_3 = k^*_4, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$. Después de resolver el sistema de ecuaciones generado en el ciclo combinado para el caso I y hallar los costos exergéticos unitarios de cada corriente, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los consumos exergéticos.

b) CASO II: con residuo

En el caso II, que se muestra su estructura productiva en la figura 3.11, se consideran los residuos en el ciclo combinado. La definición de recurso-producto para cada equipo de este caso se muestra en las figuras 3.16, 3.17, 3.18 y 3.19.



FIGURA 3.16.- Recurso-producto del compresor.

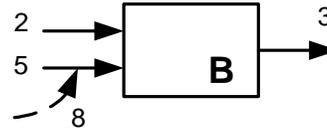


FIGURA 3.17.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

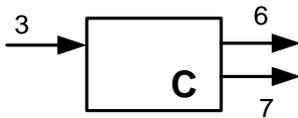


FIGURA 3.18.- Recurso-producto de la turbina de gas.

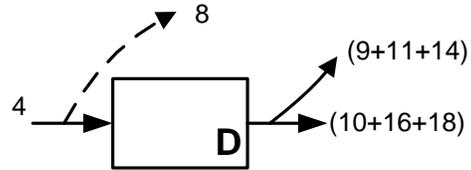


FIGURA 3.19.- Recurso-producto de la turbina de gas.

La parte izquierda de las figuras 3.16, 3.17, 3.18 y 3.19 representa el recurso que entra a cada sistema, y en la parte derecha el producto que se obtiene. En este caso II, la corriente 8 se incluye tanto en el equipo donde es expulsado hacia la atmósfera como en el equipo donde fue generado.

En la tabla 3.4 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético para el caso II del ciclo combinado.

TABLA 3.4.- Modelo de costos exergéticos del ciclo combinado para el caso II.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2 + \dot{E}_8$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	\dot{E}_3	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$
Recuperador de calor	$\dot{E}_4 - \dot{E}_8$	$(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18})$ $-(\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de costos exergéticos, que para el ciclo combinado en el caso II es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 + k^*_1 \dot{E}_1 = k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.57)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 + k^*_2 \dot{E}_2 + k^*_8 \dot{E}_8 = k^*_3 \dot{E}_3 \quad (3.58)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.59)$$

$$k^*_4 \dot{E}_4 - k^*_8 \dot{E}_8 - (k^*_9 \dot{E}_9 + k^*_{11} \dot{E}_{11} + k^*_{14} \dot{E}_{14}) \quad (3.60)$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones, se hicieron las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1, k^*_9 = k^*_{11} = k^*_{14}$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un equipo son iguales: $k^*_3 = k^*_4 = k^*_8, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$.
- ✓ Se toma en cuenta el costo de los residuos de donde se originan. En este caso $k^*_4 \neq 0$.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán cuatro incógnitas: $k^*_2, k^*_3 = k^*_4 = k^*_8, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$. Después de resolver el sistema de ecuaciones generado en el ciclo combinado para el caso II y hallar los costos exergéticos unitarios de cada corriente, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los consumos exergéticos.

3.3.3 COSTOS EXERGÉTICOS DEL CICLO HÍBRIDO

Para el ciclo híbrido, cuya estructura productiva se muestra en las figuras 3.20 y 3.21, está compuesto por cuatro equipos principales: compresor, cámara de combustión, turbina de gas y recuperador de calor. Los residuos de este ciclo están designados por la corriente 8, y el producto de todo el sistema son las corrientes 6, 10, 16 y 18.

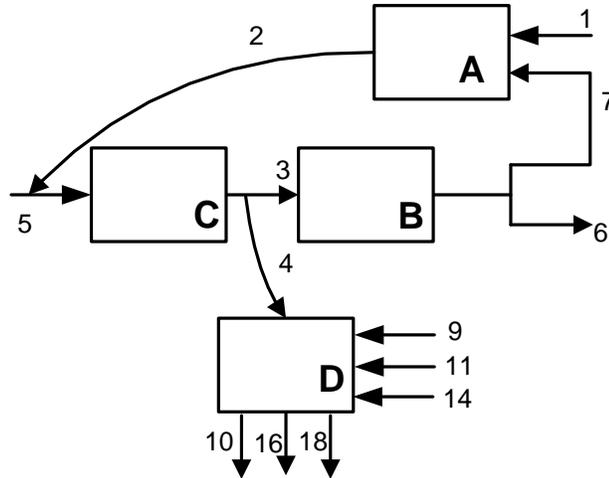


FIGURA 3.20.- Estructura productiva del ciclo híbrido sin residuo.

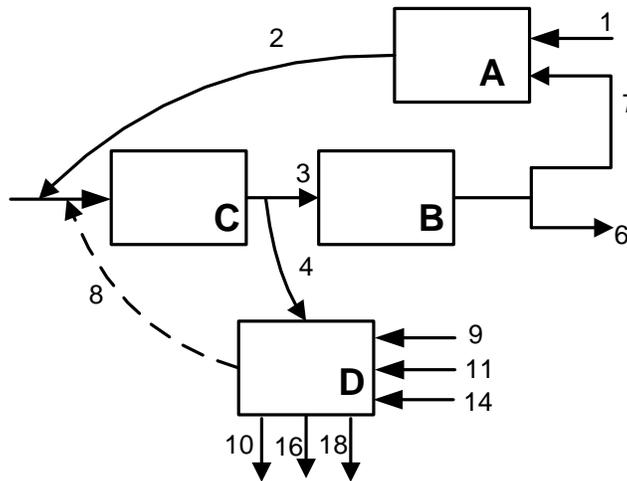


FIGURA 3.21.- Estructura productiva del ciclo híbrido con residuo.

Los modelos de costos exergéticos del ciclo híbrido para cada el caso I y II se presenta a continuación:

a) CASO I: sin residuo

Cuando no se consideran los residuos en el ciclo híbrido, que es el caso I, su estructura productiva se muestra en la figura 3.20. La definición de recurso-producto para cada equipo del ciclo combinado se muestra en las figuras 3.22, 3.23, 3.24 y 3.25.



FIGURA 3.22.- Recurso-producto del compresor.



FIGURA 3.23.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

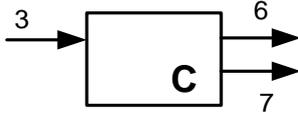


FIGURA 3.24.- Recurso-producto de la turbina de gas.

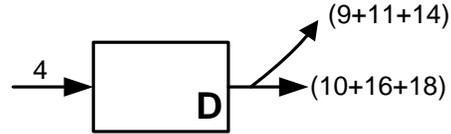


FIGURA 3.25.- Recurso-producto de la turbina de gas.

La parte izquierda de las figuras 3.22, 3.23, 3.24 y 3.25 representa el recurso que entra a cada sistema, y en la parte derecha el producto que se obtiene. Otra vez, para el caso I, la corriente 8 desaparece porque se están despreciando los residuos que se generan en el proceso.

En la tabla 3.5 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético.

TABLA 3.5.- Modelo de costos exergéticos del ciclo híbrido para el caso I.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	\dot{E}_3	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$
Cámara de Combustión	\dot{E}_4	$(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de costos exergéticos, que para el ciclo híbrido en el caso I es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 = k^*_2 \dot{E}_2 - k^*_1 \dot{E}_1 \quad (3.61)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 = k^*_3 \dot{E}_3 - k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.62)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.63)$$

$$k^*_4 \dot{E}_4 = (k^*_{10} \dot{E}_{10} + k^*_{16} \dot{E}_{16} + k^*_{18} \dot{E}_{18}) - (k^*_9 \dot{E}_9 + k^*_{11} \dot{E}_{11} + k^*_{14} \dot{E}_{14}) \quad (3.64)$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones, se hicieron las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1, k^*_9 = k^*_{11} = k^*_{14}$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un equipo son iguales: $k^*_3 = k^*_4, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$.
- ✓ No se toma en cuenta el costo de los residuos de donde se originan. En este caso $k^*_4 = 0$.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán cuatro incógnitas: $k^*_2, k^*_3 = k^*_4, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$. Después de resolver el sistema de ecuaciones generado en el ciclo híbrido para el caso I y hallar los costos exergéticos unitarios de cada corriente, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los consumos exergéticos.

b) CASO II: con residuo

En el caso II, cuando se consideran los residuos en el ciclo híbrido, su estructura productiva se muestra en la figura 3.21. La definición de recurso-producto para cada equipo del ciclo combinado se muestra en las figuras 3.26, 3.27, 3.28 y 3.29.

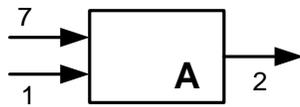


FIGURA 3.26.- Recurso-producto del compresor.

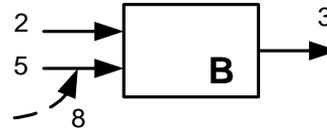


FIGURA 3.27.- Recurso-producto de la cámara de combustión.

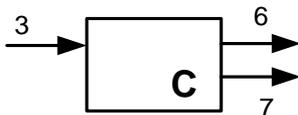


FIGURA 3.28.- Recurso-producto de la turbina de gas.

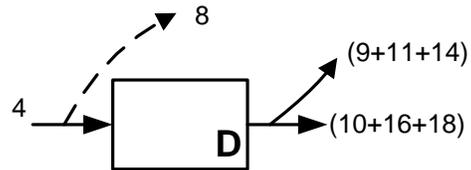


FIGURA 3.29.- Recurso-producto de la turbina de gas.

La parte izquierda de las figuras 3.23, 3.24, 3.25 y 3.26 representa el recurso que entra a cada sistema, y en la parte derecha el producto que se obtiene. En este caso, la corriente 8 se incluye tanto en el equipo donde es expulsado hacia la atmósfera como en el equipo donde fue generado.

En la tabla 3.6 se muestran las designaciones de recurso-producto aplicada a cada equipo en términos de flujo exergético para el caso II del ciclo híbrido.

TABLA 3.6.- Modelo de costos exergéticos del ciclo híbrido para el caso II.

Equipo	Recurso	Producto
Compresor	$\dot{E}_7 + \dot{E}_1$	\dot{E}_2
Cámara de Combustión	$\dot{E}_5 + \dot{E}_2 + \dot{E}_8$	\dot{E}_3
Turbina de Gas	\dot{E}_3	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$
Recuperador de calor	$\dot{E}_4 - \dot{E}_8$	$(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18})$ $-(\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})$

Los costos exergéticos unitarios se calculan resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta del balance de costos exergéticos, que para el ciclo híbrido en el caso II es el siguiente:

$$k^*_7 \dot{E}_7 + k^*_1 \dot{E}_1 = k^*_2 \dot{E}_2 \quad (3.65)$$

$$k^*_5 \dot{E}_5 + k^*_2 \dot{E}_2 + k^*_8 \dot{E}_8 = k^*_3 \dot{E}_3 \quad (3.66)$$

$$k^*_3 \dot{E}_3 = k^*_6 \dot{E}_6 + k^*_7 \dot{E}_7 \quad (3.67)$$

$$k^*_4 \dot{E}_4 - k^*_8 \dot{E}_8 - (k^*_9 \dot{E}_9 + k^*_{11} \dot{E}_{11} + k^*_{14} \dot{E}_{14}) \quad (3.68)$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones, se hicieron las siguientes consideraciones para los costos exergéticos unitarios:

- ✓ En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía: $k^*_1 = 1, k^*_5 = 1, k^*_9 = k^*_{11} = k^*_{14}$.
- ✓ El costo unitario de los productos de un equipo son iguales: $k^*_3 = k^*_4 = k^*_8, k^*_6 = k^*_7, k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$.
- ✓ Se toma en cuenta el costo de los residuos de donde se originan. En este caso $k^*_4 \neq 0$.

En este sistema de ecuaciones se obtendrán cuatro incógnitas: k^*_2 , $k^*_3 = k^*_4 = k^*_8$, $k^*_6 = k^*_7$, $k^*_{10} = k^*_{16} = k^*_{18}$. Después de resolver el sistema de ecuaciones generado en el ciclo híbrido para el caso II y hallar los costos exergéticos unitarios de cada corriente, se aplica la ecuación (1.5) para obtener los consumos exergéticos.

Los resultados de todos los cálculos tanto termodinámicos como de costos exergéticos serán analizados en el próximo capítulo, y su desarrollo se muestra en el Apéndice C.3, C.4 y C.5.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

El desarrollo de esta tesis ha tomado como referencia casos reales de una planta termoeléctrica que opera en diferentes ciclos, que son: ciclo de gas, ciclo combinado y ciclo híbrido. Para el análisis del ciclo de gas se utilizaron datos de diseño al 100% de la carga, y datos de operación a igual carga; para el ciclo combinado y el ciclo híbrido se utilizaron solo datos de diseño a diferentes cargas (50%, 75% y 100%).

En la primera parte de este capítulo se presentan los resultados obtenidos del balance exergético, mostrando las comparaciones entre las condiciones de diseño y de operación para el ciclo de gas, y para los ciclos combinado e híbrido únicamente en condiciones de diseño. Todos estos resultados son a 100% de carga. En la parte del análisis exergético, se muestran los flujos de exergía de cada corriente, exergías suministradas, recuperadas y destruidas, así como la eficiencia exergética de cada equipo que conforma cada ciclo.

En la segunda parte, se presentan los resultados de la aplicación de la teoría de costos exergéticos, y se muestra la comparación para cuando se toman en cuenta y no los residuos para cada uno de los ciclos. También se hace la comparación entre los tres ciclos, con el fin de mostrar cómo se comportan los costos exergéticos del producto (potencia eléctrica neta), y cómo mejoran cuando la energía es aprovechada en ciclos mediante el uso de recuperadores de calor.

4.1 ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO

Se presentan los resultados del balance exergético para cada ciclo, y se muestra la comparación de las eficiencias exergéticas de los equipos principales en los tres ciclos. Los datos tanto de diseño como de operación que se utilizaron en este trabajo se encuentran en el Apéndice C.2.

En el Apéndice D se presenta el procedimiento desarrollado en la hoja de cálculo para el cálculo energético, exergético y de costos exergéticos para cada uno de los ciclos de la planta termoeléctrica, de acuerdo a la metodología descrita. Además se muestra una salida de los resultados de una corrida para uno de los ciclos.

4.1.1 ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO DE GAS

Para el análisis exergético del ciclo de gas se consideran las 7 corrientes principales del mismo, como se muestra en la figura 3.2 y 3.3. Los valores de flujo de exergía para dichas corrientes se muestran en la tabla 4.1.

TABLA 4.1- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo de gas en sus condiciones de diseño y de operación a 100 % de carga.

No. Flujo	Flujo de Exergía Total (MW)	
	Diseño	Operación
1	0.00	0.00
2	109.73	101.28
3	281.14	268.17
4	72.23	73.47
5	260.94	255.66
6	83.09	83.20
7	119.15	109.84

En la tabla 4.1 se observa que las corrientes 3 y 5, tanto para las condiciones de diseño como de operación, son las que contienen mayor cantidad de exergía, ya que son las corrientes de aire comprimido y del combustible de entrada. Esto significa que 542.08 MW de exergía que entran al sistema se utilizan para producir 202.24 MW de potencia eléctrica para las condiciones de diseño, y 523.83 MW de exergía para producir 193.03 MW de potencia eléctrica a las condiciones de operación. También se muestra que de esa cantidad de exergía que entra al sistema para generar potencia eléctrica, 72.23 MW son enviados a la atmósfera por los gases de combustión que no son aprovechados para las condiciones de diseño, y de 73.47 MW para las condiciones de operación.

En la figura 4.1 y 4.2 se muestran en forma gráfica los flujos de exergía suministrados, recuperados y perdidos en cada equipo del ciclo de gas, tanto para las condiciones de diseño como de operación, respectivamente.

En estas figuras se observa que el proceso de combustión es el responsable del 84.76% de la irreversibilidad total del sistema para las condiciones de diseño, y de 89.67% para las condiciones de operación. Además, se observa que no existe mucha diferencia en estas cantidades de exergía entre las condiciones de diseño y de operación, aunque para las condiciones de operación la turbina esté destruyendo menos exergía.

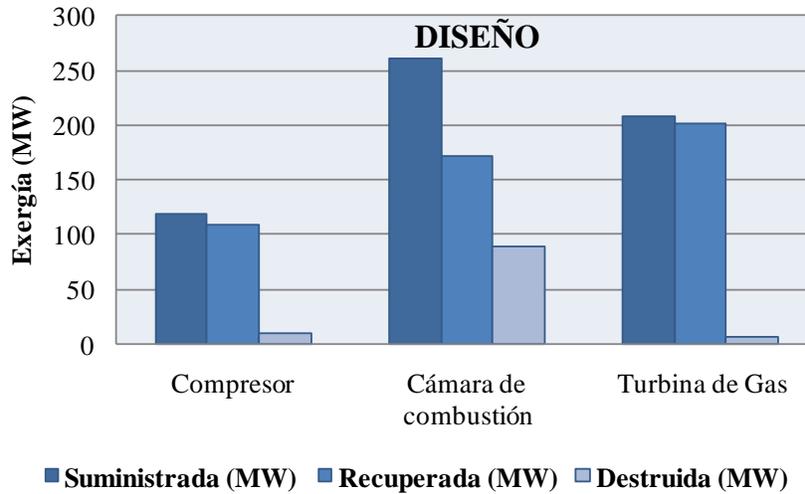


FIGURA 4.1- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de diseño.

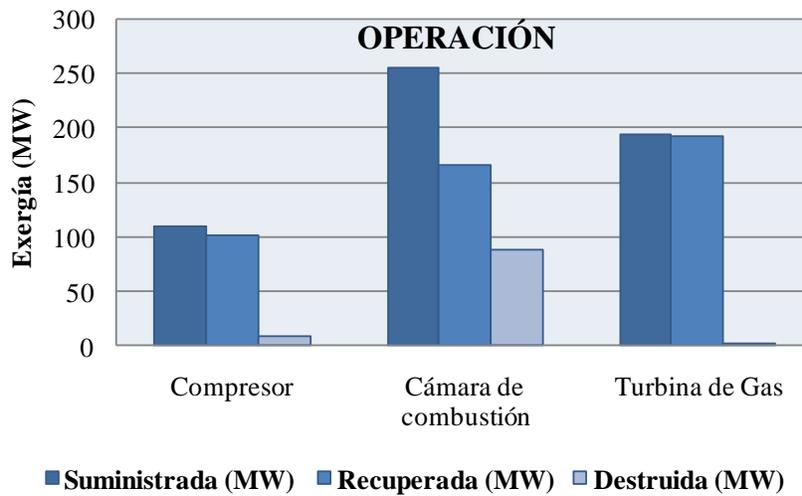


FIGURA 4.2- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de operación.

En la figura 4.3 se muestran las eficiencias exergéticas de los principales equipos del ciclo de gas y del sistema global, tanto para las condiciones de diseño como para las de operación.

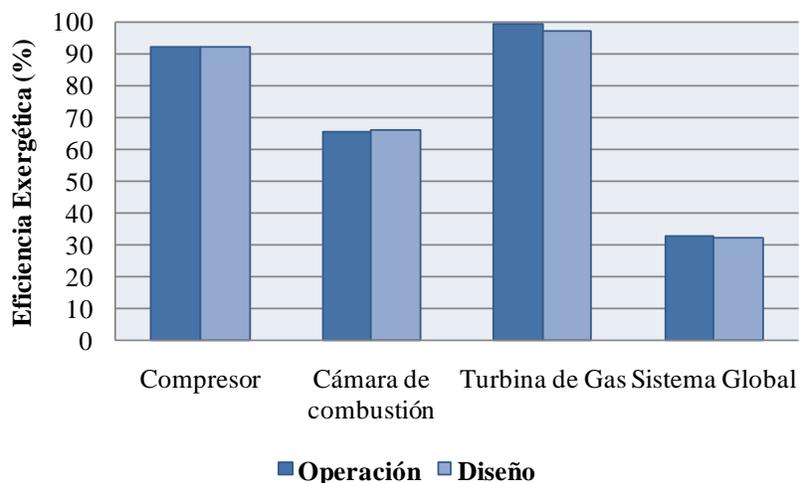


FIGURA 4.3- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo de gas para las condiciones de diseño y de operación.

Se observa que el equipo con menor eficiencia exergética es la cámara de combustión, debido a que el proceso que conlleva este equipo implica importantes pérdidas de exergía en el proceso de combustión, las cuales en su mayoría no pueden ser evitadas. Por otra parte, la turbina de gas presenta la mayor eficiencia exergética de los equipos, tanto para las condiciones de diseño como de operación.

4.1.2 ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO COMBINADO

Para el ciclo combinado, se muestran los valores de flujo de exergía para sus corrientes principales en la tabla 4.2. Estos valores se presentan a diferentes condiciones de carga.

TABLA 4.2- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo combinado en condiciones de diseño.

No. de corriente	Flujo de Exergía (MW)		
	Condiciones de carga		
	50%	75%	100%
1	0	0	0
2	90.35	90.35	109.67
3	231.73	231.73	281.14
4	59.87	59.87	72.23
5	219.75	219.75	260.94
6	62.7	62.70	84.1
7	98.08	98.08	119.05
8	3.83	1.51	5.82
9	0.27	0.29	0.34
10	2.57	2.82	3.89
11	2.78	3.21	4.08
14	13.49	20.50	25.10
16	30.15	39.32	47.20
18	32.19	31.56	37.85

En la tabla 4.2 se observa que para las cargas del 50% y 75% no varían los flujos de exergía, a excepción de las corrientes que involucran al recuperador de calor. También se ve que la corriente de los gases de escape salen con menor cantidad de exergía a las condiciones de diseño del 75% de carga que con condiciones de diseño de carga del 50%.

En la figura 4.4 se presenta la distribución de las exergías suministradas, recuperadas y destruidas para cada uno de los equipos principales del ciclo combinado al 100% de la carga.

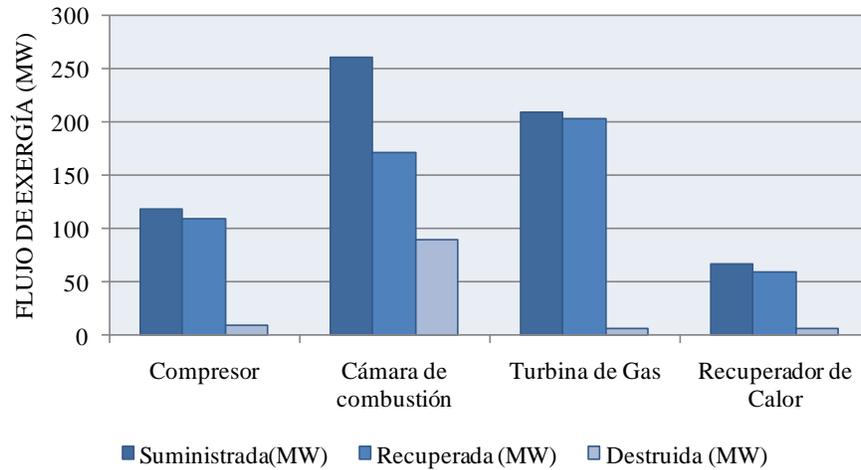


FIGURA 4.4- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo combinado para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

En esta figura, se muestra que sigue siendo la cámara de combustión el equipo con mayor destrucción de exergía, ya que hay una gran cantidad de exergía que se destruye en su proceso que no puede ser evitada en su totalidad.

La eficiencia exergética de los principales equipos del ciclo combinado se muestran en la figura 4.5.

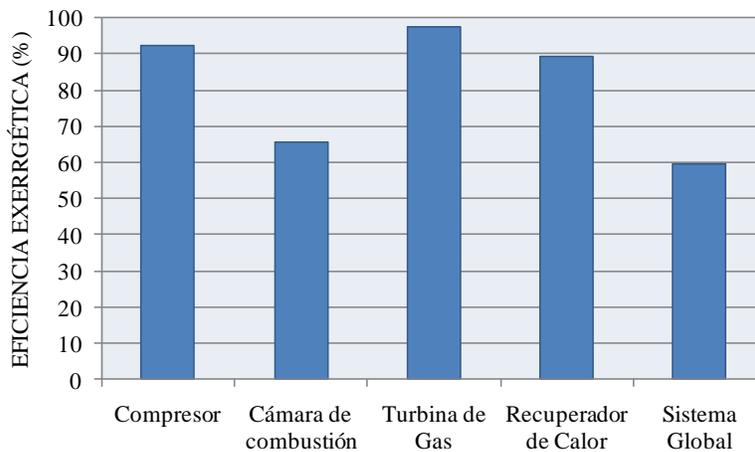


FIGURA 4.5- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo combinado para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

Para el ciclo combinado, al igual que en el ciclo de gas, la turbina de gas es la que tiene la eficiencia exergética mayor, y la cámara de combustión la de menor eficiencia exergética.

4.1.3 ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA EL CICLO HÍBRIDO

Los flujos de exergía para las corrientes principales del ciclo híbrido se muestran en la tabla 4.3, donde se incluyen los flujos que intervienen en el recuperador de calor. Este ciclo se muestra en la figura 3.21 y 3.22.

TABLA 4.3- Flujos de exergía de las corrientes del ciclo híbrido en sus condiciones de diseño.

No. de corriente	Flujo de Exergía (MW)		
	Condiciones de carga		
	50%	75%	100%
1	0.00	0.00	0
2	109.67	109.67	109.67
3	281.14	281.14	281.14
4	72.23	72.23	72.23
5	260.94	260.94	260.94
6	84.10	84.10	84.10
7	119.05	119.05	119.05
8	3.17	2.55	5.82
9	0.87	1.25	0.35
10	7.12	8.26	3.89
11	4.80	4.71	4.08
14	32.48	31.45	25.11
16	55.50	52.53	47.20
18	36.11	37.91	37.85

Se observa que los flujos de exergía solo varían para las corrientes del recuperador de calor y en los gases de combustión que salen del mismo.

En la figura 4.6 se presenta la distribución de las exergías suministradas, recuperadas y destruidas para cada uno de los equipos principales del ciclo híbrido al 100% de la carga.

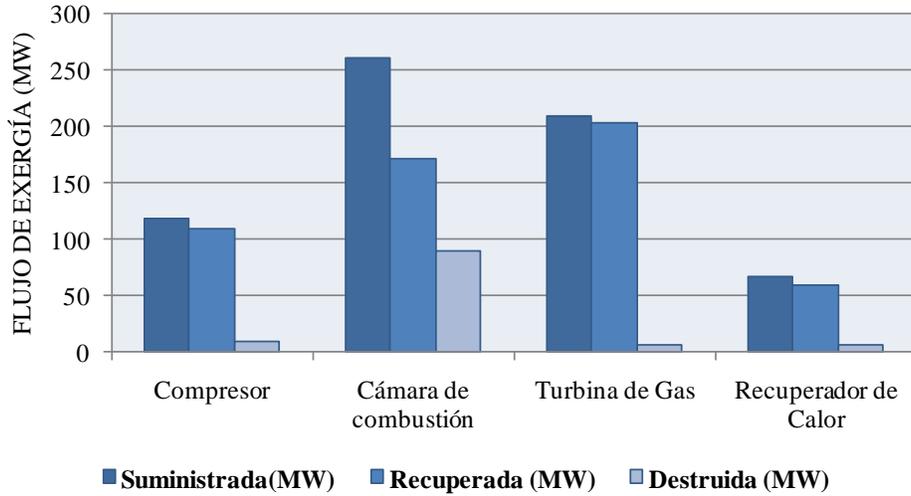


FIGURA 4.6- Distribución de flujos de exergía de los equipos principales del ciclo híbrido para las condiciones de diseño al 100% de la carga.

Se observa que al igual que en los ciclos anteriores, la cámara de combustión es el equipo con mayor destrucción de exergía, y la turbina de gas es la que presenta mejor aprovechamiento de la exergía, por ser la de menor destrucción de exergía.

En la figura 4.7 se muestra la eficiencia exergética de los principales equipos del ciclo híbrido, incluyendo el sistema global.

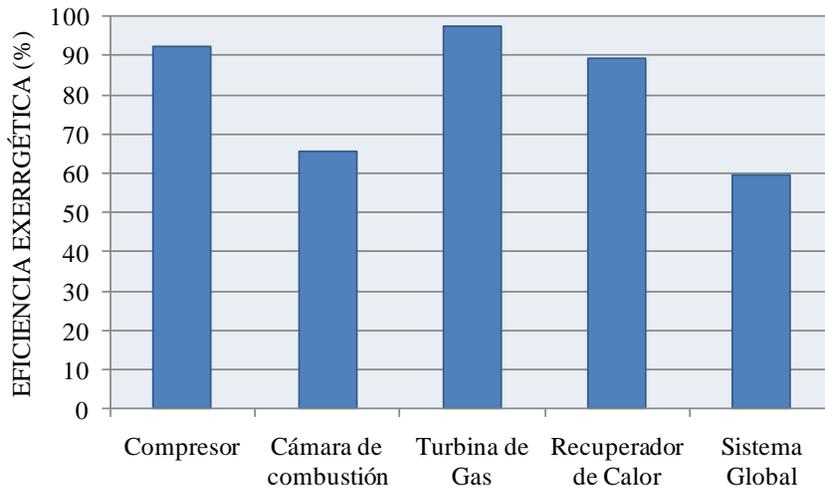


FIGURA 4.7- Eficiencia exergética de los equipos principales del ciclo híbrido para las condiciones de diseño.

Para el ciclo híbrido, los equipos con mayor eficiencia exergética están en el siguiente orden: turbina de gas, compresor y recuperador de calor, los cuales presentan eficiencias del orden de 97.5%, 92.12 % y 87.96 % respectivamente.

A continuación se hace una comparación de las eficiencias de los equipos principales entre los tres ciclos a las condiciones de diseño al 100% de carga.

4.1.4 COMPARACIÓN DE LAS EFICIENCIAS EXERGÉTICAS PARA LOS TRES CICLOS A CONDICIONES DE DISEÑO, AL 100% DE CARGA

Para tener una claridad del aprovechamiento de la exergía en los diferentes ciclos de la planta termoeléctrica, se presenta un resumen de las exergías de los equipos y de cada sistema global a las condiciones de diseño al 100% de la carga, como se muestra en la figura 4.8.

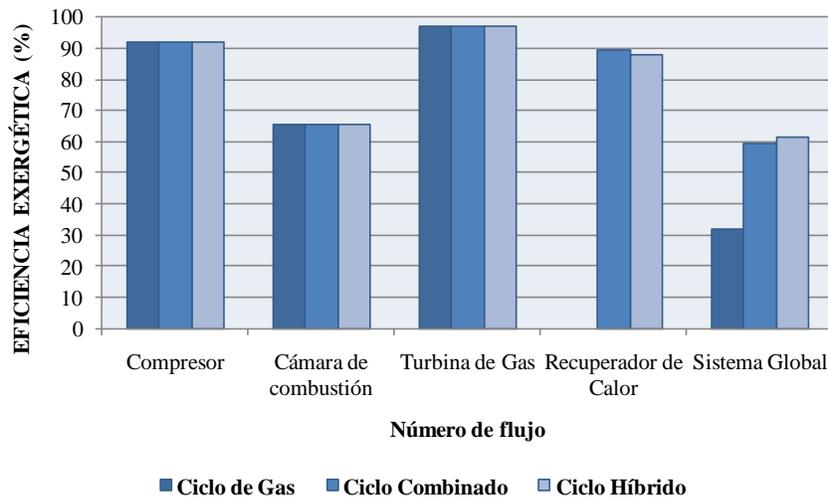


FIGURA 4.8- Comparación de la eficiencia exergético para los tres ciclos.

De la figura 4.8 se observa que las eficiencias exergéticas para el compresor, cámara de combustión y turbina de gas no varían para estas condiciones, ya que para estas condiciones de operación la diferencias en sus parámetros de funcionamiento son muy pequeñas. Sin embargo, para en el recuperador de calor entre los ciclos combinado e híbrido sí presenta una disminución para el ciclo híbrido, esto puede ser debido a que ya son mayores las cantidades de flujo másico que intervienen en el recuperador de calor, y pueden estar sobrepasando levemente la capacidad de transferencia de calor del equipo.

4.2 ANÁLISIS DE LOS COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS

Para este apartado se tomaron los tres modos de operación de la planta a condiciones de diseño al 100% de la carga, comparando tanto sus costos exergéticos unitarios como sus consumos exergéticos. Dentro de los resultados obtenidos de estos cálculos, se compararon tomando en cuenta los residuos (gases de combustión) y sin residuos. Sólo para el caso del ciclo de gas se comparan estos resultados para sus condiciones tanto de diseño como de operación.

4.2.1 COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO DE GAS

Para el ciclo de gas, los costos exergéticos unitarios se presentan en la tabla 4.4, y se comparan las condiciones de diseño con las condiciones de operación, y también cuando no se consideran los residuos (caso I) y cuando se consideran los residuos (caso II).

TABLA 4.4- Costo exergético unitario del ciclo de gas para las condiciones de diseño y operación.

No. de flujo	Costo exergético unitario [k* (MW/MW)]			
	Diseño		Operación	
	CASO I	CASO II	CASO I	CASO II
1	1	1	1	1
2	1.85	3.406	1.777	3.333
3	1.65	3.038	1.624	3.047
4	1.65	3.038	1.624	3.047
5	1	1	1	1
6	1.704	3.136	1.639	3.073
7	1.704	3.136	1.639	3.073

En esta primera comparación, se observa en la tabla 4.4 que cuando no se consideran los residuos en la estructura productiva del ciclo de gas, estos aumentan en las condiciones de diseño con respecto a las condiciones de operación. Esto sucede igual cuando se toman en cuenta los residuos comparando las condiciones de diseño con respecto a las de operación.

Ahora bien, cuando se comparan los casos I y II, para las condiciones de diseño y operación, se observa que existe un aumento considerable en todas las corrientes cuando el costo del residuo es tomado en cuenta, ya que es agregado al equipo donde fue generado, y esto hace que los costos exergéticos de las demás corrientes se vean afectados.

Al mismo tiempo, puede verse que la corriente que tiene el costo exergético unitario mayor es la del aire comprimido, debido a que se necesita gran cantidad de exergía (potencia proveniente de la turbina) para producir dicha corriente.

En la tabla 4.5 se muestran los consumos exergéticos de las corrientes principales del ciclo de gas, para las condiciones de diseño y de operación, cuando se toman en cuenta los residuos (caso II) y cuando no se toman en cuenta los residuos (caso I).

TABLA 4.5- Consumo exergético del ciclo de gas para las condiciones de diseño y operación.

No. de flujo	Consumo exergético [E* (MW)]			
	Diseño		Operación	
	CASO I	CASO II	CASO I	CASO II
1	0	0	0	0
2	202.99	373.73	179.97	337.56
3	463.89	854.11	435.51	817.11
4	119.19	219.45	119.32	223.87
5	260.94	260.94	255.66	255.66
6	141.59	260.58	136.36	255.66
7	203.03	373.65	180.02	337.53

Se observa que la corriente con mayor consumo exergético es la de los gases de combustión saliendo de la cámara de combustión. En orden descendente el siguiente consumo exergético corresponde a la corriente 5 que es el flujo de combustible.

Cuando se comparan las condiciones de diseño con las de operación, se observa que los consumos exergéticos a las condiciones de diseño son un poco menores que en las condiciones de operación. Pero cuando se comparan los casos I y II, se ve que hay una diferencia considerable de casi un 50% aproximadamente en las cantidades de consumo exergético en cada corriente.

4.2.2 COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO COMBINADO

Para el ciclo combinado, los resultados de los costos exergéticos unitarios se presentan para tres cargas (50%, 75% y 100%) para los casos I y II, los cuales se muestra en la tabla 4.6.

TABLA 4.6- Costo exergético unitario del ciclo combinado a tres cargas, Caso I y Caso II.

No. de flujo	CASO I			CASO II		
	Condiciones de carga					
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	1	1	1	1	1	1
2	2.01	2.01	1.835	2.072	2.034	1.905
3	1.732	1.732	1.644	1.786	1.753	1.707
4	1.732	1.732	1.644	1.786	1.753	1.707
5	1	1	1	1	1	1
6	1.851	1.851	1.691	1.909	1.873	1.755
7	1.851	1.851	1.691	1.909	1.873	1.755

No. de flujo	CASO I			CASO II		
	Condiciones de carga					
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
8	0	0	0	1.786	1.753	1.707
9	1	1	1	1	1	1
10	1.852	1.732	1.661	1.797	1.714	1.606
11	1	1	1	1	1	1
14	1	1	1	1	1	1
16	1.852	1.732	1.661	1.797	1.714	1.606
18	1.852	1.732	1.661	1.797	1.714	1.606

En la tabla 4.6 se observa que el costo exergético unitario, tanto para el caso I como el caso II, va en disminución cuando aumenta la carga, esto debido que se va dando un mejor aprovechamiento de la exergía residual del proceso o procesos.

Por otro lado, la corriente con mayor costo exergético unitario es la del aire comprimido, ya que esta corriente necesita gran cantidad de exergía para realizar el proceso de compresión del fluido de trabajo.

Así mismo, en la tabla 4.7 se muestran los consumos exergéticos de las corrientes principales del ciclo combinado, comparando estos a tres porcentajes de carga, para el caso I y caso II.

TABLA 4.7- Consumo exergético del ciclo combinado a diferentes cargas, caso I y caso II.

No. de flujo	CASO I			CASO II		
	Condiciones de carga					
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	0	0	0	0	0	0
2	181.60	181.60	201.25	187.20	183.77	208.93
3	401.36	401.36	462.20	413.88	406.23	479.91
4	103.70	103.70	118.75	106.93	104.95	123.30
5	219.75	219.75	260.94	219.75	219.75	260.94
6	116.06	116.06	142.21	119.69	117.44	147.60
7	181.54	181.54	201.32	187.23	183.70	208.94
8	0.00	0.00	0.00	6.84	2.64	9.94
9	0.27	0.29	0.34	0.27	0.29	0.34
10	4.75	4.88	6.47	4.61	4.83	6.25
11	2.78	3.21	4.08	2.78	3.21	4.08
14	13.49	20.50	25.10	13.49	20.50	25.10
16	55.83	68.10	78.40	54.17	67.39	75.81
18	59.61	54.67	62.87	57.84	54.10	60.79

En la tabla 4.7 se muestra que a medida que la carga va aumentando, el consumo exergético de cada corriente aumenta de igual forma, mostrando también que la corriente con mayor consumo exergético es la de los gases de combustión saliendo de la cámara de combustión, siguiéndole la del flujo de combustible.

Así mismo, cuando se comparan los valores de los consumos exergéticos para cada corriente, para el caso I y caso II, no hay mucha diferencia entre ellos, ya que en este tipo de operación existe un aprovechamiento considerable de la energía de los residuos.

4.2.3 COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS PARA EL CICLO HÍBRIDO

Los resultados de los costos exergéticos unitarios para el ciclo híbrido se muestran en la tabla 4.8 para tres cargas (50%, 75% y 100%) para los casos I y I.

TABLA 4.8- Costo exergético unitario del ciclo híbrido a diferentes cargas, cuando se consideran y no los residuos.

No. de flujo	CASO I			CASO II		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	1	1	1	1	1	1
2	1.835	1.835	1.835	2.76	1.865	1.905
3	1.644	1.644	1.644	2.472	1.671	1.707
4	1.644	1.644	1.644	2.472	1.671	1.707
5	1	1	1	1	1	1
6	1.691	1.691	1.691	2.542	1.718	1.755
7	1.691	1.691	1.691	2.542	1.718	1.755
8	0	0	0	2.472	1.671	1.707
9	1	1	1	1	1	1
10	1.589	1.582	1.661	2.116	1.559	1.606
11	1	1	1	1	1	1
14	1	1	1	1	1	1
16	1.589	1.582	1.661	2.116	1.559	1.606
18	1.589	1.582	1.661	2.116	1.559	1.606

Se observa que para el caso I no varían los calores de costo exergético unitario entre la carga a 50% y 75%, pero sí aumenta para la carga del 100%. Para el caso II, se observa que cuando el ciclo trabaja al 50% de la carga presenta mayores costos exergéticos unitarios en sus corrientes.

De igual forma que en el ciclo de gas, la corriente con mayor costo exergético unitario es la del aire comprimido, siguiéndole la de las potencias eléctricas. Estas últimas es una de las mayores, ya que necesitó tanto del aire comprimido como del combustible para poder generar dicha corriente [22, 24].

Los consumos exergéticos de las corrientes principales del ciclo híbrido se muestran en la tabla 4.9, comparando estos los tres porcentajes de carga, para el caso I y caso II.

TABLA 4.9- Consumo exergético del ciclo híbrido a diferentes cargas, caso I y caso II.

No. de flujo	CASO I			CASO II		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	0	0	0	0	0	0
2	201.25	201.25	201.25	302.70	204.54	208.93
3	462.20	462.20	462.20	694.98	469.79	479.91
4	118.75	118.75	118.75	178.56	120.70	123.30
5	260.94	260.94	260.94	260.94	260.94	260.94
6	142.21	142.21	142.21	213.78	144.48	147.60
7	201.32	201.32	201.32	302.64	204.54	208.94
8	0.00	0.00	0.00	7.84	4.26	9.94
9	0.87	1.25	0.34	0.87	1.25	0.34
10	11.31	13.06	6.47	15.06	12.87	6.25
11	4.80	4.71	4.08	4.80	4.71	4.08
14	32.48	31.45	25.10	32.48	31.45	25.10
16	88.19	83.10	78.40	117.44	81.89	75.81
18	57.38	59.97	62.87	76.41	59.10	60.79

En la tabla 4.9 se observa que para el caso I los consumos exergéticos de las corrientes no varían entre las tres cargas, pero sí en las corrientes del recuperador de calor, las cuales van disminuyendo a medida que la carga aumenta. Para el caso II, al 50% de la carga es cuando se presentan mayores consumos exergéticos con un incremento de 50% aproximadamente.

4.3 ANÁLISIS DE LOS COSTOS Y CONSUMOS EXERGÉTICOS

CASO I Y CASO II

Con el objetivo de que se puedan apreciar las diferencias que existen en los costos exergéticos unitarios y en los consumos exergéticos entre los tres ciclos, se comparan gráficamente los resultados para los casos I y II.

4.3.1 COSTOS EXERGÉTICOS UNITARIOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO AL 100% DE CARGA, CASO I Y CASO II

La figura 4.9 muestra la comparación del costo exergético unitario de las diferentes corrientes de los tres ciclos cuando no se consideran los residuos (caso I).

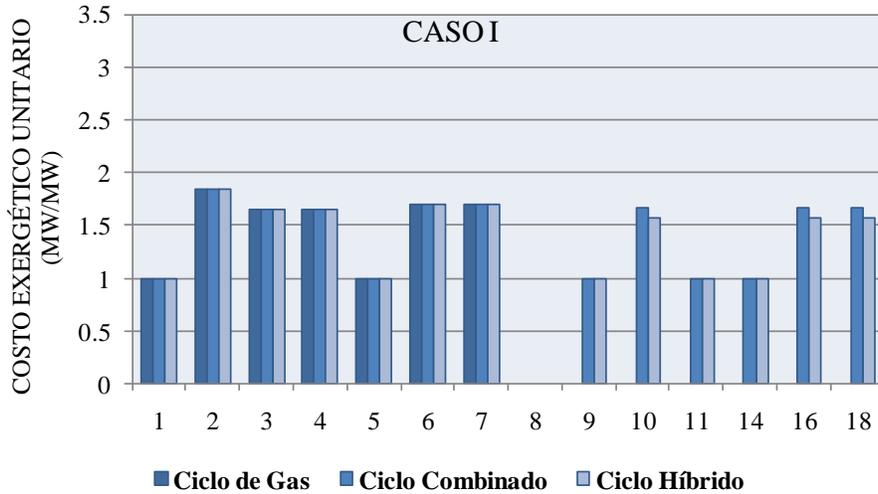


FIGURA 4.9- Comparación del costo exergético unitario para los tres ciclos, caso I.

Se observa que el ciclo de gas es el que presenta mayores costos exergéticos unitarios, y el ciclo híbrido es el que presenta menores costos exergéticos unitarios, ya que en este tipo de ciclo, aparte de aprovechar la energía en el recuperador de calor, se apoya con el uso del generador de vapor, con lo cual genera mayor potencia.

En la figura 4.10 se muestran los costos exergéticos unitarios de las corrientes de los tres ciclos cuando se consideran los residuos caso (II).

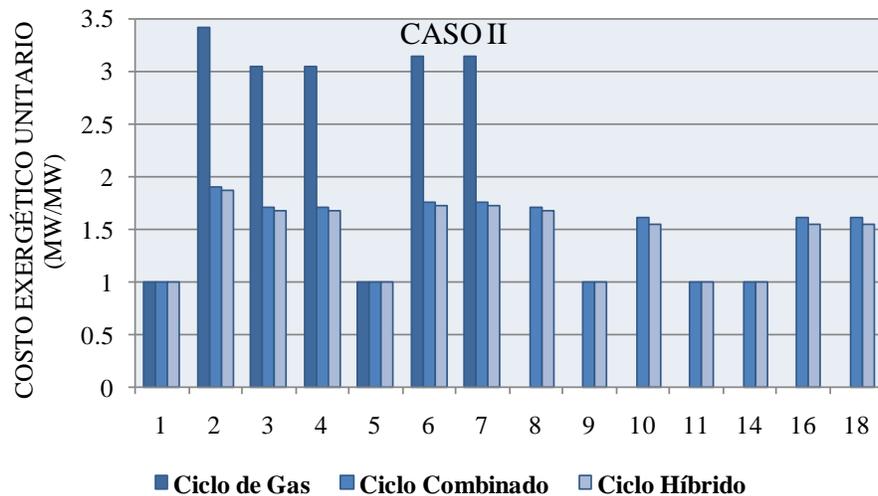


FIGURA 4.10- Comparación del costo exergético unitario para los tres ciclos, caso II.

En este caso, se observa que el aumento del consumo exergético de las corrientes en el ciclo de gas es más pronunciado, con lo que deja claro que se está desperdiciando gran

cantidad de energía y que sus costos de generación son mucho mayores. Para los ciclos combinado e híbrido, el ciclo híbrido es el que sigue mostrando menores consumos exergéticos, siendo de igual forma la corriente de aire comprimido la de mayor cantidad.

4.3.2 CONSUMOS EXERGÉTICOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO AL 100% DE CARGA, CASO I Y CASO II

Las comparaciones de los consumos exergéticos para los tres ciclos para el caso I se muestran en la figura 4.11.

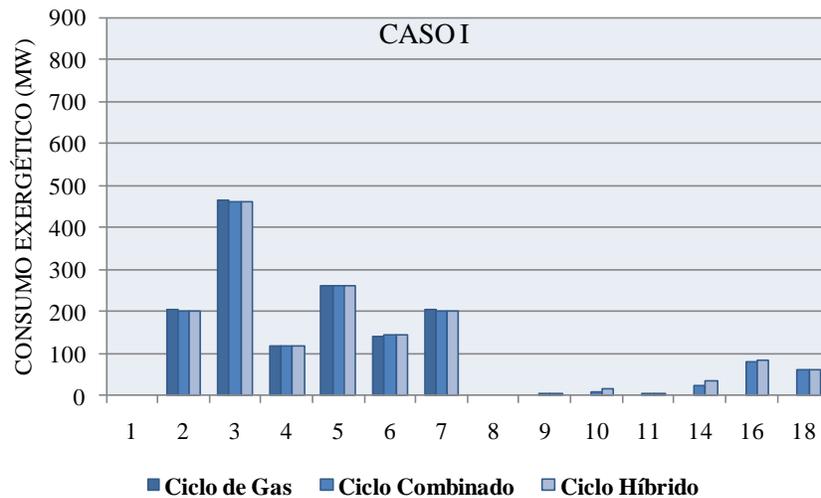


FIGURA 4.11- Comparación del consumo exergético para los tres ciclos, caso I.

En la figura 4.11 se observa que los valores de los consumos exergéticos para los tres ciclos son iguales, a excepción de las corrientes que intervienen en el recuperador de calor, en donde son menores para el ciclo combinado, ya que se manejan menores cantidades de flujo másico. Las corrientes 1 y 8 son cero, debido a que la exergía de estas corrientes se desprecia por ser corrientes que se obtienen casi directamente del medio ambiente, sin ningún valor exergético.

En la figura 4.12 se muestra los consumos exergéticos de los tres ciclos para el caso II.

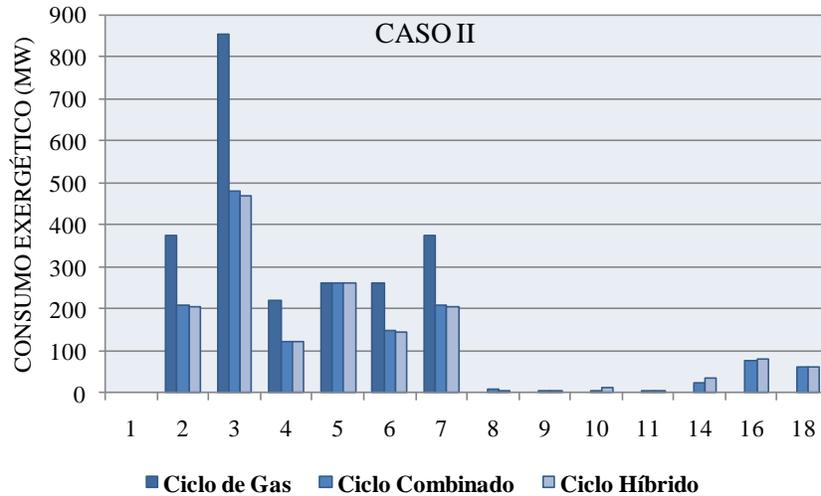


FIGURA 4.12- Comparación del consumo exergético para los tres ciclos, caso II.

En esta figura se muestra que del mismo modo, los valores de los consumos exergéticos son mayores para el ciclo de gas, y entre los ciclos combinado e híbrido, estos valores no presentan mucha diferencia.

Comparando las figuras 4.11 y 4.12, se observa que los consumos exergéticos aumentan considerablemente para el caso II en casi un 50%. Y en general, para el ciclo híbrido es donde se manejan consumos exergéticos menores en sus corrientes.

De estos resultados se puede ver que la elección del ambiente de referencia tiene gran importancia, ya que de este también depende el cálculo de los flujos de exergías y por ende los cálculos de los costos y consumos exergéticos.

Finalmente, debido a que el costo exergético depende fundamentalmente de la eficiencia exergética del sistema (siendo su inversa) [5, 8, 18], es claro que al utilizar equipos capaces de aprovechar la energía (recuperadores de calor) disminuirá estos costos exergéticos en el sistema total.

CONCLUSIONES

En este trabajo se presenta el desarrollo de una de las metodologías de la termoeconomía, como es la *teoría de costos exergéticos* desarrollada ampliamente por A. Valero [4, 5, 15, 22, 33, 36] para sistemas térmicos. Esta metodología fue aplicada a tres ciclos de una planta termoeléctrica, como son: ciclo de gas, ciclo combinado y ciclo híbrido, con el objetivo de definir el propósito productivo de sus corrientes, definiéndolas como recurso, producto y residuo, además de conocer las eficiencias exergéticas, los costos exergéticos unitarios y los consumos exergéticos cuando se toman en cuenta los residuos, y cuando no se toman en cuenta estos.

La aplicación de la teoría de costos exergéticos a los tres ciclos de la planta termoeléctrica incluye 3 equipos y 7 corrientes para el ciclo de gas y 4 equipos y 14 corrientes para los ciclos combinado e híbrido.

Los resultados obtenidos se compararon, para el ciclo de gas entre sus condiciones de diseño y de operación, para el ciclo combinado y el ciclo híbrido entre sus diferentes cargas de operación (50%, 75% y 100%). Así mismo se realizó una comparación entre los tres ciclos de la planta termoeléctrica. Los datos para las condiciones de operación fueron obtenidos directamente de previas lecturas que realizó el personal de la planta termoeléctrica, y los datos para las condiciones de diseño fueron tomados del prontuario de la planta termoeléctrica y demás datos proporcionados por el personal de la planta.

Además, de este trabajo se obtiene una herramienta para los cálculos energéticos, exergéticos y de costos exergéticos para ciclos de estas topologías de manera práctica y de fácil manejo.

Los principales resultados del presente trabajo incluyen:

El ciclo que logra aprovechar mejor la exergía es el ciclo combinado, ya que en estos ciclos se logra aumentar la eficiencia del ciclo simple de gas con la adición del ciclo de vapor. Para el ciclo híbrido, aunque se habla de un ciclo combinado, y el uso de un generador de vapor, al no estar trabajando la turbina de gas y el generador de vapor a su máxima capacidad, su eficiencia disminuye.

A pesar que en los equipos de los ciclos de la planta existe gran parte de destrucción de exergía que no se puede evitar, es necesario poner énfasis a los equipos en cuanto a su mantenimiento, considerando sí los efectos económicos de estas ineficiencias con el costo que implicaría las medidas correctivas.

Los resultados de este trabajo, además permiten evaluar la conveniencia de la implementación de ciclos combinados en la industria energética para el aprovechamiento de los recursos energéticos, y de esta forma aplicar esta metodología a demás plantas energéticas que buscan el mejoramiento de sus condiciones de trabajo, donde además pueda el mismo personal apropiarse y aplicar de estos conocimientos.

RECOMENDACIONES

Para la continuación de este trabajo, se recomienda proceder con la inclusión de datos económicos de los flujos de las corrientes y de los costos de operación y mantenimiento de los equipos de los ciclos de la planta termoeléctrica, para poder contar con información y poder detallar el proceso de formación de costos en el sistema analizado.

De este modo, aplicando balances monetarios a los equipos pueden determinarse los costos económicos unitarios de los flujos de la planta, y así tomar medidas correctivas precisas dónde sea necesario y rentable.

REFERENCIAS

- [1] Moran M.J., Shapiro H. N., “Fundamentos de termodinámica técnica”, 2da. Edición, Editorial Reverte S.A. 2004.
- [2] Bejan A., Tsatsaroni G. y Moran M.J., “Thermal Design & Optimazation”, Ed. J Wiley, 1996.
- [3] Oktay Z., Dincer I., “Exergoeconomic analysis of the Gonen geothermal district heating system for buildings”, *Energy and Buildings* 41 (2009), pp. 154–163.
- [4] Valero A., “Thermoeconomics as a conceptual basis for energy-ecological analysis”, *Proceedings of the International Workshop on Advances in Energy Studies*, 1998.
- [5] Torres C., Valero A., “Curso de Doctorado de Termoeconomía”, Curso 2000-01. Universidad de Zaragoza, pp. 1–20.
- [6] Tsatsaronis G., “Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics”, *Energy* 32 (2007), pp.249–253.
- [7] Bosch Moreno José Fernando, “Modelo Termoeconómico de una Central Térmica de Ciclo Combinado”, Universidad Pontificia Bolivariana, Medellín, Tesis Maestría, 2007.
- [8] Benítez A. J., Calvo A. E., “El proceso de formación de costos en la industria. Aproximación a los conceptos básicos de la Exergoeconomía”, Facultad de Ingeniería Mecánica, ISPJAE. Centro Azúcar 1/2001.
- [9] Torres C., “Exergoeconomía simbólica. Metodología para el análisis termoeconómico de los sistemas energéticos”. Universidad de Zaragoza. Tesis Doctoral, 1991.
- [10] Göran W., “Exergy, a useful concept within resource accounting”. Report no. 77-42, Institute of Theoretical Physics, Chalmers *University* of Technology and University of Göteborg, Sweden.
- [11] Yehia M., El-Sayed. “Thermodynamics and Thermoeconomics”. *Int. J. Applied Thermodynamics*, Vol.2 (No.1), pp.5-18, March-1999.
- [12] Serra L., “Optimización Exergoeconómica de Sistemas Térmicos”, Universidad de Zaragoza, Tesis doctoral, 1994.

- [13] Lozano Miguel Ángel, “Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor de centrales térmicas”, Tesis doctoral, 1987.
- [14] Uche M., “Análisis termoeconómico y simulación de una planta combinada de producción de agua y energía”, Universidad de Zaragoza, Tesis Doctoral, 2000. Pp. 111-144.
- [15] Valero A., “Thermoeconomics as a conceptual basis for energy-ecological analysis”, CIRCE, Universidad de Zaragoza.
- [16] Zafer Utlu, Arif Hepbasli, “Thermoeconomics analysis of energy utilization in the residential-comercial sector: An application”, Julio 2006.
- [17] Can Ahmet, Buyruk Ertan, Eryener Dogan, “Exergoeconomics analysis of condenser type HE”. Exergy, An International Journal 2 (2002), pp. 113-118.
- [18] Torres C., Valero A., Rangel V., Zaleta A. “On the cost formation process of residues”, Energy 33 (2008) 144-152.
- [19] Lozano M. A., Valero A., Guallar J., “Teoría de coste exergético: I. Conceptos básicos”, Abril 1989, Universidad de Zaragoza.
- [20] Khanel G. P., Charmondusit K., “Ecoefficiency evaluation of iron rod industry in Nepal”. Journal of Cleaner Production, Vol. 16, Issue 13, Septiembre 2008, P.p. 1379-1387.
- [21] Tribus N. y Evans R.B, “Thermoeconomics”. UCLA, Dept of Engineering Report 52-63, 1962.
- [22] Lozano M.A. y Valero A. “Análisis Termoeconómico de un sistema de cogeneración”. Ingeniería Química. Mayo 1993.
- [23] Z. Oktay, I. Dincer, “Exergoeconomic analysis of Gonen geothermal district heating system for buildings”, Energy and Buildings 41 (2009), pp. 154–163.
- [24] Correas U., “Diagnóstico Termoeconómico de la operación de un ciclo combinado”, Universidad de Zaragoza, Tesis de Doctorado, 2001.
- [25] Pérez M., “Análisis energético y exergético de un condensador principal de un ciclo híbrido de 550 MW”, Tesis de maestría, IPN, 2009.

- [26] Brito L., “Repotenciación de la Central Termoeléctrica Valle de México”, Tesis de maestría, IPN, 2002.
- [27] Prontuario de la Central Termoeléctrica Valle de México. Comisión Federal de Electricidad.
- [28] D.-C. Sue, C.-C. Chuang. “Engineering design and exergy analyses for combustión gas turbine based power generation system”. Elsevier Ltd. Energy 29 (2004) 1183–1205.
- [29] Sánchez A., López R., “Análisis Termoeconómico de una planta termosolar de 34 kW”, Memoria del VI Congreso Anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, pp. 19-26.
- [30] Jian Deng, Ruzhu Wang, Jingyi Wu, Guyong Han, Dawei Wu, Sheng Li, “Exergy cost analysis of a micro-trigeneration system based on the structural theory of thermoeconomics”, Energy 33 (2008), pp. 1417-1426.
- [31] L. S. R. Vieira, J. L. M. Donatelli, and M. E. C. Cruz, “Integration of a mathematical exergoeconomic optimization procedure with a process simulator: application to the CGAM system”, Engenharia Térmica (Thermal Engineering) Vol. 4 No. 2 October 2005 p. 163-172.
- [32] Kim D.J., “A new thermoeconomic methodology for energy systems”, Energy 35 (2010), p.p. 410-422.
- [33] Valero A., Lazzaretto A., Rangel V., et al., “Thermoeconomic philosophy applied to the operating analysis and diagnosis of energy utility systems”, Universidad de Zaragoza.
- [34] Deng J., Wang R., Wu J., et al., “Exergy cost analysis of a micro-trigeneration system based on the structural theory of thermoeconomics”, Energy 33 (2008), p.p. 1417-1426.
- [35] Szargut Jan., Stanek W., “Influence of the pre-ecological tax on the market prices of fuels and electricity”, Energy 33 (2008), p.p. 137-143.
- [36] Valero A., “Exergy accounting: Capabilities and drawbacks”, Energy 31 (2006), p.p. 164-180.

APÉNDICES

APÉNDICE A: FUNDAMENTOS PARA LOS CÁLCULOS ENERGÉTICOS Y EXERGÉTICOS

Para realizar los balances de costos exergéticos, se requiere de realizar previamente los balances energéticos y exergéticos del sistema en estudio. Los balances de masa, de energía, de entropía, de exergía y la eficiencia exergética aplicados a un volumen de control se describen a continuación.

A.1 BALANCE DE MASA PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

A.1.1 BALANCE DE MASA CASO GENERAL

El principio de conservación de la masa se expresa como: “El cambio de masa dentro de un volumen de control es igual a la diferencia entre el flujo másico total que entra al volumen de control y el flujo másico total que sale del mismo” [1].

Este principio se ilustra por medio de la figura A.1 y queda expresado matemáticamente por medio de la ecuación (A.1):

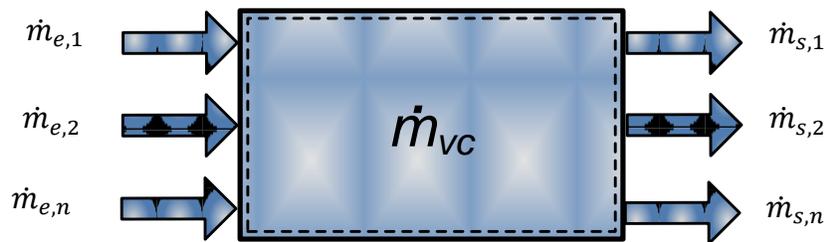


Figura A.1- Esquema de representación del balance de masa para un volumen de control.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (\text{A.1})$$

En flujo estacionario, la ecuación (A.1) se reduce a:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (\text{A.2})$$

A.1.2 APLICACIONES DEL BALANCE DE MASA PARA EQUIPOS INDUSTRIALES EN ESTADO PERMANENTE

La aplicación de la ecuación (A.2) a equipos industriales operando en estado permanente y flujo estacionario se hace para: a) compresor, bomba y ventilador, b) turbina, c) intercambiador de calor cerrado, intercambiador de calor abierto, d) válvula, e) cámara de combustión, f) generador de vapor y g) horno industrial, como se muestra a continuación:

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

$$(A.3) \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dots + \dot{m}_n \quad (A.4)$$

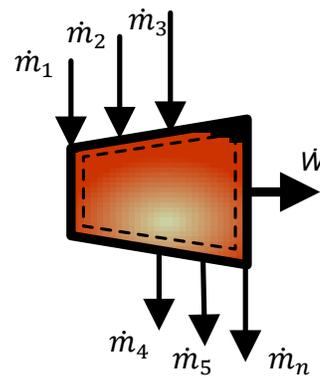
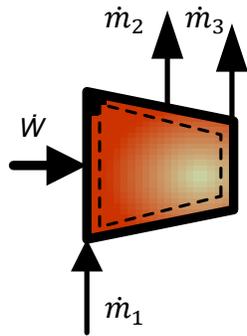


Figura A.2- Diagrama esquemático de compresor, bomba y ventilador para el balance de masa.

Figura A.3- Diagrama esquemático de Turbina para el balance de masa.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$$

$$(A.5) \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$(A.6)$$

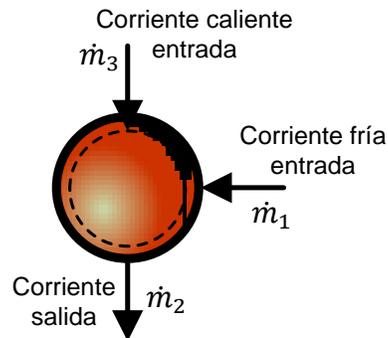
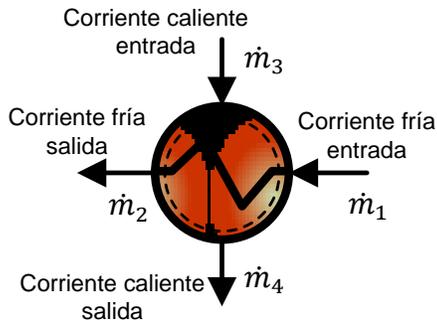


Figura A.4- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor cerrado para el balance de masa.

Figura A.5- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor abierto para el balance de masa.

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

$$(A.7) \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$(A.8)$$

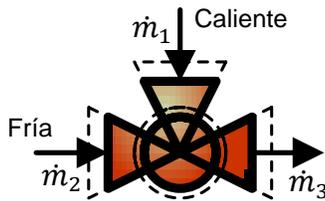


Figura A.6- Diagrama esquemático de Válvula para el balance de masa.

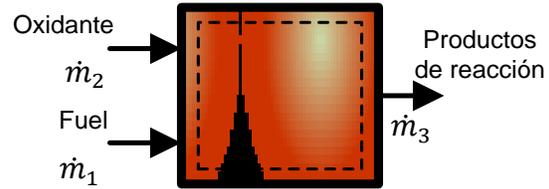


Figura A.7- Diagrama esquemático de cámara de combustión para el balance de masa.

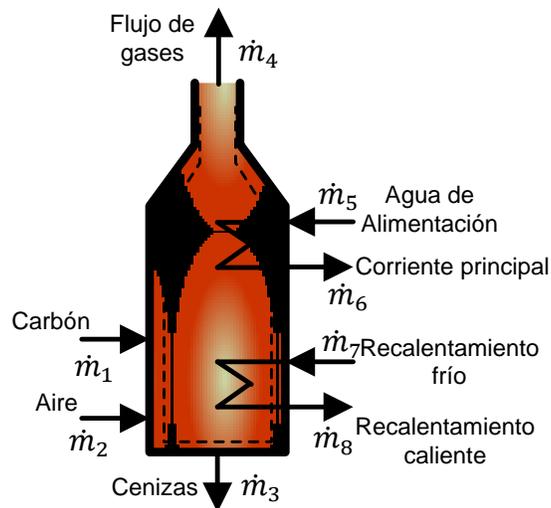


Figura A.8- Diagrama esquemático de Generador de vapor para el balance de masa.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (A.9.a)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (A.9.b)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (A.9.c)$$

A.2 BALANCE ENERGÉTICO PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

A.2.1 BALANCE DE ENERGÍA CASO GENERAL

Para un volumen de control, el balance de energía se establece como: “El cambio de energía dentro de un volumen de control es igual al flujo de energía total que entra al volumen de control menos el flujo de energía total que sale del mismo. La energía puede entrar o salir del volumen de control en forma de trabajo, transferencia de calor o con los flujos de corrientes de masas” [1].

De manera esquemática, este balance queda representado por la figura A.9:

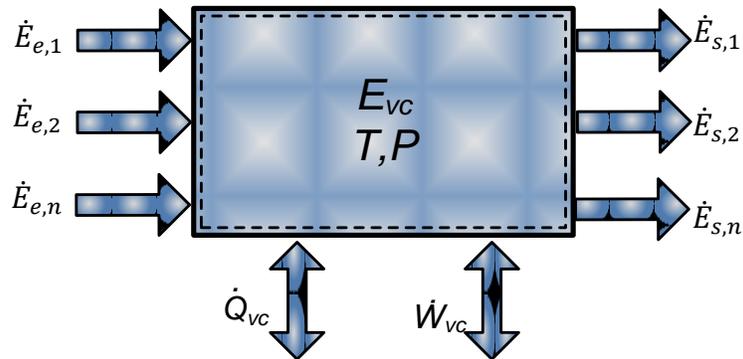


Figura A.9- Esquema de representación del balance de energía en un volumen de control.

El balance de energía queda expresado matemáticamente por medio de la ecuación (A.10),

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s \quad (\text{A.10})$$

donde:

$$E_{vc} = U + E^{CI} + E^{PO} \quad (\text{A.10.a})$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_s(p_s v_s) - \dot{m}_e(p_e v_e) \quad (\text{A.10.b})$$

$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m} \left(u + \frac{c^2}{2} + gz \right) \quad (\text{A.10.c})$$

El flujo de trabajo (\dot{W}) expresado por la ecuación (A.10.b) se separa en dos contribuciones diferentes: una corresponde al trabajo de flujo, cuando éste entra y sale del volumen de control; y la otra incluye los flujos de trabajo intercambiados por medio de los ejes de rotación, desplazamiento de la frontera y efectos eléctricos.

Al sustituir las ecuaciones (A.10.b) y (A.10.c) en la ecuación (A.10), queda de la siguiente forma:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + gz_s \right) \quad (\text{A.11})$$

En estado permanente, la ecuación (A.12) resulta en

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + gz_s \right) \quad (\text{A.12})$$

A.2.2 APLICACIONES DEL BALANCE DE ENERGÍA PARA EQUIPOS INDUSTRIALES EN ESTADO PERMANENTE

La aplicación de la ecuación (A.12) para los equipos industriales incluidos en este estudio se desarrolla a continuación:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \quad (A.13)$$

$$\dot{W}_{vc} = (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dots + \dot{m}_n h_n) \quad (A.14)$$

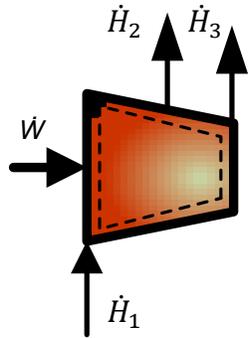


Figura A.10- Diagrama esquemático de compresor, bomba y ventilador para el balance de energía.

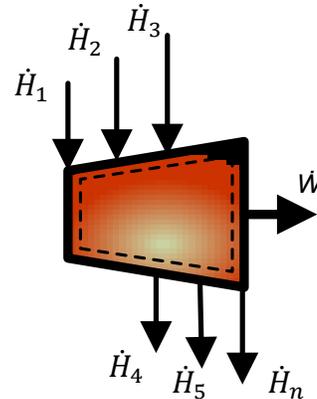


Figura A.11- Diagrama esquemático de Turbina para el balance de energía.

$$\dot{Q}_{vc} = (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4) - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3) \quad (A.15)$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3) \quad (A.16)$$

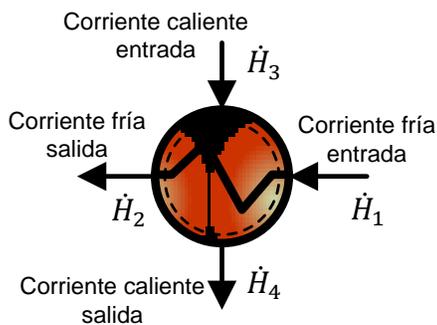


Figura A.12- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor cerrado para el balance de energía.

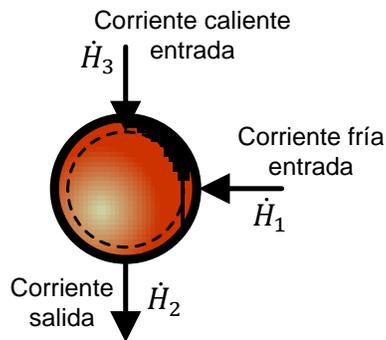


Figura A.13- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor abierto para el balance de energía.

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (A.17)$$

$$\dot{W}_{vc} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \quad (A.18)$$

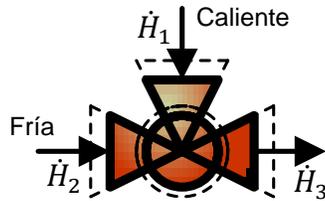


Figura A.14- Diagrama esquemático de Válvula para el balance de energía.

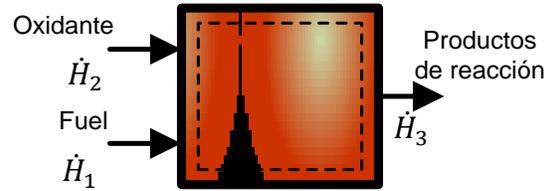


Figura A.15- Diagrama esquemático de cámara de combustión para el balance de energía.

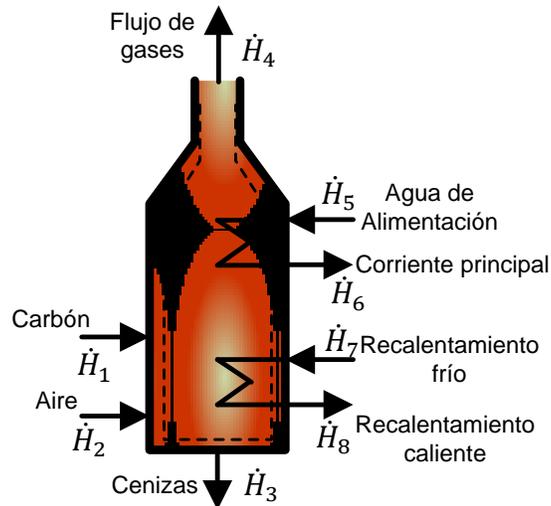


Figura A.16- Diagrama esquemático de Generador de vapor para el balance de energía.

$$\dot{Q}_{vc} = (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8) - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7) \quad (A.19)$$

A.3 BALANCE EXERGÉTICO PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

A.3.1 BALANCE DE ENTROPÍA

El balance de entropía queda establecido de la siguiente forma: “El cambio de entropía en un volumen de control es igual a la de transferencia de entropía debido al flujo de calor y a los flujos de masa intercambiados, más la generación de entropía en el interior del volumen de control” [1]. La masa y la energía son cantidades que se conservan, pero la entropía no se conserva a causa de las irreversibilidades generadas durante el proceso.

El balance de entropía para un volumen de control se muestra gráficamente en la figura A.17 y de forma matemática, se expresa por la ecuación (A.20):

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_{vcj}}{T_j} + \sum_e \dot{S}_e - \sum_s \dot{S}_s + \dot{\sigma}_{vc} \quad (A.20)$$

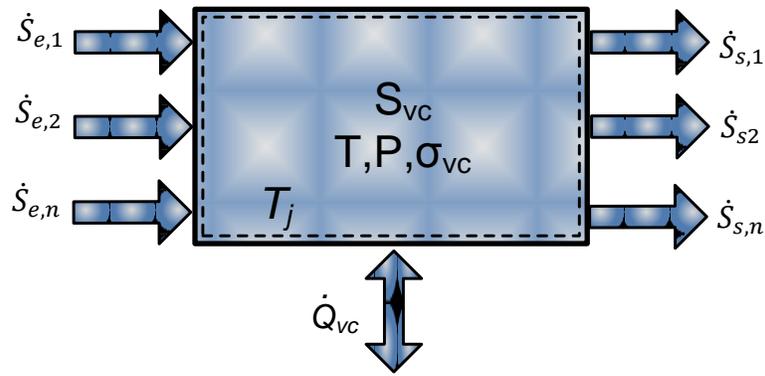


Figura A.17- Esquema de representación del balance de entropía en un volumen de control.

La segunda ley establece que cualquier proceso termodinámico real estará acompañado de una generación de entropía ($\dot{\sigma}_{vc}$) (proceso irreversible) y cuando esta generación de entropía es igual a cero, el proceso se conoce como reversible [11]. Para un volumen de control en estado permanente, la ecuación (A.20) queda como:

$$\dot{\sigma}_{vc} = \sum_s \dot{S}_s - \sum_e \dot{S}_e - \sum_j \frac{\dot{Q}_{vcj}}{T_j} \quad (A.21)$$

A.3.2 APLICACIONES DEL BALANCE DE ENTROPÍA PARA EQUIPOS INDUSTRIALES EN ESTADO PERMANENTE

Para las aplicaciones de la ecuación (A.21) en equipos en estado permanente y flujo estable se tiene lo siguiente:

$$\dot{\sigma}_{vc} = \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 \quad (A.22)$$

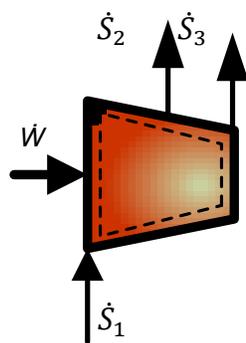


Figura A.18- Diagrama esquemático de compresor, bomba y ventilador para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_5 s_5 + \dots + \dots \dot{m}_n s_n) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3) \quad (A.23)$$

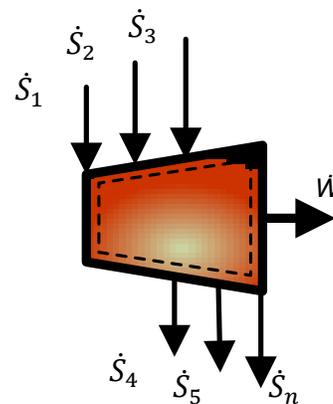


Figura A.19- Diagrama esquemático de Turbina para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_4 s_4) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3) - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (\text{A.24})$$

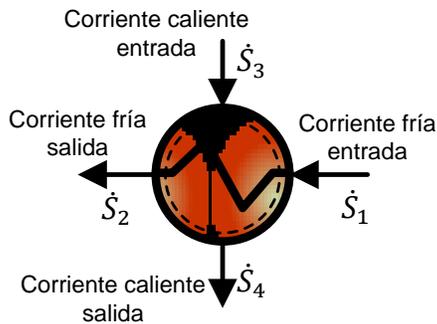


Figura A.20- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor cerrado para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_2 s_2) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3) - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (\text{A.25})$$

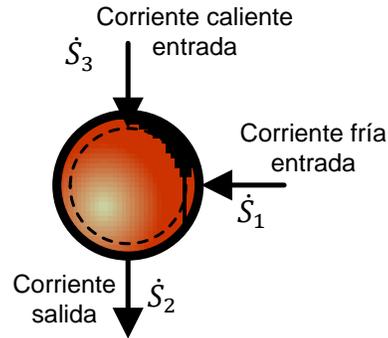


Figura A.21- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor abierto para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_3 s_3) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2) \quad (\text{A.26})$$

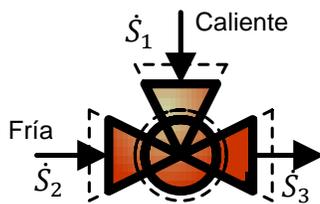


Figura A.22- Diagrama esquemático de Válvula para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = \dot{m}_3 s_3 + (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2) - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (\text{A.27})$$

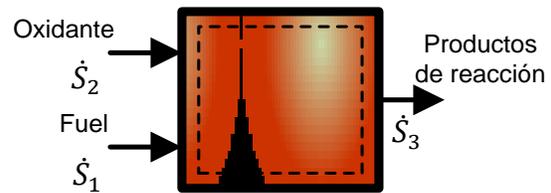


Figura A.23- Diagrama esquemático de cámara de combustión para el balance de entropía.

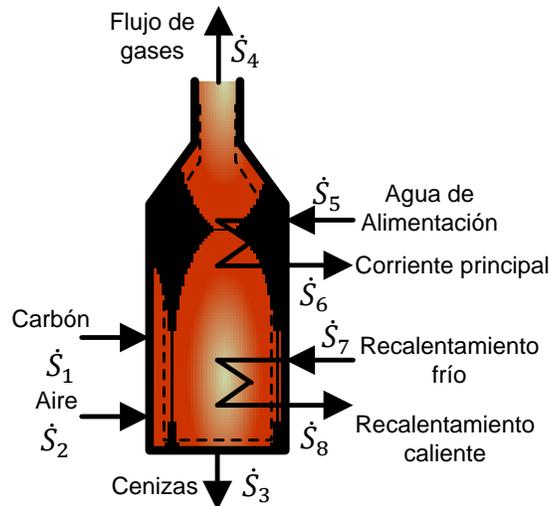


Figura A.24- Diagrama esquemático de Generador de vapor para el balance de entropía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_8 s_8) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_7 s_7) - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (\text{A.28})$$

A.3.3 BALANCE DE EXERGÍA

Al igual que la masa, la energía y la entropía, la exergía puede ser transferida desde o hacia el volumen de control por las corrientes de masa que entran y salen. La exergía, a diferencia de la energía sí puede ser consumida durante un proceso debido a las irreversibilidades. El balance de exergía queda expresado como:

“El cambio de exergía dentro de un volumen de control, es igual a la transferencia de exergía por medio de calor y de los flujos de masa que entran y salen del volumen de control, menos la destrucción de exergía” [1].

La exergía es la energía disponible o la utilidad termodinámica, que está en función del ambiente de referencia. Por lo tanto, la exergía es mayor cuanto más alejado del ambiente de referencia estén los potenciales intensivos del sistema [2, 10]. Esta función es propiedad de estado, debido a que depende del ambiente de referencia y es independiente del proceso utilizado para producir trabajo útil.

La exergía total de un sistema se divide en cuatro componentes: exergía física, exergía cinética, energía potencial y exergía química ($\mathbf{E} = \mathbf{E}^{Fl} + \mathbf{E}^{Cl} + \mathbf{E}^{PO} + \mathbf{E}^{QU}$). A la suma de las exergías física, potencial y cinética se le llama *exergía termomecánica*.

El balance de exergía para un volumen de control se representa por la figura A.25 y se expresa matemáticamente por la ecuación (A.29).

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e \mathbf{e}_e - \sum_s \dot{m}_s \mathbf{e}_s - \dot{E}_D \quad (\text{A.29})$$

donde $\dot{E} = \dot{m} \mathbf{e}$ y $\dot{E}_D = T_0 \sigma_{vc}$.

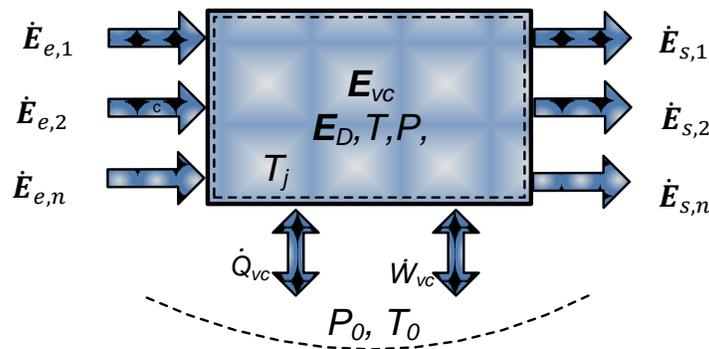


Figura A.25- Esquema de representación del balance de entropía en un volumen de control.

En estado permanente, $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$ y $\frac{dV_{vc}}{dt} = 0$, y (así que para este caso) la ecuación (A.29) queda como:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \mathbf{e}_e - \sum_s \dot{m}_s \mathbf{e}_s - \dot{\mathbf{E}}_D \quad (\text{A.30})$$

La exergía específica asociada a los flujos de masa que entran y salen del volumen de control se calcula de la siguiente forma:

$$\mathbf{e} = \underbrace{(h - h_0) - T_0(s - s_0)} + \frac{1}{2}C^2 + gz + \mathbf{e}^{qu} \quad (\text{A.31})$$

Donde el término subrayado es el componente de exergía física asociado a la transferencia de exergía de las corrientes de flujo de masa, y el último término corresponde a la exergía química asociada a los flujos de masa.

En las ecuaciones (A.29) a (A.31) T_0 es la temperatura de medio ambiente que corresponde al estado muerto y h_0 y s_0 son la entalpía y entropía correspondientes a ese estado.

Despejando la destrucción de la exergía que se presenta en el volumen de control, la ecuación (A.30), queda de la siguiente manera:

$$\dot{\mathbf{E}}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \mathbf{e}_e - \sum_s \dot{m}_s \mathbf{e}_s \quad (\text{A.32})$$

La irreversibilidad total de un sistema estará definido por dos tipos de ineficiencias exergéticas: la exergía destruida (irreversibilidad interna) y la exergía perdida (irreversibilidad externa). La primera es la irreversibilidad que se genera internamente en el volumen de control, la segunda se debe a la pérdida de flujos de exergía no aprovechados y que terminan destruyéndose en el ambiente a través de procesos irreversibles. Estos dos tipos de irreversibilidades estarán definidas dependiendo de donde sea la frontera del volumen de control a analizar.

Es por eso que dentro del análisis exergético, las exergías perdidas y destruidas que tienen lugar en los procesos reales, cuantifican las ineficiencias de los distintos equipos que componen un sistema energético.

A.3.4 APLICACIONES DEL BALANCE DE EXERGÍA PARA EQUIPOS INDUSTRIALES EN ESTADO PERMANENTE

A continuación se presentan las aplicaciones de la ecuación (A.32) para equipos industriales en estado permanente y flujo estable:

$$\dot{E}_D = \dot{m}_1 \dot{e}_1 - (\dot{m}_2 \dot{e}_2 + \dot{m}_3 \dot{e}_3) - \dot{W}_{vc} \quad (\text{A.33})$$

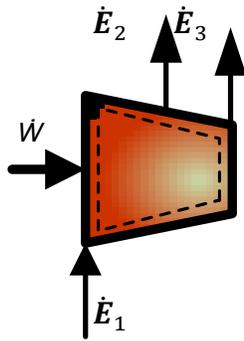


Figura A.26- Diagrama esquemático de compresor, bomba y ventilador para el balance de exergía.

$$\dot{\sigma}_{vc} = (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_8 s_8) - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_7 s_7) - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (\text{A.34})$$

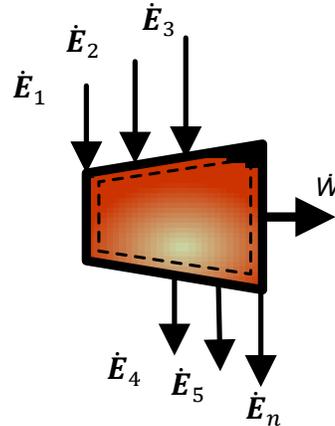


Figura A.27- Diagrama esquemático de Turbina para el balance de exergía.

$$\dot{E}_D = (\dot{m}_1 \dot{e}_1 + \dot{m}_3 \dot{e}_3) - (\dot{m}_2 \dot{e}_2 + \dot{m}_4 \dot{e}_4) + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (\text{A.35})$$

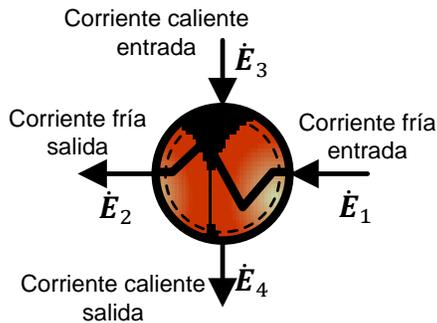


Figura A.28- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor cerrado para el balance de exergía.

$$\dot{E}_D = (\dot{m}_1 \dot{e}_1 + \dot{m}_3 \dot{e}_3) - \dot{m}_2 \dot{e}_2 + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (\text{A.36})$$

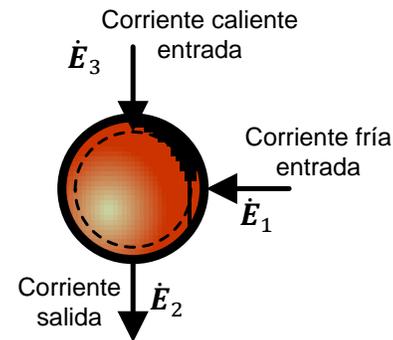


Figura A.29- Diagrama esquemático de Intercambiador de calor abierto para el balance de exergía.

$$\dot{E}_D = (\dot{m}_1 \dot{e}_1 + \dot{m}_2 \dot{e}_2) - \dot{m}_3 \dot{e}_3 \quad (\text{A.37})$$

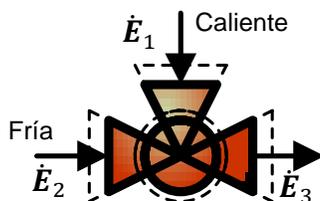


Figura A.30- Diagrama esquemático de Válvula para el balance de exergía.

$$\dot{E}_D = (\dot{m}_1 \dot{e}_1 + \dot{m}_2 \dot{e}_2) - \dot{m}_3 \dot{e}_3 + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (\text{A.38})$$

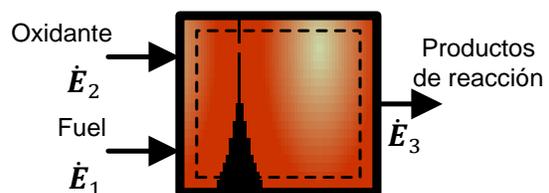


Figura A.31- Diagrama esquemático de cámara de combustión para el balance de exergía.

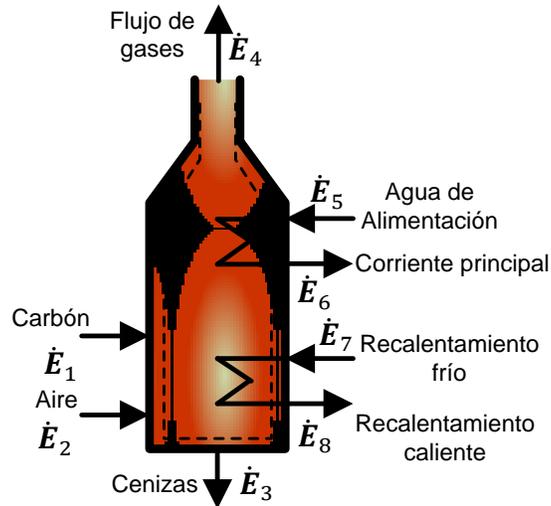


Figura A.32- Diagrama esquemático de Generador de vapor para el balance de exergía.

$$\dot{E}_D = (\dot{m}_1 \dot{e}_1 + \dot{m}_2 \dot{e}_2 + \dot{m}_5 \dot{e}_5 + \dot{m}_7 \dot{e}_7) - (\dot{m}_3 \dot{e}_3 + \dot{m}_4 \dot{e}_4 + \dot{m}_6 \dot{e}_6 + \dot{m}_8 \dot{e}_8) + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (\text{A.39})$$

A.3.4 EFICIENCIA EXERGÉTICA

La eficiencia exergética proporciona una mejor medida del uso de la energía de un sistema energético desde el punto de vista termodinámico. Para definir la eficiencia exergética, se hace necesario identificar lo que es el *producto* y lo que es el *recurso* para el sistema termodinámico que se analiza.

El balance exergético para un volumen de control basado en *producto* y *recurso* es:

$$\dot{E}_R = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_{Pe} \quad (\text{A.40})$$

La eficiencia exergética es el cociente entre el producto y el recurso:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_R} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_{Pe}}{\dot{E}_R} \quad (\text{A.41})$$

El mejoramiento en la eficiencia exergética de un proceso o sistema se logra cuando se disminuyen las pérdidas de exergías (o irreversibilidades). De ahí viene el concepto de potencial de mejoramiento exergético.

La importancia del balance exergético radica en que es una herramienta fundamental para evaluar el uso de la energía en los sistemas energéticos, al identificar y evaluar las ineficiencias de los que se presentan en los procesos, y así disponer de información para su posterior mejoramiento y optimización. La eficiencia exergética para cada equipo industrial estudiado se muestra en la tabla A.1:

Tabla A.1- Eficiencia Exergética asociada al producto y recurso de cada equipo industrial.

Equipo Industrial	Producto	Recurso	Eficiencia Exergética
Compresor, Bomba y Ventilador	$\dot{E}_2 + \dot{E}_3 - \dot{E}_1$	\dot{W}_{vc}	$\frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3}{\dot{W}_{vc}}$
Turbina	\dot{W}_{vc}	$(\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_3) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_5 + \dots + \dot{E}_n)$	$\frac{\dot{W}_{vc}}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_3) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_5 + \dots + \dot{E}_n)}$
Intercambiador de calor cerrado ²	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$
	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2}$
Intercambiador de calor abierto	\dot{E}_2	$\dot{E}_1 + \dot{E}_3$	$\frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_1 + \dot{E}_3}$
Válvula	\dot{E}_3	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$\frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}$
Cámara de combustión	\dot{E}_3	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$\frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}$
Generador de vapor	$(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)$	$(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_4)$	$\frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_4)}$

² Caso 1: Se refiere a un calentador. Caso 2: Se refiere a un enfriador.

APÉNDICE B: CÁLCULOS DE COSTOS EXERGÉTICOS DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

Los datos termodinámicos del sistema de cogeneración que se presentó como ejemplo de aplicación en el capítulo I, se muestran en la tabla B.1 [2].

TABLA B.1. Flujos máscicos, temperaturas, presiones y exergías en cada flujo del sistema de cogeneración.

Estado	Sustancia	Flujo máscico (kg/s)	Temperatura (K)	Presión (bar)	Exergía (kJ/kmol)
1	Aire	92.50	298.150	1.013	0
2	Aire	92.50	613.01	10.13	28.13
3	Aire	92.50	850.000	9.1423	41.94
4	Productos de combustión	94.14	1520.000	9.1423	102.98
5	Productos de combustión	94.14	1,013.33	1.0993	39.75
6	Productos de combustión	94.14	798.21	1.0663	23.68
7	Productos de combustión	94.14	439.51	1.013	3.54
8	Agua	14.0000	298.150	20.000	0.0624
9	Agua	14.0000	485.570	20.000	12.83
10	Metano	1.64	298.150	12.000 ³	84.70
11	Potencia mecánica suministrada al compresor				30.34
12	Potencia neta obtenida en la turbina				30

Las ecuaciones que resultan de la definición recurso-producto se muestran en la tabla B.2.

TABLA B.2- Modelo Recurso-Producto del Sistema de Cogeneración.

Equipo	Recurso	Producto	Residuo
Compresor	\dot{E}_{11}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	-
Turbina de Vapor	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{12}$	-
Cámara de Combustión	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_7$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$	-
Pre calentador de aire	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	-
Recuperador de Calor	$\dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_9 - \dot{E}_8$	\dot{E}_7

Los resultados del balance de costos exergéticos se muestran en la tabla B.3.

³ Valor nominal.

TABLA B.3- Costos y consumos exergéticos del sistema de cogeneración.

No. de flujo	Costo exergético unitario [k^*] (MW/MW)	Consumo Exergético [$E^* = \dot{E} \times k^*$] (MW)
1	0	0
2	1.8938	53.65
3	1.8741	78.61
4	1.8741	169.11
5	1.8741	65.28
6	1.8741	38.89
7	1.8741	5.82
8	0	0
9	2.5779	33.06
10	1.0000	84.70
11	1.7209	52.22
12	1.7209	51.63

APÉNDICE C: DATOS UTILIZADOS PARA LOS CÁLCULOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

C.1 COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL

La composición del gas natural para los tres ciclos se muestra en la tabla C.1.

TABLA C.1.- Composición del gas natural para los tres ciclos de la planta termoeléctrica.

Componente	Fórmula	Fracción molar del combustible (Yci [%])			
		Ciclo de gas		Ciclo Combinado	Ciclo Híbrido
		Diseño	Operación		
Metano	CH ₄	93.396	90.731	93.396	93.396
Etano	C ₂ H ₆	4.812	5.3154	4.812	4.812
Propano	C ₃ H ₈	0.092	0.4245	0.092	0.092
Butano	C ₄ H ₁₀	0.007	0.0523	0.007	0.007
Pentano	C ₅ H ₁₂	0.041	0.0114	0.041	0.041
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.017	0.0232	0.017	0.017
Nitrógeno	N ₂	1.618	3.3693	1.618	1.618
Dióxido de Carbono	CO ₂	0.017	0.073	0.017	0.017

Las propiedades requeridas de los componentes de las sustancias de trabajo (aire, gas natural y gases de combustión) para los tres ciclos se muestran en la tabla C.2 [1].

TABLA C.2.- Propiedades de los compuestos de las sustancias de trabajo.

Componente	Fórmula	Masa molar [kg/kmol]	Entalpía de Formación [kJ/kmol]	Exergía Química [kJ/kmol]
Metano	CH ₄	16.0430	-74850	824350
Etano	C ₂ H ₆	30.0700	-84680	1493.9
Propano	C ₃ H ₈	44.0970	-103850	2149
Butano	C ₄ H ₁₀	58.1230	-126150	2802.5
Pentano	C ₅ H ₁₂	72.1500	-146440	3455.8
Hexano	C ₆ H ₁₄	86.1770		4110
Nitrógeno	N ₂	28.0134	0	640

Dióxido de Carbono	CO2	44.0100	-393520	14175
Oxígeno	O2	32.0000	0	3950
Agua (vapor)	H2O	18.0200	-241820	8635
Agua (líquida)			-285830	45
Argón	Ar	39.948	0	

C.2 DATOS DE ENTRADA

C.2.1 DATOS DE ENTRADA DEL CICLO DE GAS

Los datos de los parámetros termodinámicos del ciclo de gas se muestran en la tabla C.3.

TABLA C.3- Parámetros termodinámicos para las condiciones de diseño y operación del ciclo de gas.

Flujo	Diseño			Operación		
	Temp. (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)	Temp. (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1 Aire	287.85	0.7670	293.00	293.3	0.7836	280.72
2 Aire	681.65	11.502	293.00	669.98	10.975	280.72
3 Gases de combustión	1355.15	10.927	298.50	1358.25	10.426	286.15
4 Gases de combustión	811.15	0.792	298.50	832.45	0.812	286.15
5 Combustible	283.15	30.000	5.38	291.15	28.500	5.43
Ambiente de referencia [p ₀ y T ₀]	14.7	0.767	-	16.52	0.784	-
Presión de saturación del agua a T ₀	-	0.01167	-	-	0.0188	-

Las entalpías y entropías específicas de los compuestos del aire y gases de combustión [1], para el ciclo de gas a las condiciones de diseño se muestran en la tabla C.4.

TABLA C.4- Entalpías y Entropías de tabla-Condiciones de Diseño.

Componente	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol)			
	A la Temperatura de:							
	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄
Nitrógeno	8369.44	20050.67	42060.16	24063.225	190.475	215.953	238.25	221.342
Dióxido de Carbono	8380.01	20588.35	44022.19	24899.87	203.997	230.499	254.28	236.278
Oxígeno	8984.31	26234.135	62683.40	32753.57	212.384	249.373	286.23	258.121
Agua (vapor)	9558.98	23414.54	51299.60	28328.62	187.538	217.633	245.75	224.229

Componente	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol)			
	A la Temperatura de:							
	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄
Agua (líquida)					3.964			

Las entalpías y entropías específicas de los compuestos del aire y gases de combustión [1], para el ciclo de gas a las condiciones de operación se muestran en la tabla C.5.

TABLA C.5- Entalpías y Entropías de tabla-Condiciones de Diseño.

Componente	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol)			
	A la Temperatura de:							
	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄	T ₀	T ₂	T ₃	T ₄
Nitrógeno	8422.40	19685	42166.80	24735.42	190.661	215.413	238.33	222.160
Dióxido de Carbono	8433.33	20197	44134.74	25620.3	204.184	229.920	254.36	237.155
Oxígeno	9050.92	25648	62862.38	33857.645	212.618	248.507	286.36	259.464
Agua (vapor)	9619.95	22970	51441.46	29158.04	187.752	216.976	245.86	225.238
Agua (líquida)					4.440			

Las entalpías y entropías específicas de las diferentes corrientes del ciclo de gas obtenidas de los cálculos se muestran en la tabla C.6.

TABLA C.6- Entalpías y entropías calculadas para las condiciones de diseño y operación del ciclo de gas.

Flujo	Diseño		Operación	
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)	Entropía (kJ/kmol)	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)	Entropía (kJ/kmol)
1 Aire	-3538.75	196.39	-2716.26	196.48
2 Aire	8176.67	199.61	8570.59	199.52
3 Gases de combustión	4398.29	225.15	4700.06	225.76
4 Gases de combustión	-14342.99	229.17	-13450.89	229.96
5 Combustible	-74213.02	-	-75809.37	-
Aire a [p ₀ y T ₀]	-3538.75	196.39	-2716.26	196.48
Gases de combustión a [p ₀ y T ₀]	-32878.54	188.17	-32433.44	189.17

C.2.2 DATOS DE ENTRADA DEL CICLO COMBINADO

Los datos de los parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo combinado para las condiciones de carga del 50, 75 y 100% se muestran en la tabla C.7, C.8, C.9.

TABLA C.7- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo combinado a la cargas del 50 %.

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1	Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	241.37
2	Aire comprimido	681.65	11.502	241.37
3	Gases de combustión	1355.15	10.927	245.90
4	Gases de combustión	813.15	0.792	245.90
5	Combustible	283.15	30.000	4.53
8	Gases de combustión	417.85	0.767	245.90
9	Condensado	333.15	15	17.984
10	Agua al deareador	448.95	15	17.984
11	Agua de alimentación	397.05	198	31.27
12	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	31.27
12 a	Líquido sat (agua de alimentación)	471.44	15	10.083
12 b	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	21.187
12 c	Líquido sat (agua de alimentación)	638.01	198	21.187
13	Vapor sat (agua de alimentación)	471.44	15	10.083
13a	Vapor sat (agua de alimentación)	563.15	15	10.083
13b	Vapor sat (agua de alimentación)	563.15	13.49	10.083
14	Vapor recalentado frío	579.15	13.49	12.93
15	Vapor sat (recalentado frío)	572.11	13.49	23.013
16	Vapor sat (agua de alimentación)	793.15	13.49	23.013
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.01	198	21.187
17a	Vapor principal	713.15	198	21.187
17b	Vapor principal	697.4	169.8	21.187
18	Vapor recalentado caliente	793.15	169.8	21.187
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

TABLA C.8- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo combinado a la cargas del 75 %.

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1	Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	241.37
2	Aire comprimido	681.65	11.502	241.37
3	Gases de combustión	1355.15	10.927	245.90
4	Gases de combustión	813.15	0.792	245.90
5	Combustible	283.15	30.000	4.53
8	Gases de combustión	421.15	0.767	245.90
9	Condensado	333.15	15	19.555
10	Agua al deareador	456.05	15	19.555
11	Agua de alimentación	410.05	198	30.66
12	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	30.66
12 a	Líquido sat (agua de alimentación)	480.10	17.94	9.88
12 b	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	20.78
12 c	Líquido sat (agua de alimentación)	638.01	198	20.78
13	Vapor sat (agua de alimentación)	480.10	17.94	9.88
13a	Vapor sat (agua de alimentación)	566.35	17.94	9.88
13b	Vapor sat (agua de alimentación)	566.35	16.29	9.88
14	Vapor recalentado frío	560.85	16.29	19.65
15	Vapor sat (recalentado frío)	562.69	16.29	29.53
16	Vapor sat (agua de alimentación)	793.05	16.29	29.53
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.01	198	20.78
17a	Vapor principal	713.15	198	20.78
17b	Vapor principal	698.16	171.1	20.78
18	Vapor recalentado caliente	793.05	171.1	20.78
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

TABLA C.9- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo combinado a la cargas del 100 %.

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1	Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	293.00
2	Aire comprimido	681.65	11.502	293.00
3	Gases de combustión	1355.15	10.927	298.50
4	Gases de combustión	811.15	0.792	298.50
5	Combustible	283.15	30.000	5.38

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
8	Gases de combustión	428.95	0.767	298.50
9	Condensado	333.15	15	23.134
10	Agua al deaerador	464.65	15	23.134
11	Agua de alimentación	415.95	198	36.37
12	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	36.37
12 a	Líquido sat (agua de alimentación)	488.59	21.24	11.298
12 b	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	25.072
12 c	Líquido sat (agua de alimentación)	638.01	198	25.072
13	Vapor sat (agua de alimentación)	488.59	21.24	11.298
13a	Vapor sat (agua de alimentación)	568.75	21.24	11.298
13b	Vapor sat (agua de alimentación)	568.75	19.26	11.298
14	Vapor recalentado frío	556.64	19.26	23.72
15	Vapor sat (recalentado frío)	562.37	19.26	35.018
16	Vapor sat (agua de alimentación)	789.65	19.26	35.018
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.01	198	25.072
17a	Vapor principal	713.15	198	25.072
17b	Vapor principal	699.32	173.1	25.072
18	Vapor recalentado caliente	788.15	173.1	25.072
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

Las entalpías y entropías específicas de los compuestos del aire y gases de combustión [1], para el ciclo combinado se muestran en las tablas C.10, C.11 y C.12 para las tres condiciones de carga.

TABLA C.10- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo combinado a 50% de carga.

A la Temp. de:	A 50% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	

A la Temp. de:	A 50% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T ₄	24126.225	24967.47	32857.17	28406.22	221.420	236.360	258.248	224.324	
T ₈	12162.005	12249.07	14115.915	13969.04	201.347	215.084	227.041	200.172	

TABLA C.11- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo combinado a 75% de carga.

A la Temp. de:	A 75% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T ₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T ₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T ₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	
T ₄	24126.23	24967.47	32857.17	28406.22	221.420	236.360	258.248	224.324	
T ₈	11965.7	12046.73	13835.19	13738.56	201.578	215.323	227.372	200.443	

TABLA C.12- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo combinado a 100% de carga.

A la Temp. de:	A 100% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T ₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T ₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T ₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	
T ₄	24063.225	24899.87	32753.57	28328.62	221.342	236.278	258.121	224.229	

A la Temp. de:	A 100% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T ₈	12487.235	12586.08	14583.69	14351.775	202.117	215.880	228.148	201.075	

Las entalpías y entropías específicas obtenidas de los cálculos para el ciclo combinado se muestran en la tabla C.13 para las tres condiciones de carga.

TABLA C.13- Entalpías y entropías calculadas del ciclo combinado a 50, 75 y 100% de carga.

Flujo	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)			Entropía (kJ/kmol-K o kJ/kg-K)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	-3538.75	-3538.75	-3538.75	196.39	196.39	196.39
2	8167.40	8167.40	8167.40	199.59	199.59	199.59
3	3837.09	3837.09	4398.29	225.19	225.19	225.15
4	-14851.72	-14851.72	-14342.99	229.28	229.28	229.17
5	-74213.02	-74213.02	-74213.02	-	-	-
8	-27219.59	-27420.30	-26305.86	208.81	209.05	209.58
9	252.3323	252.3323	252.3323	0.8303	0.8303	0.8303
10	744.9035	766.1642	814.3108	2.0977	2.1668	2.2496
11	533.9926	588.789	613.7585	1.5518	1.6876	1.748
12	918.1331	922.3822	922.38	2.4325	2.4325	2.4325
12 a	844.6672	2794.7602	922.6351	2.3145	6.3763	2.4754
12 b	918.1331	922.3822	922.38	2.4325	2.4325	2.4325
12 c	1816.3448	1816.3448	1816.34	3.9996	3.9996	3.9996
13	2789.9056	2794.7705	2798.4299	6.4406	6.3763	6.3145
13a	3016.4763	3015.1938	3011.0594	6.8812	6.8	6.7188
13b	3020.8384	3019.9949	3016.906	6.936	6.8509	6.7718
14	3056.2066	3007.4245	2994.7888	6.998	6.8286	6.7326
15	3040.710247	3011.63	3001.9246	6.971	6.8361	6.7454
16	3518.0495	3512.9581	3504.37	7.6766	7.584	7.4969

Flujo	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)			Entropía (kJ/kmol-K o kJ/kg-K)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
17	2429.8319	2429.8319	2429.83	4.9611	4.9611	4.9611
17a	3028.1194	3028.1194	3028.12	5.8621	5.8621	5.8621
17b	3028.1194	3028.1194	3028.12	5.9156	5.9129	5.9088
18	3342.5275	3340.6221	3323.83	6.3395	6.334	6.3081
Aire a [p ₀ y T ₀]	-3538.75	-3538.75	-3538.75	196.39	196.39	196.39
Gases de combustión a [p ₀ y T ₀]	-33520.02	-33520.02	-32878.54	187.94	187.94	188.17
Agua a [p ₀ y T ₀]	61.7573	61.7573	61.7573	0.22	0.22	0.22

C.2.3 DATOS DE ENTRADA DEL CICLO HÍBRIDO

Los datos de los parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo híbrido para las condiciones de carga del 50, 75 y 100% se muestran en la tabla C.14, C.15, C.16.

TABLA C.14- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo híbrido a las cargas del 50 %.

Flujo	Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1 Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	293.00
2 Aire comprimido	681.65	11.502	293.00
3 Gases de combustión	1355.15	10.927	298.50
4 Gases de combustión	811.15	0.792	298.50
5 Combustible	283.15	30.000	5.38
8 Gases de combustión	401.35	0.767	298.50
9 Condensado	333.15	15	58.418
10 Agua al deareador	435.25	15	58.418
11 Agua de alimentación	424.65	198	34.583
12 Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	34.583
12 a Líquido sat (agua de alimentación)	501.04	26.91	10.666
12 b Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	23.917
12 c Líquido sat (agua de alimentación)	638.01	198	23.917
13 Vapor sat (agua de alimentación)	501.04	26.91	10.666
13a Vapor sat (agua de alimentación)	573.75	26.91	10.666
13b Vapor sat (agua de alimentación)	573.75	25.47	10.666

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
14	Vapor recalentado frío	566.15	25.47	29.75
15	Vapor sat (recalentado frío)	568.14	25.47	40.416
16	Vapor sat (agua de alimentación)	784.65	25.47	40.416
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.01	198	23.917
17a	Vapor principal	713.15	198	23.917
17b	Vapor principal	697.58	170.1	23.917
18	Vapor recalentado caliente	788.05	170.1	23.917
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

TABLA C.15- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo híbrido a la carga del 75 %.

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1	Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	293.00
2	Aire comprimido	681.65	11.502	293.00
3	Gases de combustión	1355.15	10.927	298.50
4	Gases de combustión	811.15	0.792	298.50
5	Combustible	283.15	30.000	5.38
8	Gases de combustión	394.15	0.767	298.50
9	Condensado	333.15	15	84.205
10	Agua al deareador	418.35	15	84.205
11	Agua de alimentación	433.15	198	34.68
12	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	34.68
12 a	Líquido sat (agua de alimentación)	513.03	33.41	9.564
12 b	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	25.116
12 c	Líquido sat (agua de alimentación)	638.01	198	25.116
13	Vapor sat (agua de alimentación)	513.03	33.41	9.564
13a	Vapor sat (agua de alimentación)	581.15	33.41	9.564
13b	Vapor sat (agua de alimentación)	581.15	32.04	9.564
14	Vapor recalentado frío	580.73	32.04	27.88
15	Vapor sat (recalentado frío)	580.85	32.04	37.444

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
16	Vapor sat (agua de alimentación)	787.55	32.04	37.444
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.01	198	25.116
17a	Vapor principal	713.15	198	25.116
17b	Vapor principal	698.57	171.8	25.116
18	Vapor recalentado caliente	787.95	171.8	25.116
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

TABLA C.16- Parámetros termodinámicos de las corrientes del ciclo híbrido a la cargas del 100 %.

Flujo		Temperatura (K)	Presión (bar)	Flujo másico (kg/s)
1	Aire de entrada al compresor	287.85	0.7670	293.00
2	Aire comprimido	681.65	11.502	293.00
3	Gases de combustión	1355.15	10.927	298.50
4	Gases de combustión	811.15	0.792	298.50
5	Combustible	283.15	30.000	5.38
8	Gases de combustión	396.65	0.767	298.50
9	Condensado	333.15	15	88.103
10	Agua al deareador	421.25	15	88.103
11	Agua de alimentación	443.65	198	34.77
12	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	34.77
12 a	Líquido sat (agua de alimentación)	488.59	42.15	8.362
12 b	Líquido sat (agua de alimentación)	487.15	198	26.408
12 c	Líquido sat (agua de alimentación)	638.013	198	26.408
13	Vapor sat (agua de alimentación)	526.60	42.15	8.362
13a	Vapor sat (agua de alimentación)	589.55	42.15	8.362
13b	Vapor sat (agua de alimentación)	589.55	40.54	8.362
14	Vapor recalentado frío	612.15	40.54	28.375
15	Vapor sat (recalentado frío)	609.65	40.54	36.737
16	Vapor sat (agua de alimentación)	789.15	40.54	36.737
17	Vapor sat (agua de alimentación)	638.013	198	26.408
17a	Vapor principal	713.15	198	26.408
17b	Vapor principal	700.2437	174.7	26.408
18	Vapor recalentado caliente	787.75	174.7	26.408
0	Ambiente de referencia [p_0 y T_0]	14.7	0.767	-

Las entalpías y entropías específicas de los compuestos del aire y gases de combustión [1], para el ciclo híbrido se muestran en las tablas C.17, C.18 y C.19 para las tres condiciones de carga.

TABLA C.17- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo híbrido a 50% de carga.

A la Temp. de:	A 50% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	
T₄	24063.225	24899.87	32753.57	28328.62	221.342	236.278	258.121	224.229	
T₈	11679.42	11751.635	13428.025	13402.305	200.169	213.866	225.363	198.787	

TABLA C.18- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo híbrido a 75% de carga.

A la Temp. de:	A 75% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	
T₄	24063.225	24899.87	32753.57	28328.62	221.342	236.278	258.121	224.229	
T₈	11468.595	11534.33	13130.98	13155.93	199.638	213.319	224.615	198.166	

TABLA C.19- Entalpías y Entropías de tabla para el Ciclo híbrido a 100% de carga.

A la Temp. de:	A 100% de la carga								
	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)				Entropía (kJ/kmol-K)				
	Componente								
	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (vapor)	H ₂ O (líquida)
T₀	8369.44	8380.01	8984.31	9558.98	190.475	203.997	212.384	187.538	3.964
T₂	20041.49	20578.45	26219.345	23403.38	215.940	230.484	249.352	217.617	
T₃	42060.16	44022.19	62683.40	51299.60	238.25	254.28	286.23	245.75	
T₄	24063.225	24899.87	32753.57	28328.62	221.342	236.278	258.121	224.229	
T₈	11541.845	11609.83	13233.98	13241.43	199.823	213.509	224.876	198.383	

Las entalpías y entropías específicas obtenidas de los cálculos para el ciclo híbrido se muestran en la tabla C. 20 para las tres condiciones de carga.

TABLA C.20- Entalpías y entropías calculadas del ciclo híbrido a 50, 75 y 100% de carga.

Flujo	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)			Entropía (kJ/kmol-K o kJ/kg-K)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	-3538.75	-3538.75	-3538.75	196.39	196.39	196.39
2	8167.40	8167.40	8167.40	199.59	199.59	199.59
3	4398.29	4398.29	4398.29	225.15	225.15	225.15
4	-14342.99	-14342.99	-14342.99	229.17	229.17	229.17
5	-74213.02	-74213.02	-74213.02	-	-	-
8	-27131.75	-27346.98	-27272.21	207.59	207.05	207.24
9	252.33	252.33	252.3323	0.8303	0.8303	0.8303
10	685.11	612.14	624.6085	1.9624	1.7914	1.8211
11	695.95	686.97	732.0103	1.9412	1.9205	2.0233
12	922.38	922.38	922.38	2.4325	2.4325	2.4325
12 a	980.38	1037.05	922.6351	2.5907	2.7009	2.4754
12 b	922.38	922.38	922.38	2.4325	2.4325	2.4325
12 c	1816.34	1816.34	1816.3448	3.9996	3.9996	3.9996
13	2801.70	2802.23	2799.3246	6.2257	6.1414	6.0468
13a	3006.17	3005.31	3001.273	6.6079	6.5143	6.4101
13b	3010.51	3009.45	3006.1582	6.6391	6.5391	6.4346

Flujo	Entalpía (kJ/kmol o kJ/kg)			Entropía (kJ/kmol-K o kJ/kg-K)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
14	2991.67	3008.42	3065.9125	6.6061	6.5373	6.5341
15	2996.64	3008.68	3052.31	6.6148	6.5378	6.5235
16	3486.74	3486.20	3480.7462	7.3477	7.2433	7.1307
17	2429.83	2429.83	2429.8319	4.9611	4.9611	4.9611
17a	3028.12	3028.12	3028.12	5.8621	5.8621	5.8621
17b	3028.12	3028.12	3028.12	5.915	5.9115	5.9056
18	3327.37	3324.90	3320.4955	6.3196	6.3125	6.3003
Aire a [p ₀ y T ₀]	-3538.75	-3538.75	-3538.75	196.39	196.39	196.39
Gases de combustión a [p ₀ y T ₀]	-32878.54	-32878.54	-32878.54	188.17	188.17	188.17
Agua a [p ₀ y T ₀]	61.76	61.76	61.76	0.22	0.22	0.22

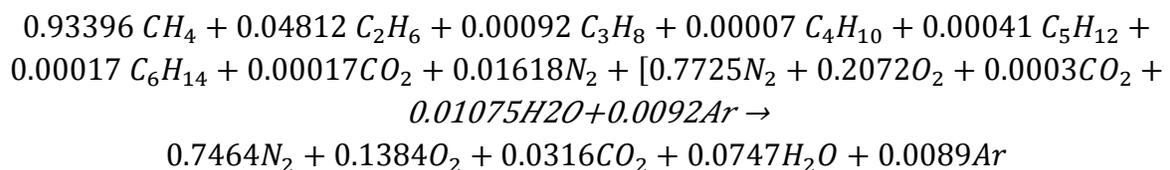
C.3 CÁLCULOS ENERGÉTICO DE LOS CICLOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

El procedimiento para el cálculo energético de los ciclos, se hace de manera amplia para el del ciclo de gas (condiciones de diseño al 100 % de carga). Este procedimiento también es válido para los ciclos combinado e híbrido.

Para este análisis se consideran pérdidas de presión en los filtros del compresor de 5% y una humedad relativa de 65%. Este procedimiento se indica a continuación:

Balance estequiométrico

El balance estequiométrico del gas natural del ciclo de gas tomando los datos de las condiciones de diseño, está dado por:



Con las fracciones molares de cada componente de los gases de combustión y su peso molar, se calcula el peso molar de los gases de combustión:

$$\begin{aligned}
 M_{g.c} &= \sum_k x_n M_n = \sum_k x_{N_2} M_{N_2} + x_{O_2} M_{O_2} + x_{CO_2} M_{CO_2} + x_{H_2O} M_{H_2O} + x_{Ar} M_{Ar} \\
 &= (0.7464 * 28.0134) + (0.1384 * 32) + (0.0316 * 44.01) \\
 &\quad + (0.0747 * 18.02) + (0.0089 * 39.948) = 28.43
 \end{aligned}$$

Para el gas natural, el peso molar se calcula a continuación:

$$\begin{aligned}
 M_{gas\ natural} &= \sum_k x_n M_n = \sum_k x_{CH_4} M_{CH_4} + x_{C_2H_6} M_{C_2H_6} + x_{C_3H_8} M_{C_3H_8} + x_{C_4H_{10}} M_{C_4H_{10}} \\
 &\quad + x_{C_5H_{12}} M_{C_5H_{12}} + x_{C_6H_{14}} M_{C_6H_{14}} + x_{CO_2} M_{CO_2} + x_{N_2} M_{N_2} \\
 M_{gas\ natural} &= (0.93396 * 16.0430) + (0.04812 * 30.0700) + (0.0092 * 44.0970) \\
 &\quad + (0.00007 *) + (0.00041 * 58.1230) + (0.00017 * 72.1500) \\
 &\quad + (0.00017 * 44.0100) + (0.01618 * 28.0134) = 16.98
 \end{aligned}$$

El peso molar del aire se calcula a continuación:

$$\begin{aligned}
 M_a &= \sum_k x_n M_n = \sum_k x_{N_2} M_{N_2} + x_{O_2} M_{O_2} + x_{CO_2} M_{CO_2} + x_{H_2O} M_{H_2O} + x_{Ar} M_{Ar} \\
 &= (0.7698 * 28.0134) + (0.2065 * 32) + (0.0003 * 44.01) \\
 &\quad + (0.0142 * 18.02) + (0.0092 * 39.948) = 28.81
 \end{aligned}$$

Consideración de agua líquida en los productos de combustión

En el ciclo de gas, la presión parcial del vapor de agua para los productos de combustión en el estado 3 y 4, es de 0.0167bar . Partiendo de la siguiente composición:

$$\left\{ \underbrace{0.7464N_2 + 0.1384O_2 + 0.0316CO_2 + 0.0089Ar}_{\text{gases}} + 0.0747H_2O \right\}$$

La cantidad de vapor condensado \dot{n}_l se calcula como:

$$\begin{aligned}
 n_v &= \frac{(x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_{Ar}) p_v}{(p - p_v)} \\
 &= \frac{(0.7464 + 0.1384 + 0.0316 + 0.0089) kmol * 0.0167bar}{(0.767 - 0.0167) bar} \\
 n_v &= 0.0218 kmol
 \end{aligned}$$

Así que la fracción de vapor de agua de los gases de combustión que se condensan es:

$$n_l = 0.0747 - 0.0218 = 0.0541 kmol$$

La composición de los gases de combustión separando la parte de agua en estado líquido es:

$$\left\{ \underbrace{0.7464N_2 + 0.1384O_2 + 0.0316CO_2 + 0.0089Ar + 0.0218H_2O(v)}_{\text{gases}} + 0.0541H_2O(l) \right\}$$

Cálculo de las entalpías específicas de las corrientes del ciclo de gas

Estado 1 y 2

El cálculo de la entalpía del aire de entrada para los puntos 1 y 2, se calcula a continuación:

$$\bar{h}_1 = [0.7698\bar{h}_{N_2} + 0.2065\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.0142\bar{h}_{H_2O} + 0.0092\bar{h}_{Ar}] (T_1)$$

donde, $\bar{h}_{k,T_1} = \bar{h}^{\circ}_{f_k} + [\bar{h}_k(T_1) - \bar{h}_k(T_0)]$

En el punto 1 $T_1 = T_0$, y la entalpía en el punto 1 se calcula como:

$$\begin{aligned} \bar{h}_1 &= [0.7698\bar{h}_{N_2} + 0.2065\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.0142\bar{h}_{H_2O} + 0.0092\bar{h}_{Ar}] \\ \bar{h}_1 &= [0.7698\bar{h}^{\circ}_{f_{N_2}} + 0.2065\bar{h}^{\circ}_{f_{O_2}} + 0.0003\bar{h}^{\circ}_{f_{CO_2}} + 0.0142\bar{h}^{\circ}_{f_{H_2O}} + 0.0092\bar{h}^{\circ}_{f_{Ar}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_1 &= [(0.7698 * 0) + (0.2065 * 0) + (0.0003 * -393,520) + (0.0142 * -241,820) \\ &\quad + (0.0092 * 0)] = -3,538.75 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

En el punto 2 se tiene,

$$\bar{h}_2 = [0.7698\bar{h}_{N_2} + 0.2065\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.0142\bar{h}_{H_2O} + 0.0092\bar{h}_{Ar}](T_2)$$

La entalpía de cada compuesto se calcula como:

N_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{N_2,T_2} &= \bar{h}^{\circ}_{f_{N_2}} + [\bar{h}_{N_2}(T_2) - \bar{h}_{N_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{N_2,T_2} &= 0 + 20,050.75 - 8,369.44 = 11,681.24 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

O_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{O_2,T_2} &= \bar{h}^{\circ}_{f_{O_2}} + [\bar{h}_{O_2}(T_2) - \bar{h}_{O_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{O_2,T_2} &= 0 + 20,588.35 - 8,380.01 = 12,208.35 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

CO_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{CO_2,T_2} &= \bar{h}^{\circ}_{f_{CO_2}} + [\bar{h}_{CO_2}(T_2) - \bar{h}_{CO_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{CO_2,T_2} &= -393,520 + 26,234.135 - 8984.31 = -376,270.18 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

H_2O :

$$\bar{h}_{H_2O,T_2} = \bar{h}_{f_{H_2O}}^{\circ} + [\bar{h}_{H_2O}(T_2) - \bar{h}_{H_2O}(T_0)]$$

$$\bar{h}_{H_2O,T_2} = -241,820 + 23,414.54 - 9558.98 = -227,964.44 \frac{kJ}{kmol}$$

El cálculo de \bar{h}_2 es entonces,

$$\bar{h}_2 = [(0.7698 * 11,681.24) + (0.2065 * 12,208.35) + (0.0003 * -376,270.18) + (0.0142 * -227,964.44)] = 8,176.67 \frac{kJ}{kmol}$$

Estado 3 y 4

Para los gases de combustión, el cálculo de la entalpía específica en el punto 3 se tiene,

$$\bar{h}_3 = [0.7464\bar{h}_{N_2} + 0.1384\bar{h}_{O_2} + 0.0316\bar{h}_{CO_2} + 0.0747\bar{h}_{H_2O}](T_3)$$

La entalpía de cada compuesto se calcula como:

N_2 :

$$\bar{h}_{N_2,T_3} = \bar{h}_{f_{N_2}}^{\circ} + [\bar{h}_{N_2}(T_3) - \bar{h}_{N_2}(T_0)]$$

$$\bar{h}_{N_2,T_3} = 0 + 42,060.16 - 8,369.44 = 33,690.73 \frac{kJ}{kmol}$$

O_2 :

$$\bar{h}_{O_2,T_3} = \bar{h}_{f_{O_2}}^{\circ} + [\bar{h}_{O_2}(T_3) - \bar{h}_{O_2}(T_0)]$$

$$\bar{h}_{O_2,T_3} = 0 + 44,022.19 - 8,380.01 = 35,642.18 \frac{kJ}{kmol}$$

CO_2 :

$$\bar{h}_{CO_2,T_3} = \bar{h}_{f_{CO_2}}^{\circ} + [\bar{h}_{CO_2}(T_3) - \bar{h}_{CO_2}(T_0)]$$

$$\bar{h}_{CO_2,T_3} = -393,520 + 62,683.40 - 8984.31 = -339,820.91 \frac{kJ}{kmol}$$

H_2O :

$$\bar{h}_{H_2O,T_3} = \bar{h}_{f_{H_2O}}^{\circ} + [\bar{h}_{H_2O}(T_3) - \bar{h}_{H_2O}(T_0)]$$

$$\bar{h}_{H_2O,T_3} = -241,820 + 51,299.60 - 9558.98 = -200,079.38 \frac{kJ}{kmol}$$

El cálculo de \bar{h}_3 es entonces,

$$\bar{h}_3 = [(0.7464 * 33,690.73) + (0.1384 * 35,642.18) + (0.0316 * -339,820.91) + (0.0747 * -200,079.38)] = 4,398.29 \frac{kJ}{kmol}$$

En el punto 4 se tiene,

$$\bar{h}_4 = [0.7464\bar{h}_{N_2} + 0.1384\bar{h}_{O_2} + 0.0316\bar{h}_{CO_2} + 0.0747\bar{h}_{H_2O}](T_4)$$

La entalpía de cada compuesto se calcula como:

N_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{N_2,T_4} &= \bar{h}_{f_{N_2}}^\circ + [\bar{h}_{N_2}(T_4) - \bar{h}_{N_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{N_2,T_4} &= 0 + 24,063.23 - 8,369.44 = 15,693.79 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

O_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{O_2,T_4} &= \bar{h}_{f_{O_2}}^\circ + [\bar{h}_{O_2}(T_4) - \bar{h}_{O_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{O_2,T_4} &= 0 + 24,899.87 - 8,380.01 = 16,519.87 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

CO_2 :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{CO_2,T_4} &= \bar{h}_{f_{CO_2}}^\circ + [\bar{h}_{CO_2}(T_4) - \bar{h}_{CO_2}(T_0)] \\ \bar{h}_{CO_2,T_4} &= -393,520 + 32,753.57 - 8984.31 = -369,750.74 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

H_2O :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{H_2O,T_4} &= \bar{h}_{f_{H_2O}}^\circ + [\bar{h}_{H_2O}(T_4) - \bar{h}_{H_2O}(T_0)] \\ \bar{h}_{H_2O,T_4} &= -241,820 + 28,328.62 - 9558.98 = -223,050.36 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

El cálculo de \bar{h}_4 es entonces,

$$\bar{h}_4 = [(0.7464 * 15,693.79) + (0.1384 * 16,519.87) + (0.0316 * -369,750.74) + (0.0747 * -223,050.36)] = -14,342.99 \frac{kJ}{kmol}$$

Estado 5

Para el gas natural, \bar{h}_5 se determina únicamente con las entalpías de formación de los componentes del mismo, ya que entra a temperatura de referencia.

$$\begin{aligned}\bar{h}_5 &= [x_{CH_4} \bar{h}_{CH_4} + x_{C_2H_6} \bar{h}_{C_2H_6} + x_{C_3H_8} \bar{h}_{C_3H_8} + x_{C_4H_{10}} \bar{h}_{C_4H_{10}} + x_{C_5H_{12}} \bar{h}_{C_5H_{12}} \\ &\quad + x_{C_6H_{14}} \bar{h}_{C_6H_{14}} + x_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + x_{N_2} \bar{h}_{N_2}](T_5) \\ \bar{h}_5 &= (0.93396 * -74,850) + (0.04812 * -84,680) + (0.0092 * -103,850) \\ &\quad + (0.00007 * -126,150) + (0.00041 * -146,440) + (0.00017 *) \\ &\quad + (0.00017 * -393,520) + (0.01618 * 0) = -74,213.02 \frac{kJ}{kmol}\end{aligned}$$

Para las entalpías específicas de las corrientes de agua en el recuperador de calor en los ciclos combinados e híbridos, se toman directamente de las tablas de vapor [1].

C.4 CÁLCULOS EXERGÉTICO DE LOS CICLOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

El cálculo de las entropías específicas se muestra a continuación:

En el estado 1 $T_1 = T_0$, por lo tanto las entropías específicas de los componentes del aire quedan como:

$$\bar{s}_1(T_1, \sum x_k, p_1) = \sum_1 x_k [\bar{s}^\circ_k(T_1) - \bar{R} \ln x_k]$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{N_2}(T_1, x_{N_2}, p_1) &= \bar{s}^\circ_{N_2}(T_1) - \bar{R} \ln x_{N_2} = 190.475 - [8.314 (\ln 0.7698)] \\ &= 192.65 \frac{kJ}{kmol K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{O_2}(T_1, x_{O_2}, p_1) &= \bar{s}^\circ_{O_2}(T_1) - \bar{R} \ln x_{O_2} = 203.997 - [8.314 (\ln 0.2065)] \\ &= 217.11 \frac{kJ}{kmol K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{CO_2}(T_1, x_{CO_2}, p_1) &= \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_1) - \bar{R} \ln x_{CO_2} = 212.384 - [8.314 (\ln 0.0003)] \\ &= 279.94 \frac{kJ}{kmol K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{H_2O}(T_1, x_{H_2O}, p_1) &= \bar{s}^\circ_{H_2O}(T_1) - \bar{R} \ln x_{H_2O} = 187.538 - [8.314 (\ln 0.0142)] \\ &= 222.94 \frac{kJ}{kmol K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_1 &= [(0.7698 * 192.65) + (0.2065 * 217.11) + (0.0003 * 279.94) \\ &\quad + (0.0142 * 222.94)] = 196.39 \frac{kJ}{kmol K}\end{aligned}$$

Las entropías específicas en el estado 2 se calculan como:

$$\bar{s}_2(T_2, \sum x_k, p_2) = \sum_2 x_k \left[\bar{s}^\circ_k(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_2}{p_0} \right]$$

$$\bar{s}_{N_2}(T_2, x_{N_2}, p_2) = \bar{s}^\circ_{N_2}(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_2}{p_0} = 215.953 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.7698 * 11.502}{0.767} \right) \right] =$$

$$195.615 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{O_2}(T_2, x_{O_2}, p_2) = \bar{s}^\circ_{O_2}(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_2}{p_0} = 230.499 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.2065 * 11.502}{0.767} \right) \right]$$

$$= 221.10 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{CO_2}(T_2, x_{CO_2}, p_2) = \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_2}{p_0} = 249.373 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0003 * 11.502}{0.767} \right) \right]$$

$$= 294.42 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{H_2O}(T_2, x_{H_2O}, p_2) = \bar{s}^\circ_{H_2O}(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_2}{p_0} = 217.633 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0142 * 11.502}{0.767} \right) \right]$$

$$= 230.52 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_2 = [(0.7698 * 195.615) + (0.2065 * 221.10) + (0.0003 * 294.42) + (0.0142 * 230.52)] = 196.39 \frac{kJ}{kmol K}$$

Para los estados 3 y 4 se tiene gases de combustión, y sus entropías específicas se calculan como:

$$\bar{s}_3(T_3, \sum x_k, p_3) = \sum_3 x_k \left[\bar{s}^\circ_k(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_3}{p_0} \right]$$

$$\bar{s}_{N_2}(T_3, x_{N_2}, p_3) = \bar{s}^\circ_{N_2}(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_3}{p_0} = 238.25 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.7698 * 10.927}{0.767} \right) \right]$$

$$= 218.60 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{O_2}(T_3, x_{O_2}, p_3) = \bar{s}^\circ_{O_2}(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_3}{p_0} = 254.28 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.2065 * 10.927}{0.767} \right) \right]$$

$$= 248.63 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{CO_2}(T_3, x_{CO_2}, p_3) = \bar{s}^\circ_{CO_2}(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_3}{p_0} = 286.23 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0003 * 10.927}{0.767} \right) \right]$$

$$= 292.87 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_{H_2O}(T_3, x_{H_2O}, p_3) = \bar{s}^{\circ}_{H_2O}(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_3}{p_0} = 245.75 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0142 * 10.927}{0.767} \right) \right] = 245.23 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_3 = [(0.7698 * 218.60) + (0.2065 * 248.63) + (0.0003 * 292.87) + (0.0142 * 245.23)] = 225.15 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{s}_4(T_4, \sum x_k, p_4) = \sum_4 x_k \left[\bar{s}^{\circ}_k(T_4) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_4}{p_0} \right]$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{N_2}(T_4, x_{N_2}, p_4) &= \bar{s}^{\circ}_{N_2}(T_4) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_4}{p_0} = 221.342 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.7698 * 0.792}{0.767} \right) \right] \\ &= 223.51 \frac{kJ}{kmol K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{O_2}(T_4, x_{O_2}, p_4) &= \bar{s}^{\circ}_{O_2}(T_4) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_4}{p_0} = 236.278 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.2065 * 0.792}{0.767} \right) \right] \\ &= 252.45 \frac{kJ}{kmol K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{CO_2}(T_4, x_{CO_2}, p_4) &= \bar{s}^{\circ}_{CO_2}(T_4) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_4}{p_0} = 258.121 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0003 * 0.792}{0.767} \right) \right] \\ &= 286.58 \frac{kJ}{kmol K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{H_2O}(T_4, x_{H_2O}, p_4) &= \bar{s}^{\circ}_{H_2O}(T_4) - \bar{R} \ln \frac{x_k p_4}{p_0} = 224.229 - \left[8.314 \left(\ln \frac{0.0142 * 0.792}{0.767} \right) \right] \\ &= 245.53 \frac{kJ}{kmol K} \end{aligned}$$

$$\bar{s}_4 = [(0.7698 * 223.51) + (0.2065 * 252.45) + (0.0003 * 286.58) + (0.0142 * 245.53)] = 229.17 \frac{kJ}{kmol K}$$

Para el cálculo de las exergías de cada flujo, se necesita conocer las entalpías y entropías de referencia (\bar{h}_0 y \bar{s}_0) para cada sustancia de trabajo. Los cálculos de \bar{h}_0 y \bar{s}_0 se hacen por separado para la parte de gases secos y la parte de agua en estado líquido para los gases de combustión.

Para el entalpía y entropía específicas de referencia del aire se tiene que $\bar{h}_{0a} = \bar{h}_1$ y $\bar{s}_{0a} = \bar{s}_1$.

Para los gases de combustión se tiene que:

$$\begin{aligned}\bar{h}_{0g.c} &= (0.7464\bar{h}_{N_2}^{\circ} + 0.1384\bar{h}_{O_2}^{\circ} + 0.0316\bar{h}_{CO_2}^{\circ} + 0.0206\bar{h}_{H_2O,v}^{\circ} + 0.0541\bar{h}_{H_2O,l}^{\circ}) \\ \bar{h}_{0g.c} &= 0.7464(0) + 0.1384(0) + 0.0316(-393,520) + 0.0206(-241,820) \\ &\quad + 0.0541(-285,830) = -32,878.54 \frac{kJ}{kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{0g.c.} &= (x_{N_2}) \left(\bar{s}_{N_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x_{N_2} p_0}{p_{ref}} \right) + (x_{O_2}) \left(\bar{s}_{O_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x_{O_2} p_0}{p_{ref}} \right) \\ &\quad + (x_{CO_2}) \left(\bar{s}_{CO_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x_{CO_2} p_0}{p_{ref}} \right) \\ &\quad + (x_{H_2O,v}) \left(\bar{s}_{H_2O}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x_{H_2O,v} p_0}{p_0} \right) + (x_{H_2O,l}) (\bar{s}_{H_2O,l}^{\circ})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{0g.c.} &= [(0.7464)(190.475 - 8.314 \ln 0.7464) + (0.1384)(203.997 - 8.314 \ln 0.1384) \\ &\quad + (0.0316)(212.384 - 8.314 \ln 0.0316) \\ &\quad + (0.0206)(187.538 - 8.314 \ln 0.0206) + (0.0541)(3.964)]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{0g.c.} &= (0.7464 * 193.88) + (0.1384 * 221.14) + (0.0316 * 242.59) \\ &\quad + (0.0206 * 217.95) + (0.0541 * 69.948) = 188.17 \frac{kJ}{kmol - K}\end{aligned}$$

Para los ciclos combinado e híbrido, también se realiza el cálculo de la entalpía y entropía específica del agua (\bar{h}_{0H_2O} y \bar{s}_{0H_2O}) a las condiciones del ambiente de referencia, los cuales son tomados directamente de las tablas de vapor [1].

Para el análisis exergético se considera que las condiciones de medio ambiente de: $T_0 = 287.85 K$, y $p_0 = 0.767 bar$. Este análisis está dividido para las exergías físicas y las exergías químicas, como se muestra a continuación:

EXERGÍAS FÍSICAS

Esta evaluación se realiza para cada estado del ciclo como se muestra a continuación:

Estados 1 y 2

Los puntos 1, 2 y 3 corresponden al aire y sus exergías físicas se calculan como:

Estado 1

En este estado $T_1 = T_0$ y $p_1 = p_0$. Por consiguiente, $\bar{h}_1 = \bar{h}_0$ y $\bar{s}_1 = \bar{s}_0$, así que la exergía física en este estado es cero, $\dot{E}_1^{FI} = 0$.

Estado 2

La exergía en el estado 2 queda como:

$$\dot{E}_2^{FI} = \frac{293 \frac{kg}{s}}{28.81 \frac{kg}{kmol}} \left[8,176.67 \frac{kJ}{kmol} - (-3,538.75) \frac{kJ}{kmol} - 287.85K(199.61 - 196.39) \frac{kJ}{kmol - K} \right] = 109.73 MW$$

Estados 3 y 4

El cálculo de la exergía de los gases de combustión en los estados 3 y 4 se calcula como:

Estado 3

La exergía física en el estado 3 es de:

$$\dot{E}_3^{FI} = \frac{298.5 \frac{kg}{s}}{28.43 \frac{kg}{kmol}} \left[4,398.29 \frac{kJ}{kmol} - (-3,538.75) \frac{kJ}{kmol} - 287.85K(225.15 - 196.39) \frac{kJ}{kmol - K} \right] = 279.61 MW$$

Estado 4

La exergía física en el estado 4 es de:

$$\dot{E}_4^{FI} = \frac{298.5 \frac{kg}{s}}{28.43 \frac{kg}{kmol}} \left[-14,342.99 \frac{kJ}{kmol} - (-3,538.75) \frac{kJ}{kmol} - 287.85K(229.17 - 196.39) \frac{kJ}{kmol - K} \right] = 70.70 MW$$

Estado 5

Para el gas natural en el estado 5, debido a que $T_5 = T_0$, $h_5 = h_0$ y $s^{\circ}_5 = s^{\circ}_0$, se tiene que el cálculo de exergía física está dado por:

$$\dot{E}_5^{FI} = \frac{\dot{m}_5}{M_5} \left[RT_0 \ln \frac{p_5}{p_0} \right] = \frac{5.38 \frac{kg}{s}}{28.43 \frac{kg}{kmol}} * \left[\left(8.314 \frac{kJ}{kmol - K} \right) * (287.85K) * \ln \frac{30bar}{0.0767bar} \right]$$

$$\dot{E}_5^{FI} = 2.78 MW$$

Estado 6 y 7

En los estados 6 y 7 se tiene las potencias de salida de la turbina de gas, donde se tiene que para el ciclo de gas en las condiciones de diseño la potencia neta es de $\dot{E}_6^{FI} = 83.09 MW$.

Para el estado 7, se realiza un balance de energía para calcular la potencia que la turbina de gas entrega al compresor.

$$\dot{E}_7^{FI} = \frac{\dot{m}_1}{M_1} (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) = \frac{293 \frac{kg}{s}}{28.81 \frac{kg}{kmol}} [8,176.67 - (-3,538.75)] \frac{kJ}{kmol} = 119.15 MW$$

Para los ciclos combinado e híbrido, los estados que corresponden al agua que circula por el recuperador de calor, su exergía se calcula de la misma forma que en los estados anteriores.

EXERGÍAS QUÍMICAS

El cálculo de la exergía química para cada uno de los estados se muestra a continuación:

Estados 1 y 2

En los estados 1 y 2, tratándose de aire, la exergía química se toma como cero, $\dot{E}_1^{QU} = \dot{E}_2^{QU} = 0$.

Estados 3 y 4

La contribución de la exergía química de los gases de combustión en los estados 3 y 4 se hace tomando por separado la parte del agua líquida de los productos de combustión, las cuales son:

$$x'_{N_2} = 0.7891, \quad x'_{O_2} = 0.1464, \quad x'_{CO_2} = 0.0334, \quad x'_{H_2O(v)} = 0.0218$$

En base a 1 kmol de mezcla en el estado 3 y 4, se tiene que 0.937 kmol como fase gaseosa y 0.0541 kmol como agua líquida, así que la exergía química de los gases de combustión es:

$$\begin{aligned} \dot{E}_3^{QU} = \dot{E}_4^{QU} &= \frac{298.5 \frac{kg}{s}}{28.43 \frac{kg}{kmol}} \langle 0.937 \\ &* \left\{ 0.7891 \left(640 \frac{kJ}{kmol} \right) + 0.1464 \left(3,950 \frac{kJ}{kmol} \right) + 0.0326 \left(14,175 \frac{kJ}{kmol} \right) \right. \\ &+ 0.0218 \left(8,635 \frac{kJ}{kmol} \right) \\ &+ \left(8.314 \frac{kJ}{kmol - K} \right) (287.85K) [0.7891 \ln(0.7891) + 0.1464 \ln(0.1464) \\ &\left. + 0.0334 \ln(0.0334) + 0.0218 \ln(0.0218)] \right\} + \langle 0.0541 * \left(45 \frac{kJ}{kmol} \right) \rangle \\ \dot{E}_3^{QU} = \dot{E}_4^{QU} &= 5.13 MW \end{aligned}$$

Estado 5

La exergía química estándar del gas natural de acuerdo al modelo I, es de 47,993.29 kJ/kmol. Así que, para el estado 5,

$$\dot{E}_5^{QU} = \left(\frac{5.38 \frac{kg}{s}}{16.98 \frac{kg}{kmol}} * 47,993.29 \frac{kJ}{kmol} \right) = 258.16 MW$$

Las exergías químicas del agua que circula por el recuperador de calor para los ciclos combinado e híbrido, se desprecia.

Con estos valores se evalúan las exergías suministradas, recuperadas, perdidas y las eficiencias exergéticas, como se muestra a continuación:

EXERGÍA SUMINISTRADA

1. Compresor de aire

$$\dot{E}_{Sum-Comp} = \dot{E}_7 = 119.15 MW$$

2. Cámara de combustión:

$$\dot{E}_{Sum-c.c.} = \dot{E}_5 = 260.94 MW$$

3. Turbina de gas:

$$\dot{E}_{Sum-t.g.} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 = 281.14 - 72.23 = 208.91 MW$$

La exergía suministrada total del ciclo de gas queda como:

$$\dot{E}_{Sum-Ciclo\ de\ gas} = \dot{E}_5 = 260.94$$

Para los ciclos combinado e híbrido, la exergía suministrada en el recuperador de calor (tomando los datos del ciclo combinado con 100% de carga), está dada por:

4. *Recuperador de calor (HRSG)*

$$\dot{E}_{Sum-HRSG} = \dot{E}_4 - \dot{E}_8 = 72.23 - 5.82 = 66.41MW$$

La exergía suministrada para los ciclos combinado e híbrido es:

$$\dot{E}_{Sum-Ciclo\ combinado} = \dot{E}_{Sum-Ciclo\ híbrido} = \dot{E}_5 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}$$

$$\dot{E}_{Sum-Ciclo\ combinado} = 260.94 + 0.34 + 4.08 + 25.10 = 290.46MW$$

EXERGÍA RECUPERADA

1. *Compresor de aire*

$$\dot{E}_{Rec-Comp} = \dot{E}_2 = 109.73MW$$

2. *Cámara de combustión:*

$$\dot{E}_{Rec-C.C} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 = 281.14 - 109.73 = 171.42MW$$

3. *Turbina de gas:*

$$\dot{E}_{Rec-t.g.} = \dot{E}_6 + \dot{E}_7 = 83.09 + 119.15 = 202.24MW$$

La exergía recuperada total del ciclo de gas es:

$$\dot{E}_{Rec-Ciclo\ de\ gas} = \dot{E}_6 = 83.09MW$$

Para los ciclos combinado e híbrido, la exergía recuperada en el recuperador de calor, tomando los datos del ciclo combinado al 100% de carga, está dada por:

4. *Recuperador de calor (HRSG)*

$$\begin{aligned} \dot{E}_{Rec-HRSG} &= (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}) \\ \dot{E}_{Rec-HRSG} &= (3.89 + 47.20 + 37.85) - (0.34 + 4.08 + 25.10) = 59.42MW \end{aligned}$$

La exergía recuperada para los ciclos combinado e híbrido (tomando los datos del ciclo combinado para 100% de carga) es:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{Rec-Ciclo\ combinado} &= \dot{E}_{Rec-Ciclo\ híbrido} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18} \\ \dot{E}_{Rec-Ciclo\ combinado} &= 84.10 + 3.89 + 47.20 + 37.85 = 173.05\text{MW}\end{aligned}$$

DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA

La destrucción de exergía para cada equipo del ciclo de gas, se muestra a continuación:

1. *Compresor*

$$\dot{E}_{D_{comp}} = \dot{E}_7 - \dot{E}_2 = 119.15 - 109.73 = 9.42\text{MW}$$

2. *Cámara de combustión*

$$\dot{E}_{D_{C.C.}} = \dot{E}_5 - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) = 260.94 - (281.14 - 109.73) = 89.52\text{MW}$$

3. *Turbina*

$$\dot{E}_{D_{t.g.}} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_6 + \dot{E}_7) = (281.14 - 72.23) - (83.09 + 119.15) = 6.67\text{MW}$$

Para los ciclos combinado e híbrido, la exergía destruida en el recuperador de calor (tomando los datos del ciclo combinado al 100% de carga) está dada por:

4. *Recuperador de calor (HRSG)*

$$\dot{E}_{D-HRSG} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_8) - [(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})]$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{D-HRSG} &= (72.23 - 5.82) - [(3.89 + 47.20 + 37.85) - (0.34 + 4.08 + 25.10)] \\ &= 6.99\text{MW}\end{aligned}$$

EFICIENCIA EXERGÉTICA

La eficiencia exergética de los equipos del ciclo de gas, quedan como:

1. *Compresor de aire*

$$\varepsilon_{Comp} = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_7} = \frac{109.73}{119.15} * 100\% = 92.09\%$$

2. *Cámara de combustión:*

$$\varepsilon_{C.C.} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_5} = \frac{281.14 - 109.73}{260.94} * 100\% = 65.69\%$$

3. *Turbina de gas:*

$$\varepsilon_{T.G} = \frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_7}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} = \frac{83.09 + 119.15}{281.14 - 72.23} * 100\% = 96.81\%$$

La eficiencia exergética del ciclo de gas se calcula como:

$$\varepsilon_{Ciclo\ de\ gas} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5} = \frac{83.09}{260.94} * 100\% = 31.84\%$$

Para los ciclos combinado e híbrido, la eficiencia exergética en el recuperador de calor (con los datos del ciclo combinado a 100% de carga), está dada por:

4. *Recuperador de calor (HRSG)*

$$\varepsilon_{Rec-HRSG} = \frac{(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14})}{\dot{E}_4 - \dot{E}_8}$$

$$\varepsilon_{Rec-HRSG} = \frac{(3.89 + 47.20 + 37.85) - (0.34 + 4.08 + 25.10)}{72.23 - 5.82} * 100\% = 89.47\%$$

La eficiencia exergética de los ciclos combinado e híbrido es:

$$\varepsilon_{Ciclo\ combinado} = \varepsilon_{Ciclo\ híbrido} = \frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}}{\dot{E}_5 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}}$$

$$\varepsilon_{Ciclo\ combinado} = \frac{84.10 + 3.89 + 47.20 + 37.85}{260.94 + 0.34 + 4.08 + 25.10} * 100\% = 59.58\%$$

C.5 CÁLCULO DE COSTOS EXERGÉTICOS DE LOS CICLOS DE LA PLANTA TERMOELÉCTRICA

Las matrices de costos exergéticos de los ciclos de la planta termoeléctrica para los casos I y II, se plantean a continuación. En este caso en particular se escogió el caso de ciclo combinado a 100% de carga. Los sistemas de ecuaciones mostrados se desarrollaron en el capítulo III.

a) CASO I: sin residuo

La matriz que resulta de las ecuaciones de costos exergéticos para el ciclo combinado al 100% de carga en el caso I, es:

$$109.73k^*_2 - 119.15k^*_6 = 0$$

$$109.73k^*_2 - 281.14k^*_3 = -260.94$$

$$281.14k^*_3 - 202.24k^*_6 = 0$$

$$72.23k^*_4 - 88.95k^*_{10} = -29.53$$

c) CASO II: con residuo

La matriz que resulta de las ecuaciones de costos exergéticos para el ciclo combinado al 100% de carga en el caso II, es:

$$\begin{aligned}109.73k^*_2 - 119.15k^*_6 &= 0 \\109.73k^*_2 - 208.91k^*_3 &= -260.94 \\208.91k^*_3 - 202.24k^*_6 &= 0 \\66.41k^*_4 - 88.95k^*_{10} &= -29.53\end{aligned}$$

Las matrices resultantes para caso se resuelven con el método Gauss-Jordan para obtener los costos exergéticos unitarios de las corrientes, para finalmente calcular los consumos exergéticos de cada corriente como se plasmó en el capítulo III.

APÉNDICE D: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO EN LA HOJA EXCEL

El programa que fue utilizado en los cálculos de este trabajo es Excel. El programa que se desarrolló contiene cinco hojas de cálculo, que son: 1. Cálculo de Z, 2. Balance Estequiométrico, 3. Balance energético, 4. Balance Exergético y 5. Costos Exergéticos.

La forma de llenar cada una de las pestañas para los cálculos se presenta a continuación:

D.1 CÁLCULO DE Z

En esta hoja se obtiene el factor de compresibilidad de los gases ideales. Para esto es necesario ingresar los siguientes parámetros:

- ✓ Presión (bar) y temperatura (°C) del combustible.
- ✓ Fracciones molares (100%) de los componentes del combustible.

La pantalla de esta hoja de cálculo se muestra en la figura D.1.

COMPONENTE	FÓRMULA	M [kg/kmol]	Tc [K]	Pc [bar]	Yi [%]	Yi M	Yi Tci	Yi Pci	Yi Pi	Yi Ti
Metano	CH4	16.0430	190.600	46.000	93.396	14.9835	178.0128	42.9622	28.4047	9.3396
Etano	C2H6	30.0700	305.400	48.800	4.812	1.4470	14.6958	2.3483	1.4635	0.4812
Propano	C3H8	44.0970	370.000	42.700	0.092	0.0406	0.3404	0.0393	0.0280	0.0092
Butano normal	C4H10	58.1230	425.200	38.000	0.007	0.0041	0.0258	0.0027	0.0021	0.0007
Pentano normal	C5H12	72.1500	369.800	42.500	0.041	0.0296	0.1516	0.0174	0.0125	0.0041
Hexano	C6H14	86.1770	507.400	29.700	0.017	0.0147	0.0863	0.0050	0.0052	0.0017
Heptano	C7H16	100.2000	539.200	27.400	0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Octano	C8H18	114.2300	568.400	24.900	0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Nonano	C9H20	128.2600	584.700	22.800	0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Nitrógeno	N2	28.0134	126.000	33.800	1.618	0.4532	2.0387	0.5485	0.4921	1.618
Dióxido de	CO2	44.0100	304.200	73.800	0.017	0.0075	0.0517	0.0125	0.0052	0.0017
TOTAL					100	16.9801	195.4071	45.9359	30.4132	10.0000

SUBÍNDICES	A	B	C	D	a	b	c	d	e
a	4.094086	1.18E+02	-1.70E+02	5.62E+01	4.113746788	145.4500287	-195.70159	52.40831652	2.285414882
b	1.46E+02	-3.97E+02	3.94E+02	-2.18E+02					
c	-1.96E+02	3.84E+02	-6.09E+02	3.70E+02					
d	5.24E+01	-0.01E+02	3.51E+02	-2.23E+02					

SUBÍNDICES	A	B	C	D	a	b	c	d
a	0.969469	-1.349238	1.443959	-0.3686	0.93533521	-0.116086419	0.02051889	-0.000671163
b	-0.107783	-0.127013	0.100828	-0.012319				
c	0.018481	0.0523405	-0.050688	0.01087				
d	-0.000584	-0.002146	0.0020961	-0.000459				

FIGURA D.1- Pantalla de presentación de la herramienta de cálculo para la pestaña: Cálculo Z.

D.2 BALANCE ESTEQUIOMÉTRICO

Dentro del balance estequiométrico se calculan: las fracciones molares de los componentes de los gases de combustión, la masa molar del aire de combustión, la masa molar del combustible y la masa molar de los productos de combustión.

Para hacer el cálculo del balance estequiométrico es necesario completar la hoja con la siguiente información:

- ✓ Flujo másico (kg/s) del aire de entrada y del combustible
- ✓ Humedad relativa del aire
- ✓ Presión del ambiente de referencia
- ✓ Presión de saturación del agua a la temperatura de referencia
- ✓ Composición del aire

La pantalla de esta hoja de cálculo para las fracciones molares se muestra en la figura D.2.

DATOS DE ENTRADA			Cálculo de Yv							
Flujo másico de aire (kg/s)		293.000	Presión de Referencia [P ref. (bar)]							
Flujo másico de combustible (kg/s)	5.379		Presión de sat. (bar) del agua a Tref [Pv (bar)]							
HR (%)	65.000		Fracción del vapor saturado [Y sat]							
			Fracción del aire [Y aire (%)]							
			Fracción del vapor en el aire [Yv (%)]							
Combustible			CON EXCESO DE AIRE							
COMPONENTE	FÓRMULA	M [kg/kmol]	Fracción molar del combustible [Yci [%]]	Masa molar del combustible [M*Yci]	Moles de aire con exceso por mol de combustible	Moles totales del aire por mol y fracción de combustible	Fracción molar de los productos de combustión [Yi]			
							Y ^o CO2	Y ^o H2O	Y ^o N2	Y ^o Ar
Metano	CH4	16.0430	93.396	14.98	6.48	29.31	0.943	2.283	22.561	0.269
Etano	C2H6	30.0700	4.812	1.45	11.34	2.64	0.097	0.182	2.034	0.024
Propano	C3H8	44.0970	0.092	0.04	16.20	0.07	0.003	0.005	0.056	0.001
Butano	C4H10	58.1230	0.007	0.00	21.06	0.01	0.000	0.000	0.005	0.000
Pentano	C5H12	72.1500	0.041	0.03	25.92	0.05	0.002	0.003	0.040	0.000
Hexano	C6H14	86.1770	0.017	0.01	30.78	0.03	0.001	0.002	0.020	0.000
Heptano	C7H16	100.2000	0	0.00	35.64	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Octano	C8H18	114.2300	0	0.00	40.50	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Nonano	C9H20	128.2600	0	0.00	45.37	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Nitrógeno	N2	28.0134	1.618	0.45	0.00	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Oxígeno	O2	32.0000			0.00	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Dióxido de carbono	CO2	44.0100	0.017	0.01	0.00	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
Agua	H2O	18.0200								
Argón	Ar	39.948								
TOTAL			100	16.98		32.10	1.046	2.474	24.716	0.294
Relación Aire/Combustible Teórica		16.810								
Exceso de Aire		3.24	324%							
Exceso de O2		13.84								

FIGURA D.2- Pantalla de presentación de la herramienta de cálculo para la pestaña: Balance Estequiométrico.

D.3 BALANCE ENERGÉTICO

Dentro del balance energético se calculan las entalpías y entropías específicas de cada estado, fracción del agua líquida presente en los gases de combustión. Los datos de entrada requeridos en esta hoja son los siguientes:

- ✓ Temperatura del ambiente de referencia (°C)
- ✓ Pérdidas de presión en la cámara de combustión (%)
- ✓ Potencia neta generada (kJ)
- ✓ Temperatura, presión y flujo másico de los estados del ciclo
- ✓ Entalpías y entropías específicas del agua que circula por el recuperador de calor
- ✓ Entalpías y entropías específicas de los componentes del aire, combustible y gases de combustión a las temperaturas indicadas

Una vista de esta pantalla de esta hoja de cálculo se muestra en la figura D.3.

The screenshot shows a detailed Excel spreadsheet with the following sections:

- DATOS DE LA ENTRADA:** A table with columns for 'Flujo', 'Temperatura (K)', 'Presión (bar)', 'Flujo másico (kg/s)', 'Entalpia (kJ/kg) o (kJ/kmol)', and 'Entropia (kJ/kmol-K) o (kJ/K)'. It lists various states (T1-T18, p1-p18, m1-m18) for air, fuel, and combustion products.
- DATOS DEL COMBUSTIBLE:** A table with columns for 'COMPONENTE', 'FÓRMULA', 'M [kg/kmol]', 'Fracción', 'Masa molar del', 'Entalpia de', and 'Energia'. It lists components like Metano, Etano, Propano, etc., with their respective properties.
- DATOS DEL AIRE DE ENTRADA:** A table with columns for 'COMPONENTE', 'FÓRMULA', 'M [kg/kmol]', 'Fracción molar del aire (Yai)', 'Masa molar del aire de entrada', 'De formación', and 'Entropia kJ/kmol'. It lists components like Nitrogeno, Oxígeno, Dióxido de carbono, Agua, and Argón.

FIGURA D.3- Pantalla de presentación de la herramienta de cálculo para la pestaña: Balance Energético.

D.4 BALANCE EXERGÉTICO

Para la hoja de cálculo del balance exergético no se requiere del ingreso de ninguna información. La vista de la pantalla de esta hoja se muestra en la figura D.4.

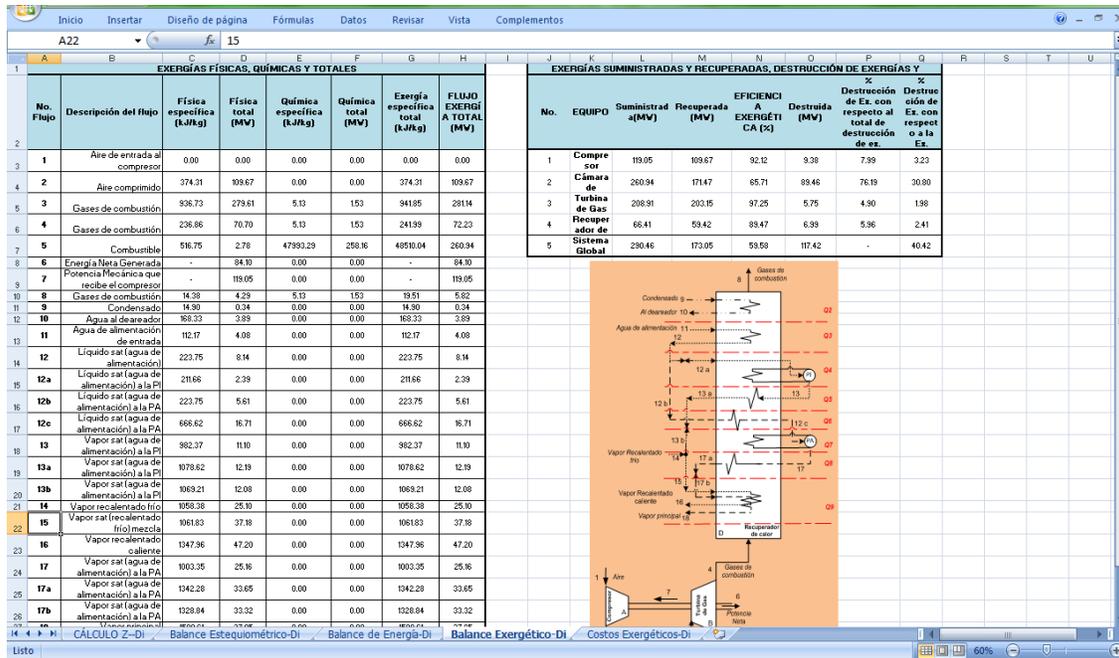


FIGURA D.4- Pantalla de presentación de la herramienta de cálculo para la pestaña: Balance Energético.

En esta hoja de cálculo se obtiene lo siguiente: los flujos de exergías físicas y químicas tanto específicas como totales de cada corriente, las exergías suministradas, recuperadas y destruidas, y las eficiencias exergéticas de cada equipo del ciclo.

D.5 COSTOS EXERGÉTICOS

En la hoja de cálculo de costos exergéticos se introducen los valores obtenidos de la matriz de costos exergéticos, para luego obtener los consumos exergéticos de las corrientes. La vista de la pantalla se muestra en la figura D.5.

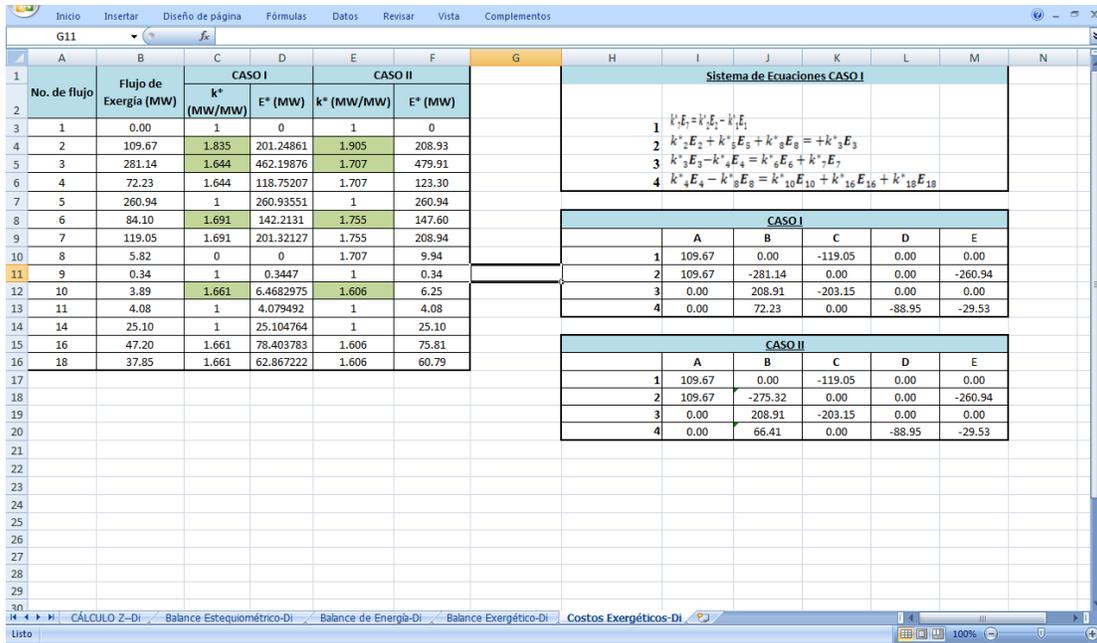


FIGURA D.5- Pantalla de presentación de la herramienta de cálculo para la pestaña: Costos Exergéticos.