



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
Posgrado en Energía y Medio Ambiente
(PEMA)

"Análisis exergoeconómico ambiental a la Turbina de gas Alstom GT24"

Tesis para obtener el grado de:

MAESTRA EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

P R E S E N T A:

Ing. María Fernanda García López

Matrícula: 2223804253

Correo electrónico: cbi2223804253@xanum.uam.mx

Director: Dr. Raúl Lugo Leyte

Codirectora: Dra. Helen Denise Lugo Méndez

J U R A D O

Presidente: Dr. Alfonso Mauricio Sales Cruz

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

Vocal: Dr. Edgar Vicente Torres González

Ciudad de México, México, a 21 de febrero de 2025

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
Posgrado en Energía y Medio Ambiente
(PEMA)



T E S I S

Para obtener el grado de:
MAESTRA EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

P R E S E N T A:

Ing. María Fernanda García López

Análisis exergoeconómico ambiental a la Turbina de gas Alstom GT24

Director:

Dr. Raúl Lugo Leyte

Codirectora:

Dra. Helen Denise Lugo Méndez

Ciudad de México, a 21 de febrero de 2025

AGRADECIMIENTO

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONAHCyT y cuenta con apoyo del mismo consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. CVU 1255678 para el desarrollo de esta tesis.

AGRADECIMIENTOS PERSONALES

*El placer de la ciencia no radica únicamente en encontrar respuestas,
sino en el viaje de descubrimiento, en el desafío de lo desconocido.
Es un llamado a nunca rendirnos, a explorar con valentía
y a recordar que los límites sólo existen en nuestra mente.*

Richard Feynman

A papá

Por enseñarme, desde muy pequeña, que el éxito se construye con esfuerzo y dedicación, y por mostrarme que el miedo no es un obstáculo, sino una oportunidad para crecer. Gracias por estar siempre a mi lado, listo para sostenerme en mis caídas y enseñarme a levantarme con más fuerza. Sobre todo, enseñarme a nunca olvidar a Dios y a confiar en Él en cada paso que doy.

Agradezco profundamente cada día que me ha acompañado en este viaje. Sus conversaciones llenas de sabiduría y amor siempre fueron mi refugio, un lugar seguro donde encontré la confianza para creer en mí misma y el valor para enfrentar cualquier desafío. Por cada mañana, antes de salir de casa decirme “Confía en Dios todo va a salir bien, nos vemos en la noche,” porque con esa frase sentía su apoyo constante y la certeza de que no estaba sola.

Por decirme que cuando llegue el momento en que quiera volar sola, aunque no estemos juntos, sé que los recuerdos de tus enseñanzas estarán siempre conmigo, recordándome todo lo que me impulsó a ser quien soy hoy. Aunque la distancia nos separe, siempre llevaré su sabiduría en el corazón, para ser cada día mejor ser humano.

A mamá

Le agradezco profundamente por ser el pilar en cada uno de los pasos que he dado, por estar siempre a mi lado, brindándome su apoyo incondicional a través de un beso, un abrazo, una mirada o una simple frase que me devolvía la calma. Me enseñó el verdadero significado de la fortaleza, no solo en los momentos de éxito, sino también en aquellos de tristeza y dificultad, mostrándome que la verdadera fuerza radica en la capacidad de levantarse, aprender y seguir adelante.

Gracias por enseñarme a encontrar mi camino y por mostrarme siempre el sendero de regreso a casa, sabiendo que, sin importar lo lejos que esté, siempre estarás allí esperándome con amor y paciencia. Cada uno de tus gestos y palabras me han acompañado a lo largo de mi vida, guiándome con la certeza de que, aunque las circunstancias cambien, siempre puedo regresar a lo esencial: el amor, la fe y la perseverancia que me enseñaste.

Le agradezco, además, por enseñarme a vivir con tranquila, sin prisas, valorando cada momento con alegría y gratitud. Me mostró que la vida no tiene que ser una carrera, sino un viaje que debe disfrutarse, apreciando incluso las pequeñas cosas. Esas enseñanzas han sido las que me han guiado y que siempre llevaré conmigo, sin importar a dónde me lleve la vida.

A mi hermana

Por transmitirme su deseo de superación y su inquebrantable espíritu de querer ser grande, enseñándome que nada de lo que ocurra puede detenerme en la búsqueda de mis objetivos. Le agradezco profundamente por haber sido mi compañera durante cada noche de desvelo mientras trabajaba en esta investigación, por estar a mi lado en los momentos de frustración cuando no lograba comprender del todo lo que hacía, brindándome siempre palabras de aliento y paciencia infinita.

También agradezco por la complicidad única que siempre hemos compartido como hermanas, ese vínculo especial que se hizo aún más fuerte en este proceso. Gracias por las ocurrencias y los momentos divertidos que, en los momentos más tensos, fueron la distracción perfecta para despejar mi mente y devolverme la energía para continuar. Su apoyo constante y su amor incondicional han sido una parte esencial de este logro, y por ello siempre estaré agradecida.

A Sergio

Por ser mi compañero de vida, quien ha estado a mi lado en cada paso, ayudándome a crecer en todos los ámbitos posibles. Por enseñarme innumerables cosas, desde orientarme para comprender y superar cada uno de los desafíos que surgieron durante esta investigación, hasta impulsarme a confiar en mis conocimientos y en la persona que soy.

Gracias por ofrecerme un espacio en el que pude desarrollarme tanto como profesionista como en lo personal, alentándome a descubrir y fortalecer mis propias capacidades. Por recordarme, en los momentos de duda, que rendirse nunca es una opción, incluso cuando las cosas no salían como yo esperaba.

Su apoyo constante y su fe inquebrantable en mí fueron los pilares que me sostuvieron en los momentos más difíciles y la fuente de inspiración que me impulsó a seguir adelante. Este logro no habría sido posible sin su presencia y sus enseñanzas, que siempre llevaré conmigo como parte esencial de este camino.

Le agradezco profundamente por cada una de las pláticas, esas conversaciones llenas de sabiduría y cariño que, en los momentos de duda, me ofrecieron claridad y confianza. Por cada risa compartida, que fue una pausa en medio del estrés y una inyección de energía para seguir adelante. Por los viajes que se convirtieron en oportunidades para despejar la mente y recargarme de inspiración, ofreciéndome nuevas perspectivas para afrontar los desafíos.

Le agradezco también por los innumerables consejos que, con paciencia y amor, me ayudaron a tomar mejores decisiones en este camino. Su paciencia infinita me permitió aprender a mi propio ritmo, sin presiones, pero con el firme apoyo de alguien que siempre creyó en mí.

Cada uno de estos momentos se convirtió en una fuente de fuerza y motivación que me

impulsó a alcanzar el final de este trabajo. Su apoyo constante y generoso ha sido una parte fundamental de este logro, y por ello siempre estaré profundamente agradecida.

Al Dr. Raúl Lugo Leyte

Por su vasto conocimiento, su sabia guía y su constante e incondicional apoyo, que fueron pilares fundamentales para la realización y culminación de esta tesis, expreso mi más sincera gratitud. Su paciencia infinita ante los momentos de duda y dificultad, su compromiso inquebrantable con mi proceso de aprendizaje y su confianza absoluta en mis capacidades me brindaron la fuerza necesaria para superar cada obstáculo que se presentó en este desafiante pero enriquecedor viaje académico. A lo largo de este proceso, sus enseñanzas no sólo enriquecieron este proyecto, otorgándole mayor solidez y profundidad, sino que también dejaron una huella imborrable en mi desarrollo profesional y, sobre todo, en mi crecimiento personal. Sus palabras de aliento y su ejemplo de dedicación me inspiraron a buscar la excelencia en cada paso y a afrontar los desafíos con valentía y determinación.

A la Dra. Helen Lugo Méndez

Por su invaluable apoyo a lo largo de este proceso. Su claridad, dedicación y constante orientación fueron esenciales para superar cada desafío en el desarrollo de esta tesis. Su entusiasmo y confianza en mi trabajo me impulsaron a dar lo mejor de mí, y sus aportes enriquecieron no solo este proyecto, sino también en mi crecimiento personal, mediante las charlas tan amenas que me permitieron expresar mis ideas y la forma en que observo la vida.

A la UAMI,

Gracias a la universidad por ser mi alma mater, por brindarme la formación como ingeniera en energía y maestra en ciencias. Estoy agradecida por la oportunidad de desarrollarme como estudiante y persona, especialmente en el laboratorio PP2.

COMITÉ TUTORAL

Director

Dr. Raúl Lugo Leyte. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa.

Co-Directora

Dra. Helen Denise Lugo Méndez. Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Cuajimalpa.

El jurado designado por la
Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente

de la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis que presentó

MARÍA FERNANDA GARCÍA LÓPEZ

El día 21 de febrero de 2025

Miembros del jurado

Dr. Alfonso Mauricio Sales Cruz
Presidente

M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco
Secretario

Dr. Edgar Vicente Torres González
Vocal

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	II
Agradecimientos personales	VI
Comité tutorial	VI
Jurado	VII
Índice de figuras	XII
Índice de tablas	XIV
Resumen de capítulos	XV
Abstract	XVIII
Nomenclatura	XXI
Introducción	1
1. Hipótesis y objetivos	3
2. Caso de Estudio	4
2.1. Consideraciones	6
2.2. Condiciones de diseño y operación	6
3. Combustión secuencial	8
3.1. Termodinámica de una reacción química	12
3.2. Equilibrio químico	17
3.2.1. Constante de equilibrio	17
3.2.2. Constante de equilibrio en función de las presiones parciales	18
3.3. Relación entre la energía libre de Gibbs y el equilibrio químico	20

3.4.	Cámara de combustión	21
3.5.	Elementos de la combustión	24
3.5.1.	Combustible	24
3.5.2.	Aire	25
3.6.	Estequiometría de la combustión primaria	26
3.6.1.	Reactivos combustible - aire	27
3.6.2.	Productos	29
3.6.3.	Número de moles de los gases de combustión	34
3.7.	Estequiometría de la combustión secundaria	35
3.7.1.	Reactivos combustible - gases de combustión	35
3.7.2.	Productos de la combustión secundaria	36
3.8.	Propiedades termodinámicas de la combustión	38
3.8.1.	Constante particular de los gases	38
3.8.2.	Calor específico a presión y a volumen constante	38
3.8.3.	Temperatura de flama adiabática	39
3.8.4.	Poder calorífico inferior	41
3.9.	Caso de estudio	41
3.10.	Resultados	44
4.	Estudio energético	55
4.1.	Análisis energético aplicado a la GT24	57
4.1.1.	Proceso de compresión	58
4.1.2.	Primer proceso de suministro de calor	59
4.1.3.	Proceso de expansión de alta presión	59
4.1.4.	Segundo proceso de suministro de calor	60
4.1.5.	Proceso de expansión de baja presión	62
4.2.	Parámetros de desempeño	62
4.3.	Resultados del análisis energético	65
5.	Estudio exergético	74
5.1.	Fundamentos del análisis exergético	77
5.1.1.	Generación de entropía e irreversibilidad	78
5.1.2.	Exergía total de un sistema térmico	78
5.1.3.	Eficiencias asociadas al análisis exergético	80
5.2.	Análisis exergético aplicado a la GT24	81
5.3.	Resultados del análisis exergético	84
6.	Estudio Exergoeconómico	90
6.1.	Estructura productiva	94
6.2.	Formación del costo exergético	97
6.2.1.	Reglas de asignación de costos exergéticos	99
6.3.	Modelo Recurso-Producto-Residuo o FPR	101
6.3.1.	Costos exergéticos	107
6.3.2.	Costos exergoeconómicos	110
6.4.	Análisis exergoeconómico de la GT24	114
6.5.	Resultados del análisis exergoeconómico	118

7. Estudio Ambiental	126
7.1. Indicadores ambientales	127
7.2. Evaluación ambiental	129
7.3. Análisis ambiental a la Turbina de gas GT24	131
7.4. Resultados del análisis ambiental	132
8. Conclusiones	134
Referencias	137
A. Fundamentos termodinámicos	142
A.1. Ecuación de continuidad	144
A.2. Primera Ley de la Termodinámica	146
A.3. Segunda Ley de la Termodinámica	151
A.3.1. Entropía	152
A.3.2. Acumulación de entropía	154
A.3.3. Generación de entropía	154
A.4. Exergía	157
A.4.1. Balance general de exergía	161
A.4.2. Clasificación de la exergía	165
B. Solución numérica de la combustión secuencial	168
B.1. Solución numérica de la combustión secuencial	173
C. Fundamentos exergoeconómicos	182
C.1. Demostración de las corrientes exergéticas	183
C.2. Demostraciones de los costos exergéticos	185
C.3. Costos de instalación	187
C.4. Caso de estudio	188
C.4.1. Modelos exergoeconómicos	189

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Diagrama físico de la Turbina de gas GT24	5
2.2. Diagrama Temperatura-Entropía de una Turbina de gas simple y secuencial	6
3.1. Variación de la energía libre de Gibbs de una reacción, a presión y temperatura constantes en función del avance de la reacción.	15
3.2. Componentes de una cámara de combustión	22
3.3. Fracción molar del oxígeno de la CC ₁ y fracciones molares de los gases de la CC ₂ con respecto a la relación de equivalencia.	47
3.4. Relación entre el número de moles y el peso molecular de la CC ₁ para diferentes composiciones.	48
3.5. Número de moles de la primera y segunda cámara de combustión en función de la relación de equivalencia.	50
3.6. Constante de los gases de combustión y calor específico a presión constante en la CC ₁ en función de la relación de equivalencia.	51
3.7. Variación de la constante de los gases y el calor específico a presión constante entre los gases de la primera y la segunda cámara.	52
3.8. Diferencia de la temperatura de flama adiabática de la CC ₁ para diferentes concentraciones de CH ₄ en el gas natural.	53
3.9. Poder Calorífico Inferior en función de la relación de equivalencia para diferentes composiciones de gas natural.	54
4.1. Diagrama esquemático de la Turbina de gas GT24	57
4.2. Diagrama Temperatura-Entropía de la GT24.	58
4.3. Flujo de aire y flujo de combustible.	68
4.4. Potencia requerida por el compresor y potencia generada por las Turbinas de alta y baja presión.	69
4.5. Flujo de calor suministrado y flujo de calor rechazado.	70
4.6. Eficiencia térmica para diferentes concentraciones de CH ₄	71
4.7. Consumo térmico unitario para diferentes concentraciones de CH ₄ del gas natural.	72

4.8. Consumo específico de combustible para diferentes concentraciones de CH_4 del gas natural.	73
5.1. Diagrama de Grassmann de un sistema térmico.	79
5.2. Diagrama Exergía-Entalpía de la GT24.	82
5.3. Diagrama de Grassmann del proceso de compresión.	82
5.4. Diagrama de Grassmann de la GT24.	86
5.5. Flujo de irreversibilidad en cada equipo y el sistema en general para cada concentración de CH_4 en el gas natural.	88
5.6. Eficiencia exergética por equipo y del sistema general para diferentes concentraciones de CH_4	89
6.1. Estructura productiva con las líneas de la calidad de la energía.	96
6.2. Segunda estructura productiva.	97
6.3. Método de encadenamiento en un sistema térmico.	98
6.4. Calidad termodinámica de los procesos de la GT24	101
6.5. Forma general de la matriz de adyacencia FPR.	102
6.6. Representación gráfica del modelo FPR	103
6.7. Modelo FPR de forma matricial.	105
6.8. Formación de un costo exergético.	108
6.9. Representación de la proposición 2 del modelo FPR	109
6.10. Costos exergoeconómicos de un equipo.	112
6.11. Costos exergético del producto para diferentes concentraciones de CH_4	123
6.12. Costos exergoeconómico del producto para diferentes concentraciones de CH_4 . .	124
6.13. Costos exergoeconómico del residuo para diferentes concentraciones de CH_4 . .	125
7.1. Costos exergoeconómico del producto para diferentes concentraciones de CH_4 . .	133
A.1. Sistema, superficie de control y alrededores.	143
A.2. Trayectoria de la masa a través de la superficie de control.	144
A.3. Formas de energía en un sistema.	147
A.4. Representación de la Primera Ley de la Termodinámica.	148
A.5. Segunda Ley de la Termodinámica para un volumen de control.	151
A.6. Relación entre PLT, SLT y medio ambiente.	158
A.7. Evolución del concepto de exergía.	159
A.8. Interacción entre el sistema y el medio ambiente.	160
A.9. Balance de exergía aplicado a un volumen de control.	161
A.10. Flujo de calor por unidad de área.	166
A.11. Clasificación de la exergía según la interacción entre el sistema y el medio ambiente.	167
B.1. Diagrama de flujo de la primera cámara de combustión. Parte 1.	170
B.2. Diagrama de flujo de la primera cámara de combustión. Parte 2.	171
B.3. Diagrama de flujo de la CC_2	172
C.1. Representación general del modelo FPR.	183

ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Condiciones de diseño de la GT24.	7
2.2. Condiciones de operación de la GT24.	7
3.1. Componentes del aire, fracción molar y peso molecular en función de la fracción molar.	42
3.2. Componentes del combustible, fracción molar y peso molecular en función de la fracción molar	43
3.3. Fracción molar y peso molecular de los gases de combustión en la primera y segunda cámara de combustión.	44
3.4. Elementos del combustible, su fracción molar y peso molecular.	45
3.5. Propiedades de los gases de los gases de combustión de la primera y segunda reacción.	46
4.1. Relación combustible-aire y flujo de combustible de la primera y segunda cámara de combustión.	63
4.2. Potencia generada por las turbinas de alta y baja presión.	64
4.3. Propiedades de los estados termodinámicas de la GT24.	66
4.4. Flujo másico del aire, flujo másico de combustible y la relación combustible-aire.	66
4.5. Potencia generada y requerida, y flujo de calor suministrado y rechazado.	67
4.6. Eficiencia térmica, Régimen térmico y Consumo específico de combustible.	67
5.1. Balance de exergía y flujo de irreversibilidad en los equipos de la GT24.	83
5.2. Eficiencia exergética, racional y de defecto en la Turbina de Gas GT24.	83
5.3. Exergía específica y flujo de exergía de los estados termodinámicos de la GT24.	84
5.4. Flujo de irreversibilidad, eficiencia exergética, racional y de defecto.	85
6.1. Recurso y producto por equipo de la GT24.	95
6.2. Matriz general de adyacencia de la GT24.	114
6.3. Matriz de adyacencia FPR de la Turbina de gas GT24.	116
6.4. Corrientes exergéticas asociadas al recurso, producto y residuo.	119
6.5. Modelo FPR de la GT24.	120

6.6.	Costos exergéticos del recurso, producto y residuo de los equipos de la GT24.	120
6.7.	Costos exergoeconómicos del recurso, producto y residuo por equipo y en general de la GT24.	121
7.1.	Factores de riesgo ambiental y de toxicidad humana.	130
7.2.	Indicador de riesgo ambiental e indicador de potencial ambiental.	131
7.3.	Indicadores de factor de riesgo y de potencial ambiental de la GT24.	132
C.1.	Recurso y Producto asociados a la GT24.	188
C.2.	Costos de adquisición por equipo (Sahu et al., 2017).	189
C.3.	Costos de adquisición por equipo (Sahu et al., 2017).	190

RESUMEN DE LOS CAPÍTULOS

En este trabajo se lleva a cabo un análisis exergoeconómico ambiental de la Turbina de gas GT24 de Alstom/ABB. Siendo que, actualmente, el mundo requiere un equilibrio entre la generación de potencia eléctrica, la economía y el medio ambiente, el objetivo es realizar un análisis enfocado en el proceso de combustión, que es el principal generador de irreversibilidades y emisiones de gases de efecto invernadero dentro del sistema. En este contexto, se considera la composición del gas natural como el parámetro clave para evaluar y optimizar dicho proceso.

El análisis comienza con el estudio del proceso de combustión, siguiendo la metodología de Olikara & Borman. Este análisis plantea la reacción de combustión, en la cual, los reactivos están formados por el aire y el combustible; en donde, el combustible se conforma por 14 componentes. En los productos de la reacción, se obtiene una mezcla de gases que se forma de 14 elementos. Para analizar la reacción de combustión, se parte de plantear el balance de moles entre los reactivos y productos, con el objetivo de, determinar el número de moles cada elemento de los gases de combustión y así, obtener las propiedades de dichos gases (peso molecular, calor específico a presión y volumen constante, poder calorífico inferior, entre otros). Sin embargo, el analizar la reacción de combustión mediante el balance moles no permite determinar los moles de los gases de los productos, ya que, el balance es una herramienta que permite formular un sistema de ecuaciones en función del número de moles, en esta reacción se obtiene un sistema formado por 6 ecuaciones y 15 incógnitas, lo que no permite obtener una solución. Por ello, se recurre a los conceptos de energía libre de Gibbs, equilibrio químico y constante de equilibrio para transformar la reacción de términos molares a fracciones molares, lo que permite reducir el sistema a 5 ecuaciones con 5 incógnitas. Una vez obtenidas las 14 fracciones molares de los gases de combustión, se evalúan parámetros de desempeño como el calor específico a presión constante, la constante particular de los gases de combustión, el exceso de aire, entre otros.

Los resultados obtenidos del análisis del proceso de combustión muestran que, las condiciones de los gases de la primera y segunda cámara son las siguientes: la constante particular de los gases es 0.29 kJ/kg·K y 0.2960 kJ/kg·K, el calor específico a presión constante es 1.25 kJ/kg·K y 1.32 kJ/kg·K, el índice politrópico es 0.23 y 0.22, y el poder calorífico inferior es 49,106.03 kJ/kg y 48,792.83 kJ/kg, respectivamente. Estos parámetros son clave para el

análisis energético.

Posteriormente, tras completar el análisis del proceso de combustión, se lleva a cabo el análisis energético, en donde se plantean modelos matemáticos para determinar las propiedades termodinámicas como presión, temperatura, entalpía y entropía. Con estas propiedades se evalúan parámetros de desempeño, como los flujos másicos de aire, de combustible y de los gases de combustión, la potencia generada por las turbinas de alta y baja presión, la potencia requerida por el compresor, los flujos de calor suministrado y rechazado, así como la eficiencia térmica, el régimen térmico y el consumo específico de combustibles.

A partir del análisis energético, se determina que la eficiencia térmica del sistema es del 38.81 %, con un flujo másico de aire aspirado de 326.07 kg/s y un flujo másico total de combustible de 8.64 kg/s. En lo que respecta a la potencia suministrada al compresor y las potencias generadas por las turbinas de alta y baja presión, se observa lo siguiente: el compresor requiere una potencia de 182.30 MW, de los cuales 62.77 MW son generados por la turbina de alta presión. Por otro lado, la turbina de baja presión genera una potencia de 284.52 MW; de esta, 119.53 MW se destinan al compresor para cubrir la potencial faltante, mientras que los 165 MW restantes se envían al generador eléctrico.

Una vez realizado el análisis energético, se procede con el análisis exergético. En el análisis exergético se desarrollan modelos matemáticos para calcular la exergía específica de cada estado termodinámico, a partir de las propiedades obtenidas del análisis energético. Mediante la exergía específica, se determina el flujo de exergía correspondiente. Con el flujo de exergía de cada estado termodinámico, se establece el balance de exergía por equipo y el sistema en general. Este balance permite calcular la irreversibilidad asociada a cada proceso y la eficiencia exergética, racional y de defecto de cada equipo.

Los resultados del análisis exergético muestran que, el comportamiento de la primera cámara de combustión influye en el desempeño general del sistema. Esto se debe a que la primera cámara es el equipo que más contribuye al flujo de irreversibilidad del sistema, representando el 70.97 % del total. Por lo tanto, una reducción en la irreversibilidad de este equipo disminuiría la irreversibilidad del sistema, lo que resultaría en un aumento de su eficiencia exergética. Una forma de reducir la irreversibilidad es modificando la concentración de CH_4 en el gas natural. Según el análisis, se observa que, con una concentración de 96 % de CH_4 , la irreversibilidad es menor en comparación con concentraciones de 78 % y 83.877 %.

Siguiendo este proceso, con la exergía de cada estado, la exergía asociada a la potencia, la irreversibilidad en cada equipo y su eficiencia exergética, se implementa la metodología FPR (Recurso-Producto-Residuo) para realizar un análisis exergoeconómico de la GT24.

El análisis exergoeconómico comienza planteando el propósito productivo de cada equipo, para definir las corrientes exergéticas del recurso y del producto. Posteriormente, con base en este propósito, se construye la estructura productiva, que representa la interacción de los equipos al unir o bifurcar las corrientes exergéticas. Con esta estructura, se forma la matriz de adyacencia FPR, que contiene a los productos que sirven de recurso para otros equipos y define si su formación contribuye a la generación de residuos. A partir de esta matriz, se determinan los costos exergéticos y exergoeconómicos de cada equipo.

Los resultados del análisis exergoeconómico indican que, los costos de instalación son de 2602.95 USD/h, siendo el compresor el componente más costoso, con el 62.49 %. Los costos exergoeconómicos del recurso externo es de 3,897.28 USD/h, de los cuales 3,024.93 USD/h corresponden a la primera cámara de combustión. El costo exergoeconómico total de la GT24 es de 6,500.23 USD/h. Estos costos varían según la concentración de CH_4 en el combustible: al incrementarla, el costo exergoeconómico disminuye. Para una concentración del 78 %, el costo es de 6501.92 USD/h, y al aumentar a 83.877 % y 96 %, los costos disminuyen a 6500.23

USD/h y 6497.2 USD/h, respectivamente.

Por último, se presenta el análisis ambiental de la GT24, en el cual se evalúan indicadores de calentamiento global (GW), lluvia ácida (AR), formación de smog (SF) y toxicidad humana (HT). Además, se comparan tres concentraciones de CH_4 en el gas natural para cada indicador ambiental. Los resultados muestran que, según los rangos establecidos por la SEMARNAT en 2024, sólo el indicador de calentamiento global es mayor que el rango de emisiones, con un excedente del 11.18 %. En cuanto a la concentración de CH_4 , se observa que, para cualquier indicador ambiental, un aumento en la concentración de CH_4 resulta en una disminución de las emisiones. Sin embargo, para el indicador de GW, incluso con una concentración de CH_4 del 96 %, las emisiones alcanzan 667.13 $\text{kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}$, lo que indica que siguen fuera del rango establecido.

ABSTRACT

This work conducts an environmental exergoeconomic analysis of the GT24 gas turbine from Alstom/ABB. In light of the current global demand for a balance between electricity generation, economic efficiency, and environmental sustainability, the objective is to perform an in-depth analysis focused on the combustion process, which is the primary contributor to irreversibilities and greenhouse gas emissions in the system. Within this context, the composition of natural gas is considered a key parameter for evaluating and optimizing the combustion process.

The analysis begins with an examination of the combustion process, following the methodology proposed by Olikara & Borman. This involves formulating the combustion reaction, where the reactants consist of air and fuel, with the fuel comprising 14 components. The reaction products form a mixture of gases comprising 14 elements. To analyze the combustion reaction, a mole balance is established between reactants and products to determine the number of moles for each element in the combustion gases, enabling the calculation of gas properties such as molecular weight, specific heats at constant pressure and volume, and lower heating value, among others. However, analyzing the combustion reaction solely through mole balance does not allow for the determination of product gas moles. This is because the mole balance serves as a tool to formulate a system of equations based on the number of moles, resulting in a system of six equations and 15 unknowns, which cannot be solved directly. Therefore, concepts such as Gibbs free energy, chemical equilibrium, and equilibrium constants are employed to transform the reaction from molar terms to mole fractions, reducing the system to five equations with five unknowns. Once the 14 mole fractions of the combustion gases are determined, performance parameters such as specific heat at constant pressure, the specific gas constant of the combustion gases, and excess air, among others, are evaluated.

The results of the combustion process analysis indicate the following conditions for the gases in the first and second combustion chambers: the specific gas constant is 0.29 kJ/kg·K and 0.2960 kJ/kg·K, the specific heat at constant pressure is 1.25 kJ/kg·K and 1.32 kJ/kg·K, the polytropic index is 0.23 and 0.22, and the lower heating value is 49,106.03 kJ/kg and 48,792.83 kJ/kg, respectively. These parameters are critical for the energy analysis.

Following the combustion analysis, an energy analysis is conducted, where mathematical models are developed to determine thermodynamic properties such as pressure, temperature,

enthalpy, and entropy. Using these properties, performance parameters such as mass flow rates of air, fuel, and combustion gases, power generated by the high- and low-pressure turbines, power required by the compressor, heat supplied and rejected, thermal efficiency, heat rate, and specific fuel consumption are evaluated.

From the energy analysis, it is determined that the system's thermal efficiency is 38.81 %, with an air mass flow rate of 326.07 kg/s and a total fuel mass flow rate of 8.64 kg/s. Regarding the power supplied to the compressor and the power generated by the high- and low-pressure turbines, the following observations are made: the compressor requires 182.30 MW, of which 62.77 MW are supplied by the high-pressure turbine. Meanwhile, the low-pressure turbine generates 284.52 MW; of this, 119.53 MW are allocated to the compressor to cover the remaining power requirement, while the remaining 165 MW are delivered to the electric generator.

After completing the energy analysis, an exergy analysis is performed. In this step, mathematical models are developed to calculate the specific exergy of each thermodynamic state based on the properties obtained from the energy analysis. Using specific exergy, the exergy flow corresponding to each state is determined. From the exergy flows, the exergy balance for each component and the overall system is established. This balance allows for the calculation of irreversibilities associated with each process and the exergetic, rational, and defect efficiency of each component.

The results of the exergy analysis reveal that the performance of the first combustion chamber significantly influences the overall system's behavior. This is because the first chamber contributes the most to the system's irreversibility flow, accounting for 70.97 % of the total. Therefore, reducing the irreversibility of this component would decrease the overall system irreversibility, leading to an improvement in its exergetic efficiency. One approach to reducing irreversibility is by modifying the CH₄ concentration in the natural gas. The analysis indicates that with a CH₄ concentration of 96 %, irreversibility is lower compared to concentrations of 78 % and 83.877 %.

Building on this, the FPR (Fuel-Product-Residue) methodology is implemented to perform an exergoeconomic analysis of the GT24, based on the exergy of each state, the exergy associated with power, irreversibility in each component, and its exergetic efficiency.

The exergoeconomic analysis begins by defining the productive purpose of each component to identify the exergy flows of the resource and product. Subsequently, based on this purpose, a productive structure is constructed, representing the interaction of components by merging or splitting exergy flows. Using this structure, the FPR adjacency matrix is formed, containing products that serve as resources for other components and determining whether their formation contributes to waste generation. From this matrix, the exergetic and exergoeconomic costs of each component are calculated.

The exergoeconomic analysis results show that installation costs amount to 2,602.95 USD/h, with the compressor being the most expensive component, accounting for 62.49 % of the total. The exergoeconomic cost of the external resource is 3,897.28 USD/h, of which 3,024.93 USD/h corresponds to the first combustion chamber. The total exergoeconomic cost of the GT24 is 6,500.23 USD/h. These costs vary depending on the CH₄ concentration in the fuel: as the concentration increases, the exergoeconomic cost decreases. For a concentration of 78 %, the cost is 6,501.92 USD/h, which decreases to 6,500.23 USD/h and 6,497.20 USD/h for concentrations of 83.877 %.

Finally, an environmental analysis of the GT24 is conducted, evaluating indicators such as global warming (GW), acid rain (AR), smog formation (SF), and human toxicity (HT). Three CH₄ concentrations in natural gas are compared for each environmental indicator.

The results indicate that, based on the ranges established by SEMARNAT in 2024, only the global warming indicator exceeds the emission range, with an excess of 11.18 %. Regarding CH₄ concentration, it is observed that for all environmental indicators, increasing the CH₄ concentration reduces emissions. However, for the GW indicator, even with a CH₄ concentration of 96 %, emissions reach 667.13 kgCO₂/kWh, remaining outside the established range.

NOMENCLATURA

A	Área / Factor de amortización anual	$[\text{m}^2/-]$
c_{comb}	Costo del combustible	$[\text{USD}/\text{kJ}]$
C	Velocidad	$[\text{m}/\text{s}]$
CEC	Consumo específico de combustible	$[\text{kg}_{comb}/\text{kWh}]$
c_P	Calor específico a presión constantes	$[\text{kJ}/\text{kg K}]$
$\tilde{c}_P$	Calor específico molar a presión constante	$[\text{kJ}/\text{mol K}]$
CTU	Régimen térmico	$[\text{kJ}/\text{kWh}]$
c_v	Calor específico a volumen constantes	$[\text{kJ}/\text{kg K}]$
F_R	Factor de riesgo	$[\text{kg}_{GEI}/\text{kg}_i]$
$\dot{F}$	Flujo de recurso	$[\text{kW o MW}]$
F^*	Costo exergetico del recurso	$[\text{kW o MW}]$
g	Gravedad	$[9.81 \text{ m}/\text{s}^2]$
h	Entalpía por unidad de masa	$[\text{kJ}/\text{kg}]$
h_T	Metalpía o entalpía total	$[\text{m}^2/\text{s}^2]$
H	Entalpía	$[\text{kJ}]$
$\tilde{h}$	Entalpía molar	$[\text{kJ}/\text{mol}]$
$\tilde{h}_{f,i}$	Entalpía de formación por componente	$[\text{kJ}/\text{mol}]$
$\dot{I}$	Flujo de irreversibilidad	$[\text{kW o MW}]$
k	Consumo unitario	$[-]$
K	Constante de equilibrio	$[-]$

m	Masa	[kg]
$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/s]
n_i	Número de moles de los componentes del aire	[mol]
N	Número de moles	[mol]
P	Presión	[Pa o bar]
$\dot{P}$	Flujo de producto	[kW o MW]
P^*	Costo exergético del producto	[kW o MW]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg _{comb}]
PM	Peso molecular	[kg/mol]
q	Calor por unidad de masa	[kJ/kg]
$\dot{Q}$	Flujo de calor	[kW o MW]
$\tilde{q}$	Calor molar	[kJ/mol]
R	Constante particular de los gases	[kJ/kg K]
$\dot{R}$	Flujo del residuo	[MW]
rac	Relación aire-combustible	[kg _{aire} /kg _{comb}]
rca	Relación combustible-aire	[kg _{comb} /kg _{aire}]
R_u	Constante universal de los gases	[8.314 kJ/mol K]
s	Entropía por unidad de masa	[kJ/kg K]
$\tilde{s}$	Entropía molar	[kJ/mol K]
t	Tiempo	[s, min, h]
T	Temperatura	[K o °C]
TET	Temperatura a la entrada de la turbina	[K o °C]
T^0	Temperatura estándar	[K o °C]
u	Energía interna por unidad de masa	[kJ/kg]
$\tilde{u}$	Energía interna molar	[kJ/mol]
v	Volumen específico	[m ³ /kg]
V	Volumen	[m ³]
w	Trabajo por unidad de masa	[kJ/kg]
$\tilde{w}$	Trabajo molar	[kJ/mol]
W	Trabajo	[kJ]
$\dot{W}$	Potencia	[MW]

x	Relación entre la constante de los gases y el calor específico a presión constante	$[-]$
Z	Costo adquisición del equipo	[USD]
$\dot{Z}$	Costo de adquisición	[USD/h]

Letras griegas

β	Número de moles de los gases de combustión de la primera cámara	[mol]
γ	Número de moles de los gases de combustión de la segunda cámara	[mol]
δ	Eficiencia de defecto	$[-]$
$\Delta_r G$	Energía libre de Gibbs	[kJ/mol]
ε	Exergía por unidad de masa	[kJ/kg]
ε_{CH}^0	Exergía molar estándar	[kJ/mol]
η	Eficiencia	$[-]$
I	Indicador potencial ambiental	[kg _{GEI} /kWh]
κ	Consumo exergético unitario	$[-]$
λ	Exceso de aire	$[-]$
π	Relación de presiones	$[-]$
Π	Costo exergoeconómico	[USD/h]
ξ	Avance de una reacción química / Número de moles del aire	[-/mol]
$\mathcal{I}$	Indicador de riesgo ambiental	$[-]$
ϱ	Concentración molar	$[-]$
Φ	Relación de equivalencia	$[-]$
φ	Coeficiente estequiométrico del aire	$[-]$
χ	Fracciones molares de los gases de combustión de la primera cámara	$[-]$
ψ	Fracciones molares de los gases de combustión de la segunda cámara / Eficiencia racional	$[-/-]$

Abreviaturas

0	Medio ambiente
ABB	Asea Brown Boveri

<i>Amb</i>	Ambiente
<i>AR</i>	Lluvia ácida
<i>BBC</i>	Brown, Boveri & Cie
<i>C</i>	Compresor
<i>CC₁</i>	Cámara de combustión 1
<i>CC₂</i>	Cámara de combustión 2
<i>FA</i>	Flama adiabática
<i>FPR</i>	Recurso-Producto-Residuo
<i>GC</i>	Gases de combustión
<i>GE</i>	Generador eléctrico
<i>GW</i>	Calentamiento global
<i>HT</i>	Toxicidad humana
<i>in</i>	Entrada
<i>L</i>	Perdido
<i>MC</i>	Masa de control
<i>out</i>	Salida
<i>PLT</i>	Primera Ley de la Termodinámica
<i>RECH</i>	Rechazado
<i>SF</i>	Formación de smog
<i>SLT</i>	Segunda Ley de la Termodinámica
<i>SUM</i>	Suministrado
<i>TAP</i>	Turbina de alta presión
<i>TBP</i>	Turbina de baja presión
<i>TH</i>	Térmica
<i>VC</i>	Volumen de control

Subíndice

<i>comb</i>	Combustible
<i>e</i>	Recurso externo
<i>EXE</i>	Exergética
<i>ge</i>	Gases de escape
<i>i</i>	Componente de los gases de combustión

i, j	Equipo
M	Motor
$prod$	Productos
r	Deposito térmico
$reac$	Reactivos
SIC	Isoentrópica del compresor
SIT	Isoentrópica de expansión

Superíndice

CH	Químico
K	Cinética
P	Potencial
PH	Físico

INTRODUCCIÓN

Con el crecimiento de la población mundial se ha incrementado significativamente la demanda de servicios energéticos, dan lugar a una explotación intensiva de los recursos naturales, particularmente los combustibles fósiles. Esta tendencia ha resultado en una mayor extracción y quema de estos recursos, lo que, a su vez, ha provocado un aumento en las emisiones de gases de efecto invernadero, contribuyendo de manera considerable al calentamiento global. Este fenómeno ha generado crecientes preocupaciones medioambientales, lo que exige la adopción de soluciones que optimicen los sistemas de generación de energía eléctrica, haciéndolos más eficientes y respetuosos con el medio ambiente.

La mayor parte de la generación mundial de electricidad se obtiene mediante turbinas de gas, que operan principalmente con combustibles fósiles como el carbón, el combustóleo y el gas natural. A lo largo del tiempo, estos sistemas han experimentado una evolución tecnológica continua, con el objetivo de incrementar la eficiencia en el uso de los recursos, reducir el impacto ambiental y optimizar la relación entre la potencia generada y el consumo de combustible.

Un avance significativo en las turbinas de gas, es la modificación del compresor, para aumentar su relación de presiones. Este cambio no sólo aumenta la eficiencia isoentrópica del compresión, sino que también eleva la temperatura del aire comprimido, lo que contribuye a una reducción en el consumo de combustible en la cámara de combustión, favoreciendo un balance energético más eficiente en el sistema.

Además, el uso de materiales avanzados, especialmente diseñados para resistir altas temperaturas, ha permitido que las turbinas operen a temperaturas más elevadas en su entrada. Aunque esto implica un mayor consumo de combustible, la resistencia de los materiales permite generar más potencia sin aumentar proporcionalmente el consumo de combustible. Esta mejora incrementa la eficiencia térmica del sistema y su capacidad para generar mayor energía.

Asimismo, la implementación de regeneradores ha sido otro avance clave en la mejora de la eficiencia de las turbinas de gas. Este componente, instalado a la salida del proceso de compresión y expansión, permite reducir el consumo de combustible al aprovechar la energía de los gases de escape, lo que maximiza el uso de los recursos energéticos y disminuye el impacto ambiental asociado con la generación de electricidad.

Otro avance destacado en las turbinas de gas es el desarrollo de los sistemas secuenciales, que cuentan con dos cámaras de combustión. Este diseño permite aprovechar la energía contenida en los gases de combustión de la primera cámara para generar más potencia en la segunda. Los sistemas secuenciales destacan por su bajo consumo de recursos, bajas emisiones y alta potencia generada.

Dada la evolución de las turbinas de gas, recientemente se han realizado estudios sobre la implementación de análisis termoeconómicos y ambientales en estos sistemas. Memon et al. llevaron a cabo un análisis termoambiental y económico de sistemas de turbinas de gas simples y regenerativas, evaluando su desempeño, impacto ambiental y costos (Memon et al., 2013). Por su parte, Castro et al. realizaron una evaluación exergoeconómica de la integración de un compresor con enfriamiento intermedio y/o un regenerador a una turbina de gas simple, con el objetivo de estudiar cómo la adición de diferentes equipos influye en el desempeño y la eficiencia. Hasselhoff & Kok desarrollaron el análisis de la eficiencia térmica y exergética de una turbina de gas aeroderivada con una mezcla de vapor-gas. Los resultados muestran que, la mezcla de vapor-gas presenta ventajas debido a su bajo costo de inversión y la pequeña huella de carbono en comparación de una turbina de solo gas. Se muestra que, tanto la eficiencia exergética como la potencia motora aumentaron un 11 % y 45 %, respectivamente, utilizando la inyección de vapor (Kok and Haselhoff, 2023).

Motivado por lo anterior, este trabajo se enfoca en el análisis exergoeconómico y ambiental de la Turbina de gas secuencial GT24. Dado que la característica principal de la GT24 son las dos cámaras de combustión, el desempeño del sistema se evalúa a partir de las reacciones de combustión. Para ello, se emplea la metodología de Olikara & Borman, que permite un análisis detallado de las reacciones de combustión mediante conceptos como la energía libre de Gibbs, el equilibrio químico y las constantes de equilibrio bajo condiciones distintas a las estándar (25°C y 1.01325 bar). Además, se considera que el combustible utilizado en ambas reacciones está compuesto por 14 elemento.

Mientras que , para realizar el análisis exergoeconómico se aplica la teoría del costo exergético, utilizando principalmente el modelo FPR (Recurso-Producto-Residuo), que establece la relación entre los flujos de exergía y los costos exergéticos con el producto total, con la finalidad de determinar los costos exergoeconómicos asociados al proceso de generación de potencia eléctrica.

CAPÍTULO

1

HIPÓTESIS Y OBJETIVOS

Hipótesis

Al variar la composición del combustible utilizado en la reacción de combustión de la Turbina de gas GT24, el impacto exergoeconómico ambiental se modifica.

Objetivo general

Evaluar el impacto de diferentes composiciones del combustible en el costo exergoeconómico y ambiental al operar la Turbina de gas GT24.

Objetivos específicos

1. Analizar la reacción de combustión para determinar las propiedades de los gases de la primera y segunda cámara de combustión.
2. Realizar el análisis energético para determinar las propiedades termodinámicas y los parámetros de desempeño.
3. Aplicar el análisis exergético para identificar a los procesos donde se generan las mayores pérdidas de la calidad de la energía.
4. Desarrollar el modelo exergoeconómico para determinar los costos económicos del recurso, producto y residuo de los componentes del sistema.
5. Implementar indicadores ambientales para evaluar el impacto que conlleva la descarga de los gases de escape al medio ambiente.

CAPÍTULO

2

CASO DE ESTUDIO

La Turbina de gas secuencial GT24, que se muestra en la Fig. (2.1), forma parte de la nueva serie de turbinas de gas desarrolladas por ABB (Asea Brown Boveri), basadas en el innovador concepto de combustión secuencial. Este modelo en particular es uno de los primeros modelos de esta familia secuencial. El nombre “GT24” proviene de “Gas Turbine” (Turbina de Gas) y hace referencia a los 24 quemadores presentes en la cámara de combustión secuencial, una característica distintiva de este diseño.

Este nuevo diseño de turbina de gas está compuesto principalmente por cinco equipos: el compresor, dos cámaras de combustión y dos turbinas, una de alta y otra de baja presión. En el caso de las turbinas, la turbina de alta y baja presión están acopladas al compresor mediante flechas separadas, debido a que la potencia generada por la turbina de alta presión se suministra al compresor; sin embargo, esta potencia no es suficiente para accionar completamente el compresor. Para cubrir la potencia faltante, se utiliza una segunda flecha que conecta la turbina de baja presión con el compresor y mediante una caja de engranes, regula la potencia que se debe de suministrar para el funcionamiento del compresor. El resto de la potencia generada por la turbina de baja presión se manda al generador eléctrico.

La principal característica de este sistema se centra en el proceso de combustión, ya que la turbina de gas se basa en una combustión secuencial, con el fin de no sólo incrementar la eficiencia del sistema, sino también de reducir las emisiones de CO₂ y gases NO_x hacia el medio ambiente. Cada una de las cámaras de combustión cuenta con características particulares que mejoran el proceso de combustión a través de su diseño.

Primera cámara de combustión, EV

Esta cámara de combustión emplea el premezclado, lo que significa que, antes de que ocurra la reacción de combustión, el aire y el combustible se combinan para formar una mezcla homogénea que ingresa a la cámara de combustión. El premezclado favorece una mejor quema del combustible, lo que contribuye a la reducción de emisiones, ya que la mezcla homogénea promueve una combustión completa. En cuanto a su diseño, se utilizan quemadores

evaporativos del tipo EV, los cuales atomizan la mezcla de aire-combustible para facilitar la reacción de combustión. Esta cámara de combustión cuenta con 30 quemadores tipo EV.

Segunda cámara de combustión, SEV

Para la segunda cámara de combustión, se utiliza un método de postmezclado, que significa que se mezcla el combustible y los gases de combustión de la primera cámara en la zona primaria de la segunda cámara de combustión. Este tipo de equipos emplea quemadores de tipo SEV, o bien, quemadores evaporativos secundarios que reactivan la mezcla combustible-gases de combustión, con el fin de aprovechar al máximo la energía contenida en los gases. Para esta segunda cámara de combustión se tiene 24 quemadores tipo SEV.

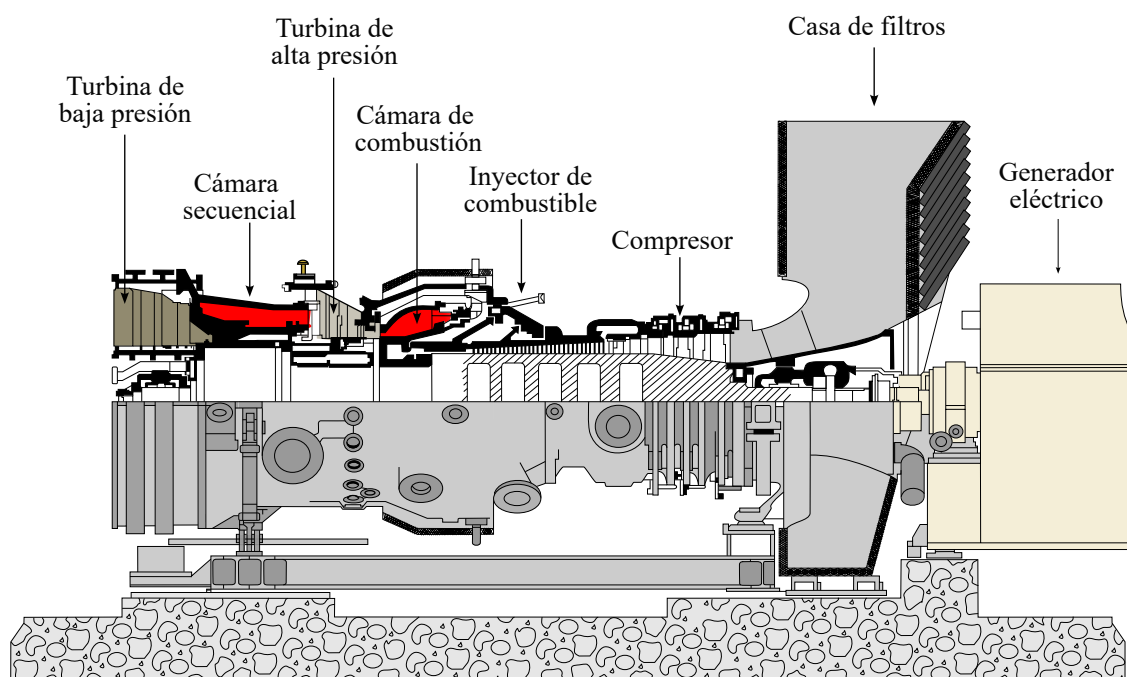


Figura 2.1: Diagrama físico de la Turbina de gas GT24

El beneficio de la Turbina de gas GT24 no radica únicamente en su diseño, sino también en su eficiencia. La turbina de gas GT24 es más pequeña en comparación con las turbinas de gas convencionales (simples, aeroderivadas, regenerativas, entre otras), aprovecha de manera eficiente el combustible que ingresa, teniendo como resultado bajas emisiones de gases de efecto invernadero. Esta eficiencia alta se puede analizar a través del estudio de los procesos involucrados. En la Fig. (2.2) se presentan dos diagramas Temperatura-Entropía: uno correspondiente a una turbina de gas simple y otro a una turbina de gas secuencial, como la GT24.

En primer lugar, se observa que una turbina secuencial genera mayor potencia en comparación con una turbina simple. Aunque existe una relación directa entre el calor suministrado y la potencia generada (a mayor potencia generada, mayor calor suministrado), la turbina secuencial requiere una menor cantidad de calor suministrado para generar más potencia. Esto se debe al segundo proceso de combustión, que aprovecha la energía térmica contenida en los gases provenientes de la primera cámara de combustión.

La cantidad de calor suministrado impacta en dos aspectos clave del sistema. El primero es el calor rechazado: una menor cantidad de calor suministrado resulta en una menor

cantidad de calor rechazado, lo que reduce la contaminación de los gases de escape al que tiene un costo asociado. Por lo tanto, al reducir el calor suministrado, disminuye el flujo de combustible necesario, que se traduce en costos operativos menores para una turbina secuencial.

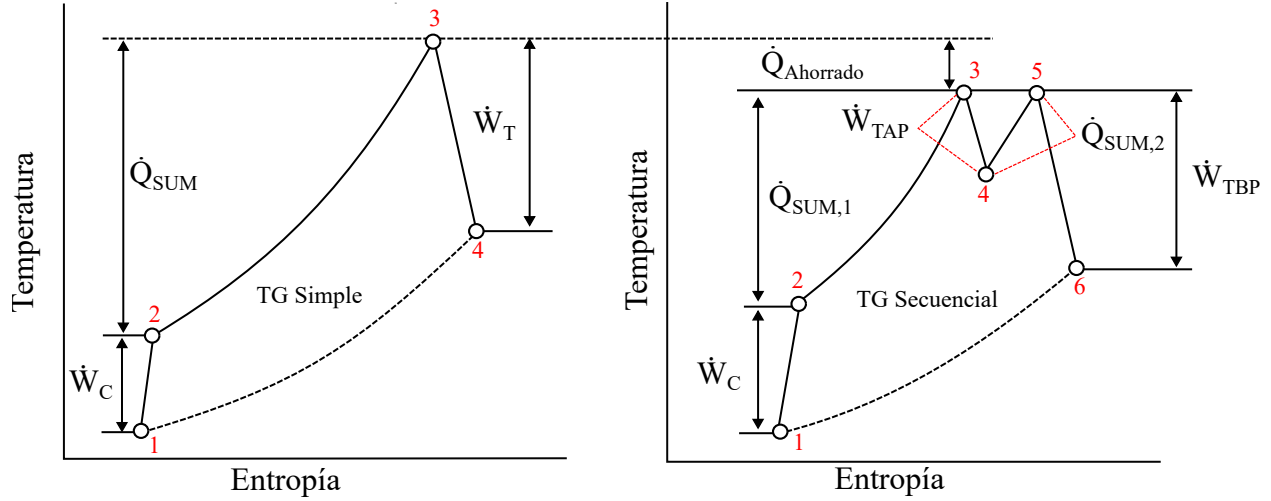


Figura 2.2: Diagrama Temperatura-Entropía de una Turbina de gas simple y secuencial

2.1. Consideraciones

Para realizar el estudio exergoeconómico ambiental de la Turbina de gas GT24 se hacen, las siguientes consideraciones

- Los fluidos de trabajo son el aire, el combustible y los gases de combustión de la primera y segunda etapa de combustión.
- El aire aspirado por el compresor es aire seco o aire estándar.
- El aire que entra al compresor se encuentra a condiciones ambiente, T_0 y P_0 , de 25°C y 1.01325 bar.
- Cada fluido de trabajo se considera como gas perfecto ($c_P = \text{cte}$)
- Para el estado de referencia, la entalpía y entropía, h_0 y s_0 , son de 0 kJ/kg y 6.603 kJ/kg $^\circ\text{C}$, respectivamente.
- Se desprecia la energía cinética y potencial en cada proceso.
- Los equipos del sistema se consideran adiabáticos.

2.2. Condiciones de diseño y operación

De acuerdo con la ficha técnica de la GT24 (Joos et al., 1996), las condiciones de diseño se presentan en la Tabla (2.1). En ésta se presenta la potencia generada por el sistema ($\dot{W}_M$), la temperatura de entrada para ambas turbinas (TET), la temperatura de los gases de escape (T_{ge}) la relación de presiones del compresor (π_C), las eficiencias isoentrópicas de compresión (η_{SIC}) y expansión (η_{SIT}) y la relación de equivalencia (Φ).

Tabla 2.1: Condiciones de diseño de la GT24.

$\dot{W}_M$	T_{TET}	T_{ge}	π_C	η_{SIC}	η_{SIT}	Φ
(MW)	(°C)	(°C)	(-)	(-)	(-)	(-)
165	1250	610	30	0.88	0.90	0.4

Las condiciones de operación fueron proporcionados por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) sede el C.C “El Sauz ”. En la Tabla (2.2) se presenta la potencia generada , la temperatura de entrada de la segunda cámara de combustión (T_4), la temperatura de entrada de la turbina de baja presión (T_5), la temperatura de los gases de escape y la relación de presiones del compresor.

Tabla 2.2: Condiciones de operación de la GT24.

$\dot{W}_M$	T_4	T_5	T_{ge}	π_C
(MW)	(°C)	(°C)	(°C)	(-)
137	979	1260	595	24

CAPÍTULO

3

COMBUSTIÓN SECUENCIAL

Actualmente, la mayor parte de la generación de energía eléctrica a nivel mundial se basa en tecnologías que utilizan combustibles fósiles, como el carbón, el petróleo y el gas natural. Estos combustibles fósiles se utilizan como fuente de energía mediante su combustión, un proceso que convierte la energía química almacenada en el combustible en energía térmica. Esta energía térmica, a su vez, se transforma en energía mecánica a través de una turbina, y finalmente, la energía mecánica se convierte en energía eléctrica mediante un generador. El proceso donde un combustible se quema para generar calor se denomina proceso de combustión.

Un proceso de combustión, es una reacción química de oxidación que convierte la energía química almacenada en un combustible en energía térmica. En este proceso intervienen tres elementos clave: el primero es la fuente, representada por los combustibles fósiles, comúnmente denominados hidrocarburos; el segundo es el comburente, generalmente el oxígeno del aire, que permite que la combustión se lleve a cabo; y el tercero es la energía de activación, necesaria para iniciar la reacción.

No obstante, la dependencia de los hidrocarburos plantea desafíos significativos para el mundo actual. Por un lado, su disponibilidad es limitada, y por otro, las emisiones generadas por la combustión, tienen un impacto ambiental negativo, contribuyendo al cambio climático. Por ello, se han desarrollado investigaciones para mejorar este proceso y hacerlo más eficiente, reduciendo tanto el consumo de combustibles como la cantidad de emisiones generadas.

A lo largo de la historia, el hombre ha aprendido a utilizar los recursos que la naturaleza le proporciona para mejorar su calidad de vida y alcanzar un mayor confort. Desde tiempos remotos, estos recursos han sido esenciales para satisfacer diversas necesidades, como el uso de materiales combustibles que, al ser quemados, producen luz y calor. Este conocimiento sentó las bases para el desarrollo de tecnologías más avanzadas que actualmente sustentan la generación de energía.

En las primeras civilizaciones, el fuego y la luz generados por la quema de materiales como la madera se empleaban para diversas necesidades, como calentarse, iluminar espacios durante la noche, cocinar alimentos y llevar a cabo trabajos de metalurgia, entre otras

actividades. En la antigüedad, el fuego era considerado como parte de los cuatro elementos que formaban a la materia que se encontraba en la naturaleza. No fue hasta la Edad Media que, el fuego comenzó a utilizarse más allá de las actividades cotidianas; los alquimistas empleaban el fuego en su búsqueda del elixir de la vida y en la transformación de metales básicos en metales nobles como el oro. Estos experimentos sentaron las bases de la química moderna. Los años pasaron y los estudios sobre el proceso de combustión fueron mínimos, fue hasta la revolución científica, cuando el científico Robert Boyle en 1660 realizó experimentos, probando la importancia del aire en el proceso de combustión, al colocar un recipiente sellado sobre la flama y ver que ésta se extinguía por la falta de aire, además, rechazó la teoría de los cuatro elementos y, propuso que la materia se conformaba por varias partículas, introduciendo nuevas ideas a la química moderna. Entre los años de 1772 y 1777, Antoine Lavoisier realizó los primeros estudios sobre la combustión de manera científica; en su obra demostró que la combustión requiere oxígeno y con los conceptos propuestos por John Dalton (1766-1844) sobre la composición de la materia y, que cada componente tiene diferente peso molecular, Lavoisier desarrolló la teoría de la conservación de masa. Posteriormente, en 1824 se publica el trabajo del físico e ingeniero francés Sadi Carnot, él establece el funcionamiento de los motores térmicos; aunque Carnot no se enfocó en el proceso de la combustión, hizo uso de la reacción de combustión para el estudio de los motores térmicos. Esto dio origen a que el científico británico Michael Faraday, en 1860, impartiera una serie de conferencias exponiendo el proceso de combustión y los fenómenos químicos y físicos que se desprenden de esta reacción.

Años más tarde, con los resultados obtenidos por Sadi Carnot acerca del funcionamiento de los motores térmicos, que utilizaban la energía del combustible transformada por el proceso de combustión, diferentes científicos e ingenieros desarrollaron prototipos sobre estos motores. En 1872, el ingeniero mecánico estadounidense, George Brayton patentó el motor de combustión interna a presión constante o el ciclo de flama, debido a que la mezcla del combustible y el aire se activaba mediante una flama piloto para llevar a cabo la combustión a temperatura constante.

Cuatro años más tarde, en 1876, el ingeniero alemán Nicolaus A. Otto propone un motor de combustión interna de cuatro tiempos. Sin embargo, en 1870, A. Rochas es quien patenta el motor de 4 tiempos, pero para el mundo, A. Otto se consideró como el inventor y fundador de los motores de combustión interna o motores de encendido por la flama. Pasaron los años y con ello se realizaron mejoras al motor de combustión interna para utilizarlos en diferentes sectores de la industria, hasta 1897; donde el ingeniero alemán Rudolph Diesel quien toma como base el motor de cuatro tiempo, para proponer una forma diferente de llevar a cabo el proceso de combustión. Este motor se caracterizó por tener una relación de presiones alta y la inyección directa de combustible líquido provocando la autoignición de la reacción de combustión; es decir, que el combustible que es una sustancia inflamable comienza la reacción espontánea, sin necesidad de la flama que planteaba Otto en su prototipo. Sus prototipos posteriores se basaron en el principio de Sadi Carnot, orientando sus estudios hacia la implementación de una combustión interna a temperatura constante. Sin embargo, no logró materializar este concepto en la práctica, lo que lo llevó a redirigir su enfoque. En lugar de lograr una combustión a temperatura constante, sus investigaciones derivaron en el desarrollo de una combustión a presión constante.

Los años siguientes, las innovaciones sobre los motores de combustión interna se desarrollaron para mejorar la eficiencia térmica, reducir el ruido y las vibraciones. En la búsqueda de incrementar la eficiencia térmica, a principios del siglo XX, los estudios se orientaron en mejorar el proceso de combustión. D'alleve et al., estudiaron la relación que hay entre la

composición de los gases de escape y la proporción del aire-combustible, para comprender y optimizar el desempeño del motor de combustión interna, menor uso de combustible y controlar las emisiones contaminantes (d'Alleva and Lovell, 1936).

H. N. Powell propone un diagrama entalpía-relación combustible/aire para resolver problemas típicos en los motores en donde se lleva a cabo la combustión. De los problemas más comunes eran la determinación de la temperatura de la flama adiabática, eficiencia de la combustión y la pérdida de calor en la reacción. Este diagrama se propone para temperaturas de operación entre los 1400 K y 1600 K (Powell, 1957).

En 1967, Robison et al. realizaron estudios para determinar la calidad de la mezcla aire-combustible, para mostrar los efectos que tiene cuando la mezcla no es homogénea antes de la combustión; además, en el estudio se probaron diferentes geometrías de la cámara de combustión. De los resultado que obtuvieron, concluyeron que, para mejorar la eficiencia del motor de combustión es mejor tener una mezcla homogénea entre aire-combustible, ya que, disminuye el consumo de combustible en la reacción, y trae consigo la reducción de contaminantes contenidos en los gases de escape (Robison and Brehob, 1967).

Por otra parte, en 1975, Olikara & G. L. Bormann proponen un método numérico para determinar las propiedades de los productos del proceso de combustión en equilibrio, aplicándolo a algunos motores de combustión interna. Con esta metodología se determinan las fracciones molares con respecto a la temperatura, la presión y a la relación de equivalencia; además, determinan la energía interna y entalpía de los gases formados después de la reacción (Olikara and Borman, 1975).

Becker & Perkavec realizán un estudio para estimar las emisiones de NO_x de una turbina de gas, mediante ecuaciones semianálíticas. Este modelo de estimación de emisiones se relacionan con el diseño de la turbina de gas y sus aplicaciones reales. Para el estudio se utiliza una turbina de gas simple y regenerativa, que opera con diferentes combustibles (gas natural, metano y gas de coque) a diferentes condiciones a la entrada de la cámara de combustión, así como la evaluación sobre el funcionamiento a carga completa o cargas parciales y los efectos de inyección de vapor. De los resultados que obtuvieron fue la influencia que tienen los diferentes tipos de combustible en el incremento de las emisiones NO_x (Becker and Perkavec, 1994).

En los últimos años, los estudios de combustión se han enfocado no sólo en minimizar el consumo del combustible e incrementar la eficiencia térmica de los motores, que utilizan la combustión interna; sino también, los estudios se han orientado en la disminución de las emisiones hacia la atmósfera, que han provocado un deterioro al medio ambiente.

Entre los avances más significativos en el proceso de combustión se destaca el arreglo de una combustión secuencial, no sólo disminuye las emisiones al medio ambiente, sino que, incrementa la eficiencia térmica y reduce el consumo de combustible. Este concepto se aplicó por primera vez en 1940 basado en una cámara de combustión tipo difusor. En 1945, Alstom introduce al mercado la primera turbina de gas con combustión secuencial GT24/GT26. con una cámara de combustión de tipo premezcla (Joos et al., 1996).

En 2005, Döbbling et al. muestran la evolución que se ha tenido en las cámaras de combustión de premezcla para las turbinas de gas BBC, ABB y Alstom. Estas mejoras tecnológicas se ven reflejadas en la disminución de las emisiones de NO_x , en comparación a las turbinas de gas con una sola cámara de combustión; ya que, las cámara convencionales cuentan con un solo quemador de difusión y secciones de premezclado extendido. A partir de 1990, se implementaron quemadores en las zonas de premezclado cortas y quemadores de tipo EV (Ecológicos en forma de V); este arreglo dio como resultado bajas emisiones de NO_x (aproximadamente 25 ppmd) y una disminución del 15 % de O_2 . En específico, Alstom

desarrolló turbinas de gas que utilizan los quemadores tipo EV, el primer modelo de este tipo de quemador se aplica como quemador EV secuencial, esta premezcla a los gases de combustión que provienen de la primera turbina de alta presión y un flujo de combustible, la mezcla se conoce como **gas de síntesis** con bajas emisiones de NO_x. El segundo modelo Utiliza los quemadores en forma de V avanzados (AEV), que premezclan y preevaporan a combustibles líquidos, esto se realiza antes de la combustión para obtener bajas emisiones (Döbbling et al., 2007).

Gütthe et al. estudiaron los tres factores que contribuyen a las bajas emisiones en una combustión secuencial. El primero es el uso eficiente del oxígeno; el segundo es utilizar la ventaja química que está contenida en los productos de la primera reacción; el tercero corresponde a la estabilidad de la flama en la reacción, evitando altas temperaturas y que aumenten las emisiones de NO_x. De los resultados que obtuvieron fueron niveles bajos de emisiones, en la variación de carga como en los cambios de composición del combustible (Gütthe et al., 2009).

Los estudios sobre las emisiones de gases de efecto invernadero en el proceso de combustión no recibían tanta atención hasta el 2015, cuando se firmó el Acuerdo de París. Este acuerdo destaca la grave situación del planeta, debido a las altas emisiones y su impacto en el aumento de la temperatura global. El objetivo principal del Acuerdo es mantener el aumento de la temperatura global por debajo de 2°C, con respecto a los niveles preindustriales, y limitarlo a 1.5°C. Como resultado, diversos investigadores han intensificado su enfoque en el proceso de combustión, con el fin de contribuir a la reducción de los gases de efecto invernadero.

En 2019, Schulz, O realizó una investigación sobre la dinámica de combustión en cámaras secuenciales para turbinas de gas, para aumentar la eficiencia energética y la flexibilidad operativa con bajas emisiones de NO_x; por esta razón, se propone el estudio integral entre la estabilización de la flama, la dinámica de la flama, los regímenes de combustión y las inestabilidades termoacústicas. De los resultados que aún tiene un desfase entre las fluctuaciones de presión acústica y el flujo de liberación de calor en la primera etapa de combustión, en la segunda se estabiliza y en los gases que se emiten disminuyen. Además otro factor importantes es el tiempo de autoignición en el quemador secuencial, que pueden interpretarse como un retraso de la segunda combustión, que trae como consecuencia un incremento en los gases de efecto invernadero (Schulz, 2019).

En 2021, Ozsari et al. realizaron el análisis comparativo de energía y emisiones de la oxicomustión y la combustión con aire convencional, utilizando diferentes combustibles de diferentes orígenes (Rusia, EE. UU., Irán y Australia). Analizaron el impacto del contenido de oxígeno en las propiedades termodinámicas, la temperatura de flama adiabática y las emisiones contaminantes. Los resultados muestran que, la *oxy-combustión* genera un 24 % menos de entropía y 40 veces menos emisiones de NO_x, reduciendo significativamente los costos de captura de carbono. Además, se identificó que, el gas natural ruso es más eficiente en la reducción de NO_x; mientras que, el australiano es más efectivo para minimizar la entropía (Ozsari et al., 2021).

Por todo lo anterior, en este capítulo se plantea la metodología de C. Olikara & G. L. Bormann para estudiar las reacciones de combustión de la Turbina de gas secuencial GT24. Mediante esta metodología se determina la fracción molar y su peso molecular de los 14 elementos que conforman a los gases de combustión; además, se determina las propiedades del aire y de los gases de combustión, tales como, el calor específico a presión constante, la constante particular de los gases de combustión, la temperatura de flama adiabática, el poder calorífico inferior, la relación aire-combustible o combustible-aire y el exceso de aire.

3.1. Termodinámica de una reacción química

Una reacción química es el proceso donde una o más sustancias denominadas reactivos, se transforman en otras sustancias llamadas productos. Durante este proceso, los átomos de los reactivos se reorganizan al romper y formar enlaces, lo que resulta en un cambio en la composición molecular. Estas reacciones se pueden clasificar de acuerdo al sentido en que se lleva a cabo el proceso: reacciones reversibles, $(A + B \rightarrow C + D)$; reacciones inversas, $(A + B \leftarrow C + D)$; y reacciones en equilibrio, $(A + B \rightleftharpoons C + D)$. Dentro de estas reacciones se puede implicar un intercambio de energía: en las reacciones exotérmicas, la energía se libera al entorno, y en las reacciones endotérmicas, absorbe energía en forma de calor del entorno para llevarse a cabo.

Existen diversas leyes que están estrechamente relacionadas con las reacciones químicas. Una de ellas es la ley de conservación de la masa, ésta establece que, la masa total de los reactivos es igual a la masa total de los productos. Esto significa que, **durante una reacción química, los átomos no se crean ni se destruyen, sino que se reorganizan para formar nuevas sustancias.**

Una propiedad importante en una reacción química es la energía libre de Gibbs, que permite evaluar el cambio de energía durante el proceso de reacción. Esta propiedad depende de la presión, la temperatura y la cantidad de materia de las sustancias involucradas.

$$G = G(P, T, N_i)$$

donde, N_i es la cantidad de sustancia de cada uno de los elementos presentes en la reacción.

Las propiedades asociadas a la energía libre de Gibbs describen la ecuación de estado que rige una reacción química. En consecuencia, la ecuación de estado para la reacción de combustión es

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial P} \right)_{T, N_i} dP + \left(\frac{\partial G}{\partial T} \right)_{P, N_i} dT + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial G}{\partial N_i} \right)_{P, T} dN_i$$

La energía libre de Gibbs depende de propiedades que se determinan a partir de las leyes de la termodinámica. Por lo tanto, la energía libre de Gibbs es función del cambio de las propiedades termodinámicas de presión, temperatura y número de moles.

La combinación de la energía libre de Gibbs con la Primera Ley de la Termodinámica permite calcular la cantidad de calor involucrado en una reacción química y la entalpía, determinando, si la reacción es exotérmica (libera calor) o endotérmica (absorbe calor). La PLT se define como

$$q + w = \Delta u$$

o bien, la PLT molar es

$$\tilde{q} + \tilde{w} = \Delta \tilde{u}$$

Al considerar que la reacción química se lleva a cabo a presión y temperatura constante, además, que la reacción es adiabática, la PLT molar se expresa como

$$\Delta_r G = -\tilde{w} \quad (3.1)$$

En la ec. (3.1), el cambio en la energía libre de Gibbs $\Delta_r G$ representa la variación de la energía disponible para realizar trabajo, a medida que, la reacción se aproxima al equilibrio,

bajo condiciones de presión y temperatura constantes. Cuanto más lejos esté la reacción del equilibrio, mayor será su capacidad para realizar trabajo.

Por otro lado, al relacionar la energía libre de Gibbs con la Segunda Ley de la Termodinámica, se evalúa la espontaneidad de una reacción a una temperatura dada

$$\Delta_r G = T \Delta \tilde{s} \quad (3.2)$$

La combinación de las leyes de la Termodinámica con la energía libre de Gibbs permite analizar el comportamiento de una reacción química de manera integral. En este contexto, la energía libre de Gibbs se presenta como una función termodinámica importante para comprender la espontaneidad de las reacciones químicas y los cambios de estado en sistemas que operan a presión y temperatura constantes. Su importancia radica en que integra a la energía interna del sistema con los efectos de la entropía, dando una medida de la energía disponible para realizar trabajo.

En cualquier reacción química que implique liberación o absorción de energía, la cantidad de energía disponible para realizar trabajo se puede determinar restando la energía total del sistema ($\Delta \tilde{h}$) y el calor disipado o la energía perdida ($T \Delta \tilde{s}$). Aquí, $\Delta \tilde{h}$ representa el cambio en la entalpía molar en la reacción, y $\Delta \tilde{s}$ es el término asociado con la entropía. Esta diferencia proporciona la energía libre de Gibbs ($\Delta_r G$), que indica la cantidad de energía útil que puede ser utilizada para realizar trabajo de una reacción química.

$$\Delta_r G = \Delta \tilde{h} - T \Delta \tilde{s} \quad (3.3)$$

De la ec. (3.3) se pueden obtener diversos aspectos importantes para una reacción química

- $\Delta \tilde{h} > 0$; reacción endotérmica
- $\Delta \tilde{h} < 0$; reacción exotérmica
- $\Delta \tilde{s} > 0$; toda reacción tiende a aumentar su entropía

En las condiciones más favorables para que una reacción sea espontánea, la reacción debe ser exotérmica y aumentar su entropía, es decir, $\Delta \tilde{h} < 0$ y $\Delta \tilde{s} > 0$. Esto implica que, la energía libre de Gibbs de la reacción sea menor a cero ($\Delta_r G < 0$), indicando que, la reacción se puede llevar a cabo de manera espontánea. En resumen, una reacción espontánea ocurre cuando se cumple que, $\Delta \tilde{h} < 0$ y $\Delta \tilde{s} > 0$, lo que lleva a una energía libre de Gibbs negativa.

Sin embargo, no en todas las reacciones, la entalpía y la entropía tienen el comportamiento adecuado para que una reacción sea espontánea. Existen varios casos en donde cambian estas dos propiedades, pero al final cumplen que, la energía libre de Gibbs sea espontánea

- $\Delta \tilde{h} < 0$ y $\Delta \tilde{s} < 0$; la reacción se debe llevar a cabo a temperaturas bajas.
- $\Delta \tilde{h} < 0$ y $\Delta \tilde{s} > 0$; la energía libre de Gibbs siempre es menor a cero independiente de la temperatura.
- $\Delta \tilde{h} > 0$ y $\Delta \tilde{s} < 0$; la energía libre de Gibbs es mayor a cero independientemente de la temperatura; lo que significa que, la reacción no es posible.
- $\Delta \tilde{h} > 0$ y $\Delta \tilde{s} > 0$; la reacción se debe llevar a cabo a temperaturas altas.

Con cada tipo de reacción reversible, inversa y en equilibrio, la energía libre de Gibbs se comporta diferente manera

- $A + B \longrightarrow C + D$; la energía libre de Gibbs es negativa $\Delta_r G < 0$
- $A + B \rightleftharpoons C + D$; Mínima energía libre de Gibbs $\Delta_r G = 0$
- $A + B \longleftarrow C + D$; la energía libre de Gibbs es positiva $\Delta_r G > 0$

En una reacción química, la energía libre de Gibbs está relacionada con la capacidad de realizar trabajo a presión constante. Así, partiendo de la definición termodinámica del trabajo a presión constante, el trabajo se expresa como

$$W = - \int_{V_{reac}}^{V_{prod}} P dV \quad (3.4)$$

Se considera que una reacción química de la combustión se lleva a cabo a temperatura constante en la zona primaria dentro de la cámara de combustión; entonces, el modelo matemático de un proceso isotérmico es

$$P_{reac} V_{reac} = P_{prod} V_{prod} = PV = \text{cte} \quad (3.5)$$

Sustituyendo la ec. (3.5) en la ec. (3.4) e integrando se obtiene

$$W = -\text{cte} \ln \left(\frac{V_{prod}}{V_{reac}} \right)$$

o bien

$$W = -P_{reac} V_{reac} \ln \left(\frac{V_{prod}}{V_{reac}} \right) \quad (3.6)$$

De acuerdo a la ecuación de gas ideal, $P_{reac} V_{reac} = N R_u T$, la ec. (3.6) se reescribe como

$$W = -N R_u T \ln \left(\frac{P_{reac} N_{prod}}{P_{prod} N_{reac}} \right) \quad (3.7)$$

o bien, el trabajo molar se expresa de la siguiente manera

$$\tilde{w} = -R_u T \ln \left(\frac{P_{reac} N_{prod}}{P_{prod} N_{reac}} \right) \quad (3.8)$$

Se considera que el proceso de combustión es a presión constante, y la temperatura de la reacción es la temperatura estándar, T^0 , y recordando que la energía libre de Gibbs es el trabajo

$$\Delta_r G - \Delta_r G^0 = -\tilde{w} = -R_u T^0 \ln \left(\frac{N_{reac}}{N_{prod}} \right) \quad (3.9)$$

donde

- $\Delta_r G$; es la energía libre de Gibbs de la reacción.
- $\Delta_r G^0$; es la energía libre de Gibbs estándar.
- R_u ; es la constante universal de los gases ($R_u = 8314 \text{ J/molK}$).
- T^0 ; es la temperatura estándar ($T^0 = 25^\circ\text{C}$).

- N_{reac} y N_{prod} ; es el número de moles totales de los reactivos y productos.

Como se mencionó anteriormente, una reacción se clasifica según su comportamiento en función de la variación en el avance de la reacción. Esta clasificación incluye reacción reversible, reacción inversa y reacción en equilibrio. En la Fig. (3.1) se muestra el diagrama de la energía libre de Gibbs en función del avance de una reacción química (ξ). Al comienzo de la reacción, hay una mayor cantidad de reactivos (estado A) en la reacción. A medida que la reacción avanza, la energía libre de Gibbs disminuye, lo que indica que la reacción avanza en la dirección directa, es decir, de reactivos a productos. Esta disminución de la energía libre de Gibbs se refleja en la figura con una pendiente negativa. El avance de la reacción continúa hasta alcanzar el mínimo de la energía libre de Gibbs, lo que indica que en ese punto de la reacción coexisten en igual la cantidad de los reactivos y de los productos (estado B), es decir, que la reacción ha llegado a su equilibrio, y su pendiente es igual a cero. Después del equilibrio, la energía libre de Gibbs comienza a aumentar a medida que avanza la reacción, lo que permite que, ésta se invierta, es decir, que los productos se conviertan nuevamente en reactivos (estado C). Este aumento en la energía libre de Gibbs se representa con una pendiente positiva.

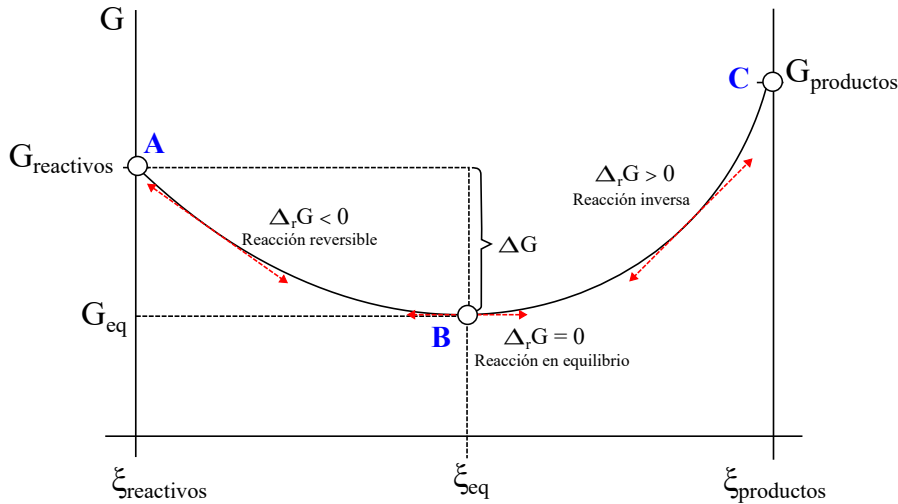


Figura 3.1: Variación de la energía libre de Gibbs de una reacción, a presión y temperatura constantes en función del avance de la reacción.

A condiciones estándar de 25°C y 1.01325 bar, la energía libre de Gibbs en equilibrio se define como

$$\Delta_r G^0 = \Delta \tilde{h}^0 - T^0 \Delta \tilde{s}^0 \quad (3.10)$$

Sin embargo, es fundamental comprender que, no todas las reacciones químicas se desarrollan bajo condiciones estándar, que generalmente son a una temperatura de 25 °C (298.15 K) y una presión de 1.01325 bar. Un claro ejemplo de esta situación es la combustión que ocurre en una turbina de gas, donde la reacción se lleva a cabo bajo condiciones específicas, como la temperatura y presión de salida del proceso de compresión, que suelen ser considerablemente más elevadas.

Estas condiciones no estándar influyen significativamente en el comportamiento de la reacción, ya que, tanto la presión como la temperatura afectan el equilibrio químico y, por ende, al proceso de la reacción. Por esta razón, cuando una reacción alcanza el equilibrio

en un entorno diferente de las condiciones estándar, es necesario ajustar las ecuaciones que describen dicho equilibrio para reflejar las nuevas condiciones de presión y temperatura.

En este contexto, la energía libre de Gibbs bajo condiciones diferentes a las estándar, la energía libre de Gibbs se corrige utilizando la relación que considera a la temperatura y a la presión del sistema. Esto implica que la energía libre de Gibbs se debe calcular para las condiciones específicas en las que se encuentra el sistema; ésta se expresa como

$$\Delta_r G(T) = \Delta \tilde{h}(T) - T \Delta \tilde{s}(T) \quad (3.11)$$

La variación de la entalpía en función a la temperatura, se expresa mediante el calor específico molar a presión constante, $\tilde{c}_P$.

$$\Delta \tilde{h}(T) = \tilde{h}^0 + \int_{T^0}^T \Delta \tilde{c}_P dT \quad (3.12)$$

Para determinar el cambio de entropía en una reacción, se parte de la Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos bajo condiciones de presión constante. Esta ley establece que, la variación de la energía interna del sistema es igual al calor suministrado menos el trabajo realizado por el sistema. Para sistemas abiertos a presión constante, el calor intercambiado está relacionado con la entalpía y el cambio de entropía

$$\delta Q = dH(T)$$

El cambio de entropía en una reacción a presión constante se expresa en función del calor molar y la temperatura a la que se lleva a cabo la reacción, es decir

$$d\tilde{s} = \frac{\delta \tilde{q}}{T} \quad \text{o bien} \quad d\tilde{s} = \frac{d\tilde{h}(T)}{T}$$

Entonces, el cambio de entropía para la energía libre de Gibbs se puede expresar como

$$\Delta \tilde{s}(T) = \tilde{s}^0 + \Delta \tilde{c}_P \int_{T^0}^T \frac{dT}{T} \quad (3.13)$$

Sustituyendo las ecs. (3.12) y (3.13) en la ec. (3.11), se tiene

$$\Delta_r G(T) = \left[\tilde{h}^0 + \int_{T^0}^T \Delta \tilde{c}_P dT \right] - T \left[\tilde{s}^0 + \Delta \tilde{c}_P \int_{T^0}^T \frac{dT}{T} \right] \quad (3.14)$$

Agrupando términos

$$\Delta_r G(T) = \tilde{h}^0 - T \tilde{s}^0 + \int_{T^0}^T \Delta \tilde{c}_P dT - T \Delta \tilde{c}_P \int_{T^0}^T \frac{dT}{T} \quad (3.15)$$

Recordando que, $\Delta G^0 = \tilde{h}^0 - T \Delta \tilde{s}^0$, la ecuación anterior se reescribe como

$$\Delta_r G(T) = \Delta G^0 + \int_{T^0}^T \Delta \tilde{c}_P dT - T \Delta \tilde{c}_P \int_{T^0}^T \frac{dT}{T} \quad (3.16)$$

La expresión anterior representa la energía libre de Gibbs de una reacción química que se lleva a cabo a condiciones diferentes de presión y temperatura estándar.

3.2. Equilibrio químico

Dentro de un sistema termodinámico se llevan a cabo diferentes procesos o fenómenos, que contribuyen al cambio en las propiedades como la presión, la temperatura y la composición molar. Estos cambios en las propiedades hacen que el sistema se aleje del estado de equilibrio termodinámico.

Se dice que un sistema alcanza el equilibrio termodinámico cuando los procesos que lo conforman no contribuyen a la acumulación de energía y materia, ni dentro del sistema ni entre el sistema y su entorno. En otras palabras, no ocurren cambios de presión (equilibrio mecánico), la temperatura dentro del sistema es la misma (equilibrio térmico) y no hay cambios en la composición química (equilibrio químico).

Regularmente, en un sistema se alcanza primero equilibrio mecánico y térmico en comparación al equilibrio químico. Esto se debe a que, la distribución de las fuerzas mecánicas y la energía térmica ocurre con mayor rapidez en comparación con una reacción química, que involucra procesos más complejos y requiere tiempo para superar la barrera de la energía de activación y alcanzar el equilibrio químico.

El equilibrio químico implica que no ocurran reacciones entre los componentes de los reactivos, o que en una reacción no se observen cambios a lo largo del tiempo. En una reacción química, la cantidad de reactivos no se consume por completo para formar productos, y llega un punto en el que la reacción parece haberse detenido. Esto indica que se ha alcanzado el equilibrio y que el proceso es dinámico: los reactivos se convierten en productos, y al mismo tiempo y a la misma velocidad, los productos se convierten en reactivos.

3.2.1. Constante de equilibrio

Una reacción en equilibrio es una reacción reversible, en donde los coeficientes estequiométricos de las sustancias químicas involucradas permanecen constantes a lo largo del tiempo. Esto implica que, las velocidades de las reacciones directa e inversa sean iguales



donde, A,B,C y D representan a las concentraciones molares de las sustancias químicas que forman a los reactivos y los productos; a , b , c y d son los coeficientes estequiométricos o número de moles de las sustancias químicas; c_d es la velocidad directa de reacción de los reactivos hacia los productos y c_i es la velocidad de reacción inversa en dirección de los productos hacia los reactivos.

En una reacción, la energía libre de Gibbs es una propiedad termodinámica que predice la espontaneidad del proceso; si el cambio en la energía libre de Gibbs es negativo, se tiene una reacción espontánea; si la energía libre de Gibbs es positiva, la reacción no es espontánea; si la energía libre de Gibbs es cero, la reacción está en equilibrio.

En el año de 1864, los científicos Cato Guldberg y Peter Waage formulan la ley de acción de masa, que permite comprender las reacciones de equilibrio. La ley de acción de masa establece que, la velocidad de reacción reversible es igual al producto de la constante de equilibrio y las concentraciones de los reactivos o productos y cada concentración se eleva a su coeficiente estequiométrico.

Entonces, reescribiendo la reacción en función de la acción de la ley de acción de masa



donde, K_d y K_i , son las constantes de equilibrio asociadas a la reacción directa e inversa.

Al combinar las ecs. (3.17) y (3.18) se define a la velocidad directa e indirecta de reacción en función de las constantes de equilibrio, se tiene que

$$\begin{aligned}c_d &= K_d [A]^a [B]^b \\c_i &= K_i [C]^c [D]^d\end{aligned}$$

Como la velocidad de formación de los productos es igual a la velocidad de formación de los reactivos, entonces

$$K_d [A]^a [B]^b = K_i [C]^c [D]^d$$

Reescribiendo la ecuación anterior, se obtiene a la constante de equilibrio, que se basa en las concentraciones molares

$$K_e = \frac{K_d}{K_i} = \frac{[C]^c [D]^d}{[A]^a [B]^b} \quad (3.19)$$

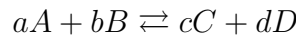
La constante de equilibrio en función a las concentraciones molares de reacción proporciona información sobre la interacción entre los reactivos y productos que se encuentran en equilibrio durante el proceso de reacción.

- Si $K_e > 1$, se consume a los reactivos en su mayoría para transformarse en productos.
- Si $K_e < 1$, la mayoría de los reactivos no reaccionan entre sí, y por lo tanto existe una menor cantidad de productos.
- Si $K_e \rightarrow \infty$, es una reacción directa, es decir, que sólo hay productos y no quedan reactivos.

3.2.2. Constante de equilibrio en función de las presiones parciales

Existen diferentes formas de expresar la constante de equilibrio. En la sección anterior, se presentó la constante de equilibrio de una reacción en función de las concentraciones molares. Sin embargo, también existe una estrecha relación entre las concentraciones de los elementos que participan en la reacción y sus respectivas presiones parciales.

Sea la reacción



La ecuación del gas ideal se expresa como $PV = NR_uT$, donde N es el número de moles, R_u es la constante universal de los gases ideales, P es la presión, V es el volumen y T es la temperatura absoluta. Por otro lado, la concentración molar (ϱ) se define como el número de moles por unidad de volumen

$$\varrho = \frac{N}{V}$$

Sustituyendo la concentración molar en la ecuación de gas ideal, se tiene

$$\varrho = \frac{P}{R_u T} \quad (3.20)$$

Para expresar la constante de equilibrio de la concentraciones molares en función de sus presiones parciales de A , B , C y D , se sustituye la ec. (3.20) en la ec. (3.19)

$$K_g = \frac{[P_C]^c [P_D]^d}{[P_A]^a [P_B]^b} \frac{1}{(R_u T)^{\Delta N}} \quad (3.21)$$

donde ΔN representa la diferencia en el número de moles entre los productos y los reactivos, $\Delta N = N_{\text{productos}} - N_{\text{reactivos}} = (c + d) - (a + b)$.

A partir de la ec. (3.21), el cociente entre las presiones parciales de los productos y las presiones parciales de los reactivos define a la constante de equilibrio de una reacción en función de las presiones parciales

$$K_P = \frac{[P_C]^c [P_D]^d}{[P_A]^a [P_B]^b} \quad (3.22)$$

Otra forma de expresar la constante de equilibrio en función de las presiones parciales es a través de las fracciones molares. Para transformar la constante de equilibrio de las presiones parciales a la constante de equilibrio en términos de las fracciones molares, se parte de la ley de Dalton, o ley de las presiones parciales, que establece que, en una mezcla de gases, la presión total es igual a la suma de las presiones parciales de cada uno de los componentes que la conforman

$$P_{\text{mezcla}} = \sum_{i=1}^n P_i$$

Para definir la proporción en que la presión parcial del componente i contribuye a la presión total de la mezcla, se utiliza la ecuación de gas ideal para definir la presión del componente i y la presión total de la mezcla

$$P_i = \frac{N_i R_u T_i}{V_i} \quad \text{y} \quad P_{\text{mezcla}} = \frac{N_{\text{mezcla}} R_u T_{\text{mezcla}}}{V_{\text{mezcla}}}$$

donde, la temperatura del componente i es igual a la temperatura de la mezcla y el volumen del componente i es igual al volumen de la mezcla.

Entonces, la relación de la presión parcial con respecto a la presión de la mezcla, es igual a la relación del número de moles del componente i entre el número de moles de la mezcla

$$\frac{P_i}{P_{\text{total}}} = \frac{N_i}{N_{\text{total}}}$$

Pero la relación entre los moles de algún componente de la mezcla y el total de moles de la mezcla es la fracción molar de este componente. Entonces, la presión parcial de cada componente se expresa de la siguiente manera

$$P_i = y_i P_{\text{total}} \quad (3.23)$$

Sustituyendo la presión parcial de A , B , C y D de la ec. (3.23) en la constante de equilibrio en función de las presiones parciales, se obtiene la constante de equilibrio en función de las fracciones molares

$$K_y = \frac{[y_C]^c [y_D]^d}{[y_A]^a [y_B]^b} P_T^{\Delta N} \quad (3.24)$$

3.3. Relación entre la energía libre de Gibbs y el equilibrio químico

Para comprender la relación entre la energía libre de Gibbs y el equilibrio químico se parte de la ec. (3.9). Esta relación establece que una reacción química se encuentra en equilibrio, por lo cual, la energía libre de Gibbs ($\Delta_r G$) debe ser igual a cero, lo que significa que la reacción sólo se rige por la energía libre de Gibbs estándar ($\Delta_r G^0$). Esta energía libre de Gibbs estándar se expresa como

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \ln \left(\frac{N_{reac}}{N_{prod}} \right) \quad (3.25)$$

o bien

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 [\ln(N_{reac}) - \ln(N_{prod})] \quad (3.26)$$

El número de moles de los reactivos y de los productos se reescriben como

$$N_{reac} = N_A \left(\frac{P_{reac}}{P_A} \right) + N_B \left(\frac{P_{reac}}{P_B} \right); \quad N_{prod} = N_C \left(\frac{P_{prod}}{P_C} \right) + N_D \left(\frac{P_{prod}}{P_D} \right)$$

Sustituyendo el número de moles de los reactivos y de los productos en la ec. (3.26)

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \left\{ \left[\ln \left(N_A \frac{P_{reac}}{P_A} \right) + \ln \left(N_B \frac{P_{reac}}{P_B} \right) \right] - \left[\ln \left(N_C \frac{P_{prod}}{P_C} \right) + \ln \left(N_D \frac{P_{prod}}{P_D} \right) \right] \right\} \quad (3.27)$$

Por la propiedad los logaritmos, $\ln(a)^n = n \ln(a)$, la ec. (3.27) se reescribe como

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \left\{ \left[\ln \left(\frac{P^0}{P_A} \right)^{N_A} + \ln \left(\frac{P^0}{P_B} \right)^{N_B} \right] - \left[\ln \left(\frac{P^0}{P_C} \right)^{N_C} + \ln \left(\frac{P^0}{P_D} \right)^{N_D} \right] \right\} \quad (3.28)$$

donde, la presión de los reactivos y de los productos corresponde a la presión estándar ($P^0=1.01325$ bar).

A la ec. (3.28) se le aplica la propiedad de los logaritmos, $\ln(a/b) = \ln(a) - \ln(b)$, y agrupando términos, la ecuación se expresa como

$$\begin{aligned} \Delta_r G^0 = -R_u T^0 \{ & [\ln(P_C)^{N_C} + \ln(P_D)^{N_D} - \ln(P_A)^{N_A} - \ln(P_B)^{N_B}] \\ & + [\ln(P^0)^{N_A} + \ln(P^0)^{N_B} - \ln(P^0)^{N_C} - \ln(P^0)^{N_D}] \} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Y de la propiedad de $\ln(ab) = \ln(a) + \ln(b)$, la ec. (3.29) se reescribe como

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \{ [\ln(P_C^{N_C} P_D^{N_D}) - \ln(P_A^{N_A} P_B^{N_B})] + [\ln(P^0)^{N_A+N_B-N_C-N_D}] \} \quad (3.30)$$

o bien

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \left[\ln \frac{P_C^{N_C} P_D^{N_D}}{P_A^{N_A} P_B^{N_B}} + \ln(P^0)^{N_A+N_B-N_C-N_D} \right] \quad (3.31)$$

Recordando que, la constante de equilibrio en función de las presiones parciales es el cociente entre las presiones de los elementos de los productos y las presiones de los elementos de los reactivos, entonces

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 [\ln(K_P) + \ln(P^0)^{\Delta N}] \quad (3.32)$$

Por la ley de acción de masas, cuando la diferencia en el número de moles de los productos y reactivos gaseosos es cero, es decir, $\Delta N = 0$, el término correspondiente al logaritmo natural de la relación entre las presiones parciales desaparece, ya que $\ln(1) = 0$. En este caso, la energía libre de Gibbs estándar ($\Delta_r G^0$) para la reacción en equilibrio se puede expresar como

$$\Delta_r G^0 = -R_u T^0 \ln(K_P) \quad (3.33)$$

o bien

$$\ln(K_P) = -\frac{\Delta_r G^0}{R_u T^0} \quad (3.34)$$

Para la constante de equilibrio en función de una temperatura diferente a la temperatura estándar, ésta se define como

$$\Delta_r G^0(T) = -R_u T \ln K_P(T) \quad (3.35)$$

La expresión anterior representa la relación de la energía libre de Gibbs y la constante de equilibrio en función de las fracciones molares a condiciones diferentes de presión y temperatura estándar.

3.4. Cámara de combustión

Una cámara de combustión es un componente fundamental en los motores de combustión interna y en las turbinas de gas, donde se lleva a cabo la quema controlada de combustible en presencia de un oxidante (generalmente aire).

Una cámara de combustión está compuesta por varios elementos que permiten un funcionamiento eficiente y seguro. En la Fig. (3.2) se muestra cada uno de los elementos que conforman a la cámara de combustión.

- **Entrada de aire:** Esta sección se localiza en la carcasa interior donde ingresa el aire al interior de la cámara de combustión.
- **Inyector de combustible:** El combustible es inyectado en la cámara de combustión de manera precisa, ya sea en forma de vapor o aerosol. Los inyectores aseguran que el combustible se distribuya de manera homogénea y se mezcle bien con el aire.
- **Zona primaria:** Es la región en la que se lleva a cabo la mayor parte de la combustión, es decir, se forma la mezcla de aire-combustible y posteriormente se produce la ignición o encendido, lo que da inicio a la reacción de combustión. En esta zona se genera la mayor cantidad de calor, debido a la alta concentración de combustible, lo que implica

que alcanza la temperatura más alta en todo el sistema, conocida como la temperatura de flama adiabática. Además, aquí se generan los gases de combustión como el dióxido de carbono (CO_2), el vapor de agua (H_2O) y, dependiendo de las condiciones, también se forman otros contaminantes como el monóxido de carbono (CO) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). La alta temperatura también favorece la formación de NO_x , lo que debe ser controlado.

- **Zona secundaria:** La zona secundaria es donde se inyecta más aire para continuar el proceso de combustión. En esta zona, entra un porcentaje adicional de aire, que se mezcla con los gases que resultan de la zona primaria. Al añadir aire, la temperatura de los gases comienza a disminuir ligeramente, evitando un sobrecalentamiento de la cámara y controlando la producción de contaminantes como el NO_x . Este enfriamiento controlado es importante porque garantiza la durabilidad de los materiales de la cámara.
- **Zona terciaria:** La zona terciaria es la etapa final antes de que los gases de combustión salgan de la cámara. Aquí se introduce el aire restante, con el fin de, disminuir la temperatura de los gases.
- **Salida de gases:** Esta sección corresponde a la etapa final de todo el proceso de combustión, en la cual los gases resultantes salen del sistema. Estos gases pueden dirigirse hacia un proceso posterior, como un motor de combustión interna o una turbina, o bien, liberarse directamente al medio ambiente. Los gases que se expulsan de la cámara de combustión y son enviados al medio ambiente se denominan gases de escape.

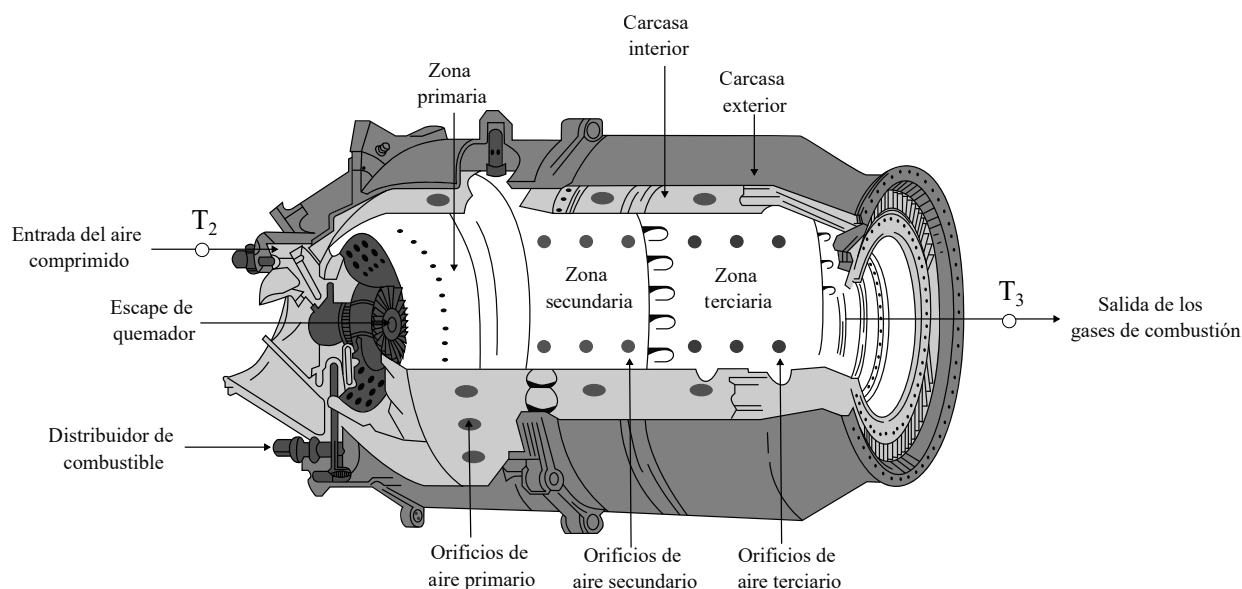
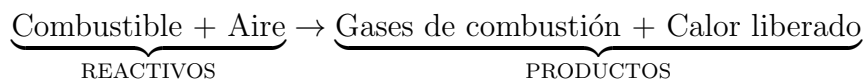


Figura 3.2: Componentes de una cámara de combustión

Dentro de la cámara de combustión se lleva a cabo una reacción que permite transformar la energía química que contiene un combustible en energía térmica. Para llevar a cabo el proceso de transformación de la energía, se requieren de tres elementos el combustible, el comburente y la energía de activación.

En la reacción exotérmica, los reactivos se conforman del combustible (Petróleo, gas natural, carbón, etc) y del comburente (oxígeno contenido en el aire), al reaccionar estos dos elementos de los reactivos se desprende calor y en los productos se obtiene gases de combustión. La reacción de combustión se representa como



La combustión es una reacción química, donde, el combustible reacciona con el oxígeno contenido en el aire. Esta reacción se puede clasificar según las características de los componentes del proceso de combustión. La primera clasificación se basa en las características de los productos, dividiéndose en combustión completa e incompleta. La segunda clasificación se asocia con el agente oxidante y se distingue entre combustión estequiométrica o teórica y combustión real.

La combustión completa implica la oxidación total del combustible, es decir, todo el carbono se transforma en bióxido de carbono (CO_2), todo el hidrógeno en agua (H_2O), el nitrógeno se transforma en nitrógeno diatómico (N_2) y el azufre se transforma en dióxido de azufre (SO_2). Por lo tanto, los gases de combustión no deben contener ningún compuesto del combustible. En este tipo combustión, el oxígeno contenido en el aire es suficiente para reaccionar con el combustible.

Por el contrario, la combustión incompleta ocurre cuando no todos los componentes del combustible se oxidan. Esto sucede porque al momento de reaccionar, los reactivos no contienen suficiente oxígeno para la reacción. En los productos de la combustión contiene monóxido de carbono (CO) e hidrógeno (H_2).

Para la clasificación de acuerdo a la estequiometría de los reactivos, hay dos tipos: la combustión teórica o estequiométrica y la combustión real o con exceso de aire.

La combustión teórica o estequiométrica se refiere a una reacción en la que, los reactivos están en proporciones estequiométricas exactas para reaccionar entre sí, es decir, existe la cantidad de oxígeno necesaria para la oxidación de los componentes del combustible. El oxígeno necesario para llevar a cabo la combustión se conoce como aire estequiométrico o teórico. A menudo se confunde que, la combustión completa es igual a la combustión estequiométrica. Si bien, una combustión completa significa que los componentes que conforman la mezcla del combustible se convierten en productos cuando hay suficiente oxígeno; y la combustión estequiométrica implica que, la mezcla del combustible reacciona por completo sin necesidad de agregar una cantidad extra de oxígeno. En otras palabras, una reacción estequiométrica no garantiza que la reacción sea completa.

Por otra parte, la combustión real o con exceso de aire, como su nombre lo indica, se requiere mayor cantidad de aire en comparación a la combustión estequiométrica para llevar a cabo la reacción, al igual que la combustión completa se obtienen los mismos productos y se agrega el oxígeno diatómico (O_2). A la cantidad adicional de aire con respecto al aire estequiométrico se le llama exceso de aire, λ . El aire estequiométrico más el exceso de aire se define como

$$1 + \lambda \tag{3.36}$$

De acuerdo con las clasificaciones, el combustible y el aire están estrechamente ligados, y su comportamiento permite determinar si se tiene una combustión completa, una combustión incompleta o una combustión estequiométrica. Por esta razón, la relación entre el aire y el combustible es esencial para garantizar una combustión eficiente. La relación combustible-aire es la relación entre la masa de combustible y la masa de aire, entonces

$$rca = \frac{m_{comb}}{m_{aire}} \quad (3.37)$$

o bien, la relación combustible-aire es el inverso de la relación aire-combustible.

$$rca = \frac{1}{rac} \quad (3.38)$$

3.5. Elementos de la combustión

Como se mencionó anteriormente, los agentes que se involucran en el proceso de combustión es el combustible y el aire que forman parte de los reactivos de la reacción. A continuación se describen las características del combustible y el aire.

3.5.1. Combustible

Un combustible es una mezcla de compuestos formados principalmente por átomos de hidrógeno y carbono, como CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , entre otros. Estos compuestos, constituidos por hidrógeno y carbono, se conocen como hidrocarburos. Sin embargo, no todos los compuestos que forman un combustible tienen esta estructura; también pueden contener otros elementos, como oxígeno, nitrógeno, azufre, entre otros.

Dado que el combustible es una mezcla de compuestos, es necesario simplificar su composición reduciendo el conjunto de compuestos a un único componente representativo que englobe a todos los presentes. Esta forma compacta depende de los componentes específicos de la mezcla y de su número de moles. Por ejemplo, para un combustible que contiene únicamente hidrocarburos, su forma reducida sería C_nH_m . Por otro lado, si el combustible incluye hidrocarburos, oxígeno y nitrógeno, su forma reducida es $\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l\text{N}_k$.

Como se puede observar, a medida que aumenta la cantidad de componentes en la mezcla, la forma reducida del combustible se ajusta para incluir todos los elementos estables involucrados. Por ejemplo, para un combustible que contiene diferentes hidrocarburos, nitrógeno, sulfuro de hidrógeno y dióxido de carbono, su forma compacta se representa de la siguiente manera:

$$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l\text{N}_k\text{S}_j \quad (3.39)$$

donde, n , m , l , k y j es el número de átomos del carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre, respectivamente, contenidos en el combustible.

Individualmente, el combustible no genera una reacción química que libere calor, por esta razón, el combustible interactúa con aire u oxígeno para emitir calor y así ser la fuente primaria para los motores de combustión interna.

No obstante, el uso de combustible trae consigo una serie de problemáticas ambientales, como el calentamiento global, la acidificación, la lluvia ácida y la contaminación del aire y del agua. De los compuestos más comunes es la producción de monóxido de carbono (CO) y dióxido de carbono (CO_2), que son gases de efecto invernadero, que contribuye al calentamiento global. También, la quema incompleta del combustible genera contaminantes atmosféricos, como óxidos nítricos (NO), óxidos de nitrógeno (NO_x) y compuestos orgánicos volátiles (COV), que contribuyen a la formación de smog; además, en una combustión incompleta se produce hidrocarburos que no se han oxidado completamente como el metano (CH_4), el etileno (C_2H_4) y el propileno (C_3H_6).

Por otra parte, los elementos derivados del combustible no sólo traen problemas ambientales, sino también, impactos negativos de salud pública como enfermedades respiratorias y cáncer, entre otras.

3.5.2. Aire

Otro componente de los reactivos es el aire, que sirve como oxidante de la reacción. El aire al igual que el combustible es una mezcla de elementos, principalmente de nitrógeno diatómico (79 %) y oxígeno diatómico (21 %). Dentro de la composición del aire existen otros gases en menor cantidad como el argón, el dióxido de carbono, vapor de agua, neón, helio, metano, kriptón, hidrógeno, xenón y ozono, entre otros.

Dentro de los elementos que conforman el aire, el oxígeno es el más importante, ya que actúa como agente oxidante y permite que se lleve a cabo la reacción de combustión. La composición del aire se expresa como

$$n_1O_2 + n_2N_2 + n_3Ar + n_4CO_2 + n_5H_2O = 1 \text{ mol de aire} \quad (3.40)$$

Por la importancia del oxígeno en la reacción de combustión, la composición del aire se expresa en función del número de moles del oxígeno, n_1

$$O_2 + \frac{1}{n_1} [n_2N_2 + n_3Ar + n_4CO_2 + n_5H_2O] = \frac{1}{n_1} \text{ mol de aire} \quad (3.41)$$

o bien

$$O_2 + \alpha_1N_2 + \alpha_2Ar + \alpha_3CO_2 + \alpha_4H_2O = \alpha_5 \text{ de aire} \quad (3.42)$$

donde, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ y α_5 representan la relación entre el número de moles del nitrógeno, el argón, el dióxido de carbono y el agua con respecto al número de moles del oxígeno.

La ec. (3.42) muestra el número de moles de nitrógeno, argón, dióxido de carbono y agua presentes en el aire con relación a un mol de oxígeno, es decir, indica cuántos moles de estos elementos deben estar presentes en la mezcla de aire para que haya un mol de oxígeno disponible para reaccionar con el combustible.

Existe una relación entre el número de moles, ya sea, por componente o de la mezcla total del aire con su peso molecular, ya que, un mol sólo representa el contenido del número de partículas (átomos, moléculas, etc.) del elemento. Sin embargo, el peso molecular es la relación entre la masa del componente y su número de moles. Calcular esta relación es fundamental en procesos químicos, ya que permite convertir entre la cantidad de sustancia en moles y su masa en gramos.

Existe una relación directa entre el número de moles de un componente específico o de la mezcla total de aire, y su peso molecular, ya que un mol representa la cantidad de partículas (átomos, moléculas, etc.) de un elemento. El peso molecular es la masa de una molécula de un componente. Calcular esta relación es fundamental en los procesos químicos, permite convertir entre la cantidad de sustancia en moles y su masa en gramos. El peso molecular del aire es el producto del número de moles de los elementos que conforman el aire, por su peso molecular de cada elemento. Dada las matrices α y $\mathbf{PM}$, de dimensiones $1 \times j$ e $i \times 1$; con el producto de ambas matrices se obtiene el peso molecular del aire.

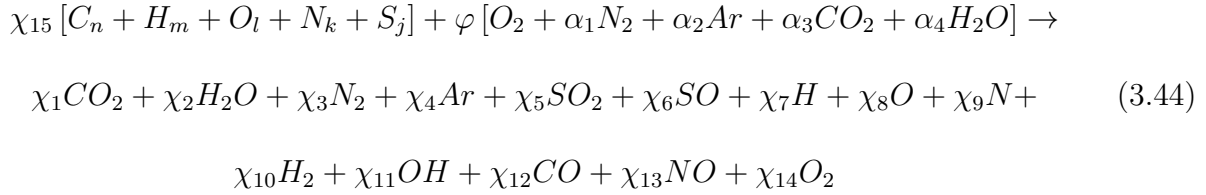
$$\mathbf{PM}_{aire(1 \times 1)} = \alpha_{(1 \times j)} \mathbf{PM}_{(i \times 1)} \quad (3.43)$$

donde, $\mathbf{PM}$ es la matriz del peso molecular de cada uno de los elementos que conforman al aire y α son las fracciones volumétricas.

3.6. Estequiometría de la combustión primaria

En la sección (3.5) se mencionó que, para llevar a cabo la reacción de combustión se requiere de un combustible y aire. Estos componente reaccionan entre sí a través de la energía de activación, lo que resulta en la formación de gases de combustión y de la liberación de calor. La energía de activación es necesaria para iniciar la reacción, en donde, se rompe las moléculas del combustible y el oxígeno del aire dando lugar a nuevas moléculas que forman a los productos, además, se libera energía producida por la reacción en forma de calor.

Retomando las ecs. (3.39) y (3.42), la reacción de combustión se escribe como



donde, $\chi_i = 1, 2, \dots, 14$, son el número de moles de los componentes que conforman los gases de combustión, y χ_{15} es el número de moles del combustible.

En la ec. (3.44) se observa que la composición del aire está acompañada del coeficiente estequiométrico φ . Este coeficiente estequiométrico representa a la relación entre el número de moles del aire, ξ , y la relación de equivalencia, Φ

$$\varphi = \frac{\xi}{\Phi} \quad (3.45)$$

La relación de equivalencia es un parámetro utilizado en las reacciones de combustión que describe la cantidad de aire que se debe suministrar en comparación con la cantidad ideal necesaria para una combustión completa. En otras palabras, la relación de equivalencia representa una forma adimensional de la relación combustible-aire. Esta relación determina, como se mencionó, si la combustión es completa, incompleta o estequiométrica. Entonces la relación de equivalencia se expresa como

$$\Phi = \frac{rca_{real}}{rca_{est}} \quad (3.46)$$

o bien, en función de la relación aire-combustible

$$\Phi = \frac{rac_{est}}{rac_{real}} \quad (3.47)$$

La relación de equivalencia representa a la cantidad de aire que se debe suministrar en comparación con la cantidad de aire teórica o estequiométrica necesaria para lograr una combustión completa. Sin embargo, en muchas ocasiones no se alcanza dicha combustión completa, lo que sugiere la necesidad de agregar un exceso de aire con respecto al aire estequiométrico. Para determinar la cantidad de exceso de aire requerido para una reacción real que se considere completa, se relaciona la relación de aire real (rac_{real}) con la relación de aire estequiométrico (rac_{est}).

$$rac_{real} = (1 + \lambda)rac_{est} \quad (3.48)$$

Entonces, reescribiendo el exceso de aire suministrado en una reacción real en función de la relación de equivalencia, se expresa como

$$\lambda = \frac{1 - \Phi}{\Phi} \quad (3.49)$$

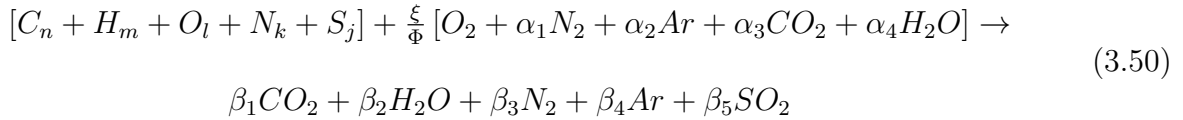
Al analizar la ec. (3.49), se deduce que

- Si $\Phi = 1$, entonces , $\lambda = 0$; lo que indica que no se agrega exceso de aire, es decir, se dispone de la cantidad exacta de aire necesaria para la combustión teórica o estequiométrica.
- Si $\Phi > 1$, entonces , $\lambda < 0$; hay deficiencia de aire, lo que implica que no hay suficiente oxígeno para quemar todo el combustible, lo que podría generar una combustión incompleta.
- Si $\Phi < 1$, entonces , $\lambda > 0$; representa que se tiene un exceso de aire y que todo el combustible se quema, lo que va a representar una combustión completa.

3.6.1. Reactivos combustible - aire

Como se muestra en la ec. (3.44), los reactivos de la reacción de combustión se conforman por combustible con una composición $C_nH_mO_lN_kS_j$ y el aire que está formado por O_2 , N_2 , Ar , CO_2 y H_2O . En esta ecuación, el aire está en función de su coeficiente estequiométrico (relación del número de moles y la relación de equivalencia).

Sustituyendo la ec. (3.45) en la ec. (3.44) bajo la consideración de que se tiene un mol de combustible, la ecuación de combustión se expresa como



De la ec. (3.50), se plantea el balance de moles de la reacción de combustión.

$$\begin{aligned} C : \quad n + \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_3 &= \beta_1 \\ H : \quad m + 2 \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_4 &= 2\beta_2 \\ O : \quad l + 2 \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) + 2 \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_3 + \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_4 &= 2\beta_1 + \beta_2 + 2\beta_5 \\ N : \quad k + 2 \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_1 &= 2\beta_3 \\ S : \quad j &= \beta_5 \\ Ar : \quad \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_2 &= \beta_4 \end{aligned} \quad (3.51)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado en la ec. (3.51), para obtener el número

de moles de los gases de combustión, χ_i .

$$\beta_1 = n + \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_3 \quad (3.52)$$

$$\beta_2 = \frac{m}{2} + \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_4 \quad (3.53)$$

$$\beta_3 = \frac{k}{2} + 2 \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_1 \quad (3.54)$$

$$\beta_4 = \left(\frac{\xi}{\Phi}\right) \alpha_2 \quad (3.55)$$

$$\beta_5 = j \quad (3.56)$$

Del balance general de moles para el oxígeno de la ec. (3.51), se sustituye los moles χ_1 , χ_2 y χ_5 , es decir, se sustituye las ecs. (3.52), (3.53) y (3.56), y así se obtiene el coeficiente estequiométrico del aire.

$$\varphi = \frac{\xi}{\Phi} = \frac{1}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} + j - \frac{l}{2} \right) \quad (3.57)$$

Si se considera que la combustión es estequiométrica, es decir, $\phi = 1$, se obtiene el número de moles del aire

$$\left[\varphi = \xi = n + \frac{m}{4} + j - \frac{l}{2} \right]_{\Phi=1} \quad (3.58)$$

Sustituyendo el número de moles del aire, en la ec. (3.50)

$$\begin{aligned} & [C_n + H_m + O_l + N_k + S_j] + \\ & \frac{1}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} + j - \frac{l}{2} \right) [O_2 + \alpha_1 N_2 + \alpha_2 Ar + \alpha_3 CO_2 + \alpha_4 H_2O] \rightarrow \end{aligned} \quad (3.59)$$

$$\beta_1 CO_2 + \beta_2 H_2O + \beta_3 N_2 + \beta_4 Ar + \beta_5 SO_2$$

Haciendo un cambio de variable en el coeficiente estequiométrico del aire de la ec. (3.59), se obtiene

$$\begin{aligned} & [C_n + H_m + O_l + N_k + S_j] + r [O_2 + \alpha_1 N_2 + \alpha_2 Ar + \alpha_3 CO_2 + \alpha_4 H_2O] \rightarrow \\ & \beta_1 CO_2 + \beta_2 H_2O + \beta_3 N_2 + \beta_4 Ar + \beta_5 SO_2 \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$\text{donde, } r = \frac{1}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} + j - \frac{l}{2} \right)$$

Para agrupar los reactivos de la ec. (3.60), el primer paso es transformar el oxígeno monoatómico y nitrógeno monoatómico en moléculas diatómicas, es decir

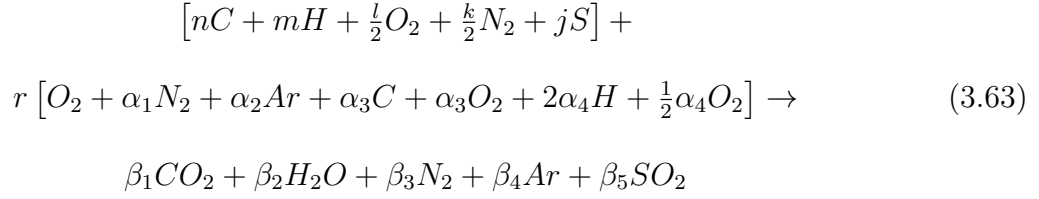
$$O_l = \frac{1}{2} O_2 \quad \text{y} \quad N_k = \frac{1}{2} N_2$$

El segundo paso es disociar o descomponer las moléculas del dióxido de carbono y del agua que son parte de la composición, entonces la disociación se expresa como

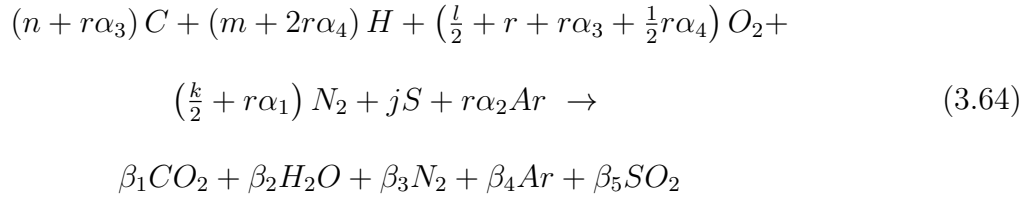
$$r \alpha_3 CO_2 \rightarrow r \alpha_3 C + r \alpha_3 O_2 \quad (3.61)$$

$$r \alpha_4 H_2O \rightarrow 2r \alpha_4 H + \frac{r}{2} \alpha_4 O_2 \quad (3.62)$$

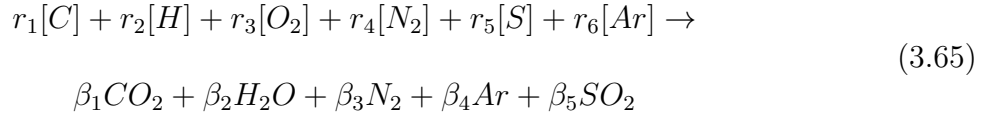
Sustituyendo las moléculas diatómicas del oxígeno y nitrógeno, y la disociación del dióxido de carbono y el agua en la ec. (3.60)



Agrupando los términos de la ec. (3.63)



Haciendo un cambio de variable en los reactivos de la ec. (3.64)

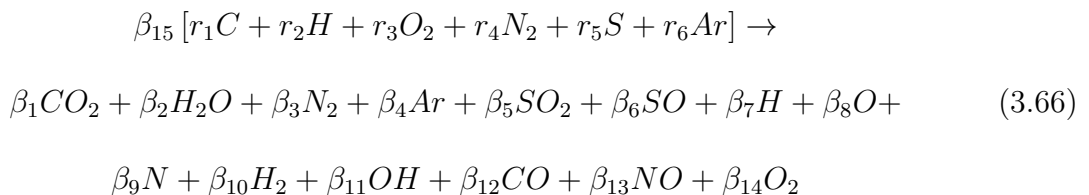


donde r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 y r_6 son

$r_1 = n + r\alpha_3$	$r_4 = \frac{k}{2} + r\alpha_1$	$r_5 = j$
$r_2 = m + 2r\alpha_4$	$r_3 = \frac{l}{2} + r + r\alpha_3 + \frac{1}{2}r\alpha_4$	$r_6 = r\alpha_2$

3.6.2. Productos

En la sección (3.6.1) se realizaron una serie de pasos para obtener la forma reducida de los reactivos. Este proceso consistió en combinar los moles del combustible que ingresan a la cámara de combustión con los moles de aire, simplificando así la composición de los reactivos en la forma $CHONSAr$. Ahora bien, en esta sección se analizan los productos de la reacción de combustión, los cuales están compuestos por 14 componentes y se utiliza la forma reducida de los reactivos. La reacción de combustión con 14 componentes en los productos, se expresa como



Haciendo el balance de moles a la ec. (3.66)

$$\begin{aligned}
 C : \quad r_1\beta_{15} &= \beta_1 + \beta_{12} \\
 H : \quad r_2\beta_{15} &= 2\beta_2 + \beta_7 + 2\beta_{10} + \beta_{11} \\
 O : \quad 2r_3\beta_{15} &= 2\beta_1 + \beta_2 + 2\beta_5 + \beta_6 + \beta_8 + \beta_{11} + \beta_{12} + \beta_{13} + 2\beta_{14} \\
 N : \quad 2r_4\beta_{15} &= 2\beta_3 + \beta_9 + \beta_{13} \\
 S : \quad r_5\beta_{15} &= \beta_5 + \beta_6 \\
 Ar : \quad r_6\beta_{15} &= \beta_4
 \end{aligned} \tag{3.67}$$

donde, β_i , $i = 1, \dots, 15$, representa el número de moles de los componentes de los gases de combustión, así como los moles del combustible.

Al analizar el sistema de ecuaciones derivado del balance de moles de la reacción, se observa que está compuesto por 6 ecuaciones y 15 incógnitas, lo que impide que el sistema se resuelva de manera única y que se determine el número de moles de los 14 componentes de los gases de combustión, así como los moles del combustible. Para encontrar una solución al sistema de ecuaciones, se propone transformar el balance de moles a un balance basado en las fracciones molares de sus componentes. Esto permitiría incorporar conceptos como la energía libre de Gibbs, el equilibrio químico y las constantes de equilibrio expresadas en términos de fracciones molares. De este modo, se obtendrían las ecuaciones adicionales necesarias para resolver el sistema de ecuaciones y determinar el número de moles de los componentes de los gases de combustión. El balance de la reacción de se expresa como

$$\begin{aligned}
 C : \quad r_1\chi_{15} &= \chi_1 + \chi_{12} \\
 H : \quad r_2\chi_{15} &= 2\chi_2 + \chi_7 + 2\chi_{10} + \chi_{11} \\
 O : \quad 2r_3\chi_{15} &= 2\chi_1 + \chi_2 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_8 + \chi_{11} + \chi_{12} + \chi_{13} + 2\chi_{14} \\
 N : \quad 2r_4\chi_{15} &= 2\chi_3 + \chi_9 + \chi_{13} \\
 S : \quad r_5\chi_{15} &= \chi_5 + \chi_6 \\
 Ar : \quad r_6\chi_{15} &= \chi_4
 \end{aligned} \tag{3.68}$$

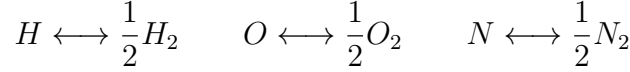
donde χ_i , $i = 1, \dots, 15$, representa las fracciones molares de los componentes de los gases de combustión de la primera cámara, así como la fracción molar de los reactivos.

Además del sistema de ecuaciones derivado del balance de moles en la reacción de combustión, se establece que, la suma de las fracciones molares de los 14 componentes presentes en los gases de combustión debe ser igual a uno. Esto se expresa como

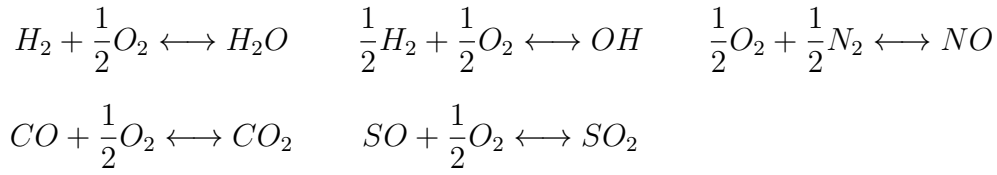
$$\sum_{i=1}^{14} \chi_i = 1 \tag{3.69}$$

Al combinar las ecuaciones (3.68) y (3.69), se obtiene un sistema de 7 ecuaciones con 15 incógnitas. Por lo tanto, para resolver dicho sistema, es necesario incorporar 8 ecuaciones adicionales, lo que permitirá determinar el número de moles de los componentes de los gases de combustión. Para obtener las 8 ecuaciones faltantes, se emplean los conceptos de equilibrio químico, energía libre de Gibbs y la constante de equilibrio en función de las fracciones molares, como se describe en la sección (3.2). El equilibrio químico en la reacción de combustión permite calcular las fracciones molares de los productos cuando la reacción alcanza un estado en el que las velocidades de las reacciones directa e inversa son iguales. Este equilibrio es fundamental para determinar las condiciones finales de la reacción, ya que asegura que las proporciones de los productos reflejen un estado estable y energético mínimo.

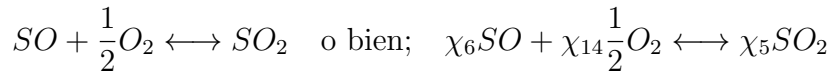
Para plantear las 8 ecuación faltantes que permitan que el sistema de ecuaciones tenga solución, primero se analizan los productos de reacción de combustión; donde se observa que, en los productos, algunos elementos pueden reaccionar entre sí. Esto implica que los átomos individuales de hidrógeno, oxígeno y nitrógeno se combinan para formar moléculas diatómicas, como H_2 , O_2 y N_2 , respectivamente. Este proceso refleja la tendencia natural de estos elementos a estabilizarse formando enlaces covalentes en estado molecular



Por otra parte, con los productos se forman reacciones de disociación del agua, dióxido de carbono, hidróxido, monóxido de nitrógeno y dióxido de azufre



Una vez estabilizados el hidrógeno, el oxígeno y el nitrógeno, y disociadas las moléculas de agua, dióxido de carbono, hidróxido, monóxido de nitrógeno y dióxido de azufre, se plantean sus constantes de equilibrio en función de las fracciones molares, como se muestra en la ecuación (3.24). Para ejemplificar la definición de las constantes de equilibrio en función de las fracciones molares, se toma como ejemplo a la reacción de disociación del dióxido de azufre. Para cada uno de los componentes de la reacción disociada le corresponde una fracción molar, es decir



Entonces, si la constante de equilibrio se compone del cociente de las fracciones molares de los productos entre los reactivos y cada uno de ellos se eleva a su número de moles, además, se multiplica por la presión de la mezcla elevada a la diferencia de moles de los productos menos reactivos. Entonces para la reacción disociada el producto es el dióxido de azufre y los reactivos son monóxido de carbono y el oxígeno

$$K_y = \frac{[y_C]^c [y_D]^d}{[y_A]^a [y_B]^b} P_T^{\Delta n}; \quad \text{entonces,} \quad K_{SO_2} = \left[\frac{[\chi_5]^1}{([\chi_6]^1 (\chi_{14})^{\frac{1}{2}})} \right] P^{1-(1+\frac{1}{2})} = \left[\frac{\chi_5}{(\chi_6) (\chi_{14})^{\frac{1}{2}}} \right] \frac{1}{P^{\frac{1}{2}}}$$

El procedimiento descrito para obtener la constante de equilibrio de las fracciones molares de la reacción de disociación del dióxido de azufre, se aplica para el resto de la ecuaciones de disociación y las reacciones de estabilización. Las constantes de equilibrio se expresan como

$$\begin{aligned} K_H &= \left[\frac{\chi_7}{(\chi_{10})^{\frac{1}{2}}} \right] P^{\frac{1}{2}} & K_{OH} &= \left[\frac{\chi_{11}}{(\chi_{10})^{\frac{1}{2}} (\chi_{14})^{\frac{1}{2}}} \right] & K_{H_2O} &= \left[\frac{\chi_2}{(\chi_{10}) (\chi_{14})^{\frac{1}{2}}} \right] \frac{1}{P^{\frac{1}{2}}} \\ K_O &= \left[\frac{\chi_8}{(\chi_{14})^{\frac{1}{2}}} \right] P^{\frac{1}{2}} & K_{NO} &= \left[\frac{\chi_{13}}{(\chi_{14})^{\frac{1}{2}} (\chi_3)^{\frac{1}{2}}} \right] & K_N &= \left[\frac{\chi_9}{(\chi_3)^{\frac{1}{2}}} \right] P^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$K_{CO_2} = \left[\frac{\chi_1}{(\chi_{12})(\chi_{14})^{\frac{1}{2}}} \right] \frac{1}{P^{\frac{1}{2}}}$$

De las expresiones de las constantes de equilibrio, se despejan las fracciones molares χ_1 , χ_2 , χ_5 , χ_7 , χ_8 , χ_9 , χ_{11} y χ_{13}

$$\begin{aligned} \chi_1 &= (\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2} K_{CO_2} P^{1/2} & \chi_8 &= (\chi_{14})^{1/2} \frac{K_O}{P^{1/2}} \\ \chi_2 &= (\chi_{10})(\chi_{14})^{1/2} K_{H_2O} P^{1/2} & \chi_9 &= (\chi_3)^{1/2} \frac{K_N}{P^{1/2}} \\ \chi_5 &= (\chi_6)(\chi_{14})^{1/2} K_{SO_2} P^{1/2} & \chi_{11} &= (\chi_{10})^{1/2}(\chi_{14})^{1/2} K_{OH} \\ \chi_7 &= (\chi_{10})^{1/2} \frac{K_H}{P^{1/2}} & \chi_{13} &= (\chi_3)^{1/2}(\chi_{14})^{1/2} K_{NO} \end{aligned}$$

Haciendo un cambio de variable en las expresiones de χ_1 , χ_2 , χ_5 , χ_7 , χ_8 , χ_9 , χ_{11} y χ_{13}

$$\begin{aligned} \chi_1 &= (\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2} C_1 & \chi_8 &= (\chi_{14})^{1/2} C_8 \\ \chi_2 &= (\chi_{10})(\chi_{14})^{1/2} C_2 & \chi_9 &= (\chi_3)^{1/2} C_9 \\ \chi_5 &= (\chi_6)(\chi_{14})^{1/2} C_5 & \chi_{11} &= (\chi_{10})^{1/2}(\chi_{14})^{1/2} C_{11} \\ \chi_7 &= (\chi_{10})^{1/2} C_7 & \chi_{13} &= (\chi_3)^{1/2}(\chi_{14})^{1/2} C_{13} \end{aligned} \quad (3.70)$$

donde

$C_1 = K_{CO_2} P^{1/2}$	$C_2 = K_{H_2O} P^{1/2}$	$C_5 = K_{SO_2} P^{1/2}$	$C_7 = \frac{K_H}{P^{1/2}}$
$C_8 = \frac{K_O}{P^{1/2}}$	$C_9 = \frac{K_N}{P^{1/2}}$	$C_{11} = K_{OH}$	$C_{13} = K_{NO}$

De la ec. (3.68), se despeja a la fracción molar de los recursos, (χ_{15}) , que se obtuvo del balance de moles del carbono.

$$\chi_{15} = \frac{1}{r_1} (\chi_1 + \chi_{12}) \quad (3.71)$$

Sustituyendo la ec. (3.71) en el balance del Ar de la ec. (3.68)

$$\chi_4 = \frac{r_6}{r_1} (\chi_1 + \chi_{12}) \quad (3.72)$$

Sustituyendo la fracción molar del combustible, χ_{15} , en el sistema de ecuaciones en función de las fracciones molares (3.68) e igualando a cero, se obtiene un nuevo sistema de ecuaciones. A este nuevo sistema de ecuaciones se le realiza un cambio de variable, expresándose de la siguiente manera

$$2\chi_2 + \chi_7 + 2\chi_{10} + \chi_{11} - Z_1 (\chi_1 + \chi_{12}) = 0 \quad (3.73)$$

$$2\chi_1 + \chi_2 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_8 + \chi_{11} + \chi_{12} + \chi_{13} + 2\chi_{14} - 2Z_2 (\chi_1 + \chi_{12}) = 0 \quad (3.74)$$

$$2\chi_3 + \chi_9 + \chi_{13} - 2Z_3 (\chi_1 + \chi_{12}) = 0 \quad (3.75)$$

$$\chi_5 + \chi_6 - Z_4 (\chi_1 + \chi_{12}) = 0 \quad (3.76)$$

donde

$$Z_1 = \frac{r_2}{r_1}; \quad Z_2 = \frac{r_3}{r_1}; \quad Z_3 = \frac{r_3}{r_1}; \quad Z_4 = \frac{r_4}{r_1}$$

NOTA: Las expresiones de r_1 , r_2 , r_3 y r_4 se demuestran en la sección (3.6.1).

Igualando a cero la ec. (3.69) que representa a la sumatoria de las fracciones molares de los productos.

$$\sum_{i=1}^{14} \chi_i - 1 = 0 \quad (3.77)$$

Sustituyendo las fracciones molares $\chi_1, \chi_2, \chi_5, \chi_7, \chi_8, \chi_9, \chi_{11}$ y χ_{13} expresadas en la ec. (3.70) en las ecs. (3.73), (3.74), (3.75), (3.76) y (3.77). Al sustituir las fracciones molares, se tiene un sistema con 5 ecuaciones con 5 incógnitas, $\chi_3, \chi_6, \chi_{10}, \chi_{12}$ y χ_{14}

$$2(\chi_{10})(\chi_{14})^{1/2}C_2 + (\chi_{10})^{1/2}C_7 + 2(\chi_{10}) + (\chi_{10})^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{11} - Z_1 \left[(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{12}) \right] = 0 \quad (3.78)$$

$$2(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{10})(\chi_{14})^{1/2}C_2 + 2(\chi_6)(\chi_{14})^{1/2}C_5 + \chi_6 + (\chi_{14})^{1/2}C_8 + (\chi_{10})^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{11} + \chi_{12} + (\chi_3)^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{13} + 2\chi_{14} - 2Z_2 \left[(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{12}) \right] = 0 \quad (3.79)$$

$$2(\chi_3) + (\chi_3)^{1/2}C_9 + (\chi_3)^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{13} - 2Z_3 \left[(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{12}) \right] = 0 \quad (3.80)$$

$$(\chi_6)(\chi_{14})^{1/2}C_5 + (\chi_6) - Z_4 \left[(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{12}) \right] = 0 \quad (3.81)$$

$$(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{10})(\chi_{14})^{1/2}C_2 + (\chi_3) + Z_5 \left[(\chi_{12})(\chi_{14})^{1/2}C_1 + (\chi_{12}) \right] + (\chi_6)(\chi_{14})^{1/2}C_5 + (\chi_6) + (\chi_{10})^{1/2}C_7 + (\chi_{14})^{1/2}C_8 + (\chi_3)^{1/2}C_9 + (\chi_{10}) + (\chi_{10})^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{11} + (\chi_{12}) + (\chi_3)^{1/2}(\chi_{14})^{1/2}C_{13} + (\chi_{14}) - 1 = 0 \quad (3.82)$$

En resumen, se plantea un sistema de ecuaciones derivado del balance de moles. Sin embargo, este sistema no tiene solución debido a que está compuesto por 6 ecuaciones y 15 incógnitas. Por lo tanto, se reformula el balance de moles en términos de las fracciones molares, con el objetivo de generar nuevas ecuaciones a partir de las constantes de equilibrio. Estas ecuaciones conducen a expresiones de las fracciones molares, $\chi_1, \chi_2, \chi_5, \chi_7, \chi_8, \chi_9, \chi_{11}$ y χ_{13} , en función de las constantes de equilibrio, $K_H, K_O, K_N, K_{OH}, K_{NO}, K_{CO_2}, K_{H_2O}$ y K_{SO_2} .

Por otro lado, se despejan las fracciones molares χ_4 y χ_{15} , sustituyéndose χ_{15} en el sistema de ecuaciones para reducir el número de incógnitas. A partir de este nuevo sistema de ecuaciones, se sustituyen las fracciones molares que dependen de las constantes de equilibrio, lo que da lugar a un sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas: $\chi_3, \chi_6, \chi_{10}, \chi_{12}$ y χ_{14} . Una

vez resuelto este sistema y obtenidos los valores de las incógnitas, se regresa a las fracciones molares en función de las constantes de equilibrio y se sustituyen los valores obtenidos, de manera similar a como se hizo con χ_4 . Con este último paso, se obtienen las 14 fracciones molares de los componentes de los gases de combustión.

NOTA: Para resolver los sistemas de ecuaciones que determinan las fracciones molares de los gases de combustión, se utiliza el lenguaje de programación Julia, apoyado en las paqueterías JuMP (Julia for Mathematical Programming) e Ipopt (Interior Point Optimizer). JuMP permite formular problemas de optimización no lineales (NLP) mediante técnicas como gradientes, métodos de puntos interiores y optimización con restricciones generales; mientras que, Ipopt es un solucionador diseñado para problemas de optimización no lineales que incluyen restricciones y funciones objetivo no lineales, basado en el método de Newton-Raphson. La estructura del programa se presenta en el Apéndice B, sección (B.1).

3.6.3. Número de moles de los gases de combustión

De manera general, las fracciones molares representan la proporción de moles de un componente específico en relación al total de moles en una mezcla. En otras palabras, indican la cantidad en que un componente contribuye en la mezcla total de todos los componentes presentes. La fracción molar del i -ésimo componente se define como el cociente entre el número de moles del componente i y el número de moles totales de todos los componentes de la mezcla

$$y_i = \frac{N_i}{N_{mezcla}} \quad (3.83)$$

donde

- N_i es el número de moles de componente i
- N_{mezcla} es el número de moles totales de la mezcla de los gases de combustión.

La solución de este sistema de ecuaciones, permite determinar las fracciones molares de los componentes de los gases de combustión. Sin embargo, para calcular las propiedades termoquímicas de una reacción de combustión, se utiliza el número de moles.

Para determinar el número de moles de los productos, primero se analizan a los reactivos con el fin de determinar su masa. El número de moles se define como el cociente de la masa entre el peso molecular de la mezcla. Por lo tanto, la masa de los reactivos es

$$m_{reactivos} = \mathbf{N}_{reactivos} \mathbf{PM}_{reactivos}$$

donde

- $\mathbf{N}_{reactivos} = [r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6]$, es un vector fila de dimensiones de 1×6 .
- $\mathbf{PM}_{reactivos} = [PM_C, PM_H, PM_{O_2}, PM_{N_2}, PM_S, PM_{Ar}]$, es un vector columna de dimensiones de 6×1 .

Según la ley de acción de masas, la masa de los reactivos es igual a la masa de los productos, es decir

$$m_{reactivos} = m_{productos}$$

Una vez que se conoce la masa de los productos, se determina el número de moles de los productos.

$$N_{\text{productos}} = \frac{m_{\text{productos}}}{PM_{\text{productos}}}$$

donde

$$PM_{\text{productos}} = \sum_{i=1}^{14} \chi_i PM_i$$

Finalmente, con la definición de la fracción molar definida en la ec. (3.83), se obtiene el número de moles por componente de los gases de combustión

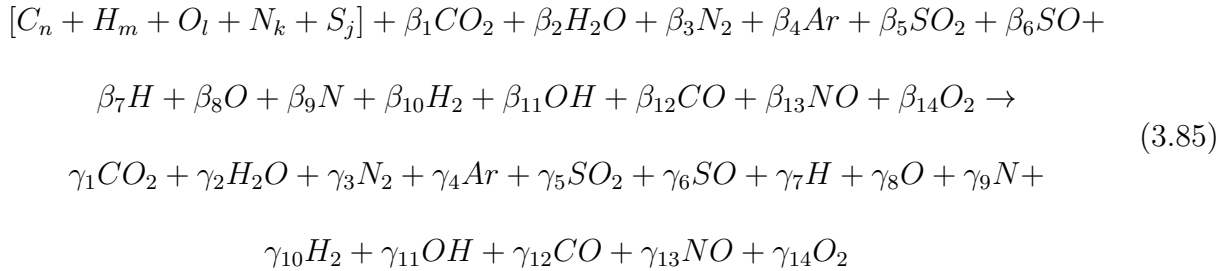
$$N_i = \chi_i N_{\text{productos}} \quad (3.84)$$

3.7. Estequiometría de la combustión secundaria

La combustión secuencial tiene grandes beneficios para el sistema de turbina de gas, tales como, la mejora en la eficiencia térmica del sistema, los gases de escape que se producen en la primera etapa de combustión se aprovechan en la segunda cámara de combustión para generar más energía térmica, que se envía a la turbina y una disminución en las emisiones que se arrojan al medio ambiente, esto es porque al quemar el combustible en etapas, es posible controlar las condiciones del combustible y minimizar la formación de los gases que dañan a la atmósfera.

Para llevar a cabo la combustión secuencial, el combustible se inyecta y se mezcla con los gases formados en el primer proceso de combustión. El combustible utilizado en esta reacción tiene las mismas propiedades que, el utilizado en la primera reacción de combustión.

En la segunda reacción de combustión, se considera que ingresa un mol de combustible, por lo tanto, la reacción de la combustión secundaria se escribe como

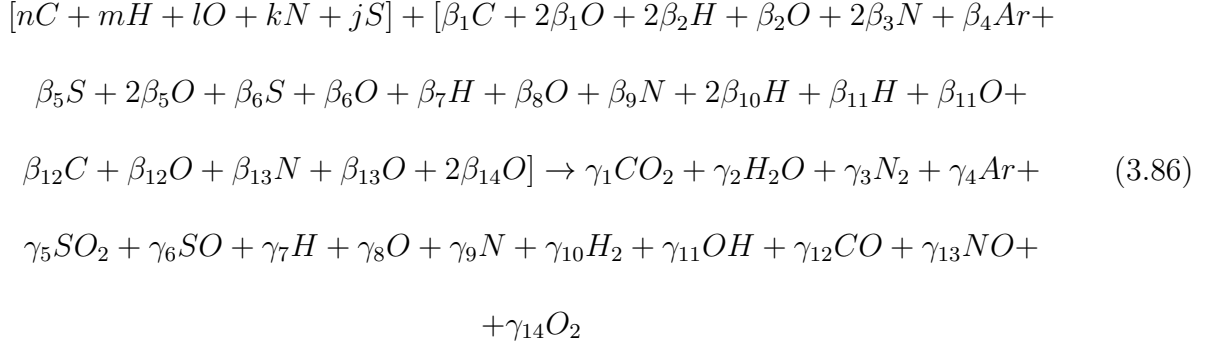


Como en el primer proceso de combustión, se plantea el balance en función del número de moles y posteriormente se plantea el sistema de ecuaciones, se llega a la conclusión que el sistema no tiene solución, debido a que, se tiene un sistema de 6 ecuaciones con 15 incógnitas. Entonces, se retoma la idea de utilizar las fracciones molares en vez del número de moles para encontrar las fracciones de los productos.

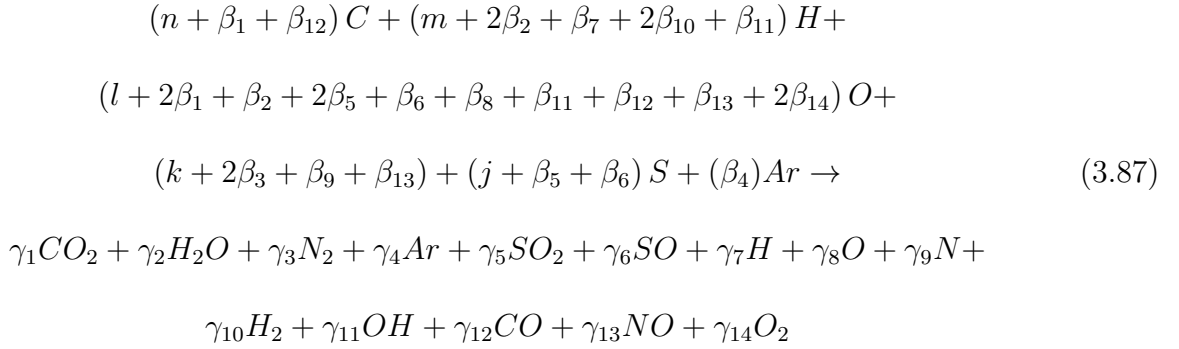
3.7.1. Reactivos combustible - gases de combustión

En una combustión secundaria o secuencial, los gases de combustión provenientes de la primera reacción se mezclan con un flujo de combustible que ingresa a ésta, con el fin de tener una nueva reacción entre ambos elementos de los reactivos.

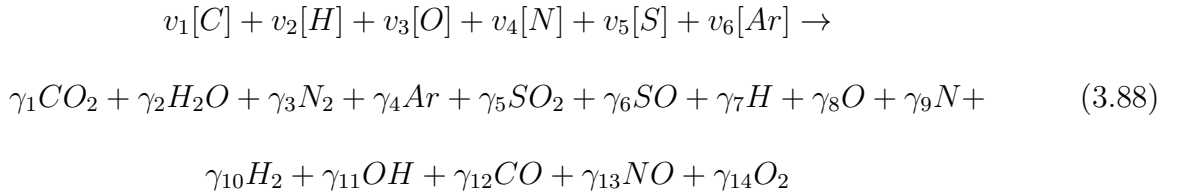
Retomando la segunda reacción de combustión que se expresa en la ec. (3.85), se descomponen las componentes de los reactivos en moléculas monoatómicas, por ejemplo, C_n , H_m , O_2 , SO_2 , etc. Así, la segunda reacción de combustión en términos del número de moles se expresa como



Reagrupando los moles de los componente de los reactivos de la ec. (3.86)



Realizando un cambio de variable, para agrupar los moles de cada uno de los componentes de los reactivos para obtener la expresión simplificada de los reactivos de la segunda reacción de combustión en función de los elementos C, H, O₂, N₂, S y Ar.



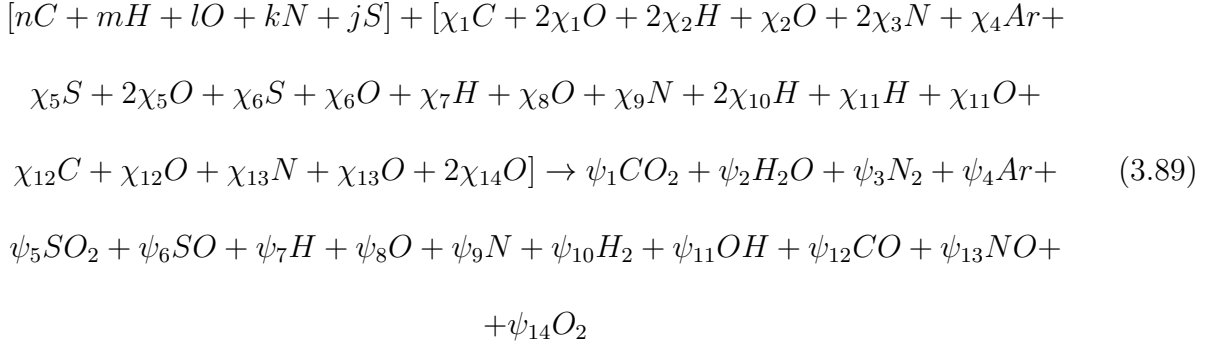
donde

$v_1 = n + \beta_1 + \beta_{12}$	$v_4 = k + 2\beta_3 + \beta_9 + \beta_{13}$
$v_2 = m + 2\beta_2 + \beta_7 + 2\beta_{10} + \beta_{11}$	$v_5 = j + \beta_5 + \beta_6$
$v_3 = l + 2\chi_1 + \chi_2 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_8 + \chi_{11} + \chi_{12} + \chi_{13} + 2\chi_{14}$	$v_6 = \beta_4$

3.7.2. Productos de la combustión secundaria

En la sección (3.7.1), se planteó la reacción de combustión que ocurre en la segunda cámara. Al observar detenidamente, se puede notar que los componentes de la primera

y segunda cámara de combustión son los mismos, pero el número de moles cambia, lo que provoca una variación en las fracciones molares después de cada etapa de combustión, debido a los cambios en las propiedades de presión y temperatura a la entrada. Así, la reacción de la segunda cámara de combustión, en función de las fracciones molares de los reactivos y productos, es



Debido a los cambios en las fracciones molares entre la combustión primaria y secundaria, se realiza el balance de átomos en la ec. (3.88) para determinar las nuevas fracciones molares de la combustión secundaria

$$\begin{aligned}
 C : \quad v_1 \psi_{15} &= \psi_1 + \psi_{12} \\
 H : \quad v_2 \psi_{15} &= 2\psi_2 + \psi_7 + 2\psi_{10} + \psi_{11} \\
 O : \quad 2v_3 \psi_{15} &= 2\psi_1 + \psi_2 + 2\psi_5 + \psi_6 + \psi_8 + \psi_{11} + \psi_{12} + \psi_{13} + 2\psi_{14} \\
 N : \quad 2v_4 \psi_{15} &= 2\psi_3 + \psi_9 + \psi_{13} \\
 S : \quad v_5 \psi_{15} &= \psi_5 + \psi_6 \\
 Ar : \quad v_6 \psi_{15} &= \psi_4
 \end{aligned} \quad (3.90)$$

donde, ψ_i , $i = 1, \dots, 14$, representa las fracciones molares de los componentes de los gases de combustión de la segunda cámara y $\psi_i = 15$ la fracción molar de los reactivos.

De manera análoga a la primera etapa de combustión, se desarrolla la metodología en donde se definen las constantes de equilibrio para obtener el siguiente sistema de ecuaciones que permita determinar las fracciones molares de los productos de la reacción

$$\begin{aligned}
 2(\psi_{10})(\psi_{14})^{1/2}C_{2'} + (\psi_{10})^{1/2}C_{7'} + 2(\psi_{10}) + (\psi_{10})^{1/2}(\psi_{14})^{1/2}C_{11'} - \\
 Z_{1'} \left[(\psi_{12})(\psi_{14})^{1/2}C_{1'} + (\psi_{12}) \right] = 0 \quad (3.91)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2(\psi_{12})(\psi_{14})^{1/2}C_{1'} + (\psi_{10})(\psi_{14})^{1/2}C_{2'} + 2(\psi_6)(\psi_{14})^{1/2}C_{5'} + \psi_6 + (\psi_{14})^{1/2}C_{8'} + (\psi_{10})^{1/2}(\psi_{14})^{1/2}C_{11'} \\
 + \psi_{12} + (\psi_3)^{1/2}(\psi_{14})^{1/2}C_{13'} + 2\psi_{14} - 2Z_{2'} \left[(\psi_{12})(\psi_{14})^{1/2}C_{1'} + (\psi_{12}) \right] = 0 \quad (3.92)
 \end{aligned}$$

$$2(\psi_3) + (\psi_3)^{1/2}C_{9'} + (\psi_3)^{1/2}(\psi_{14})^{1/2}C_{13'} - 2Z_{3'} \left[(\psi_{12})(\psi_{14})^{1/2}C_{1'} + (\psi_{12}) \right] = 0 \quad (3.93)$$

$$(\psi_6)(\psi_{14})^{1/2}C_{5'} + (\psi_6) - Z_{4'} \left[(\psi_{12})(\psi_{14})^{1/2}C_{1'} + (\psi_{12}) \right] = 0 \quad (3.94)$$

$$\begin{aligned}
& (\psi_{12}) (\psi_{14})^{1/2} C_{1'} + (\psi_{10}) (\psi_{14})^{1/2} C_{2'} + (\psi_3) + Z_{5'} \left[(\psi_{12}) (\psi_{14})^{1/2} C_{1'} + (\psi_{12}) \right] + \\
& (\psi_6) (\psi_{14})^{1/2} C_{5'} + (\psi_6) + (\psi_{10})^{1/2} C_{7'} + (\psi_{14})^{1/2} C_{8'} + (\psi_3)^{1/2} C_{9'} + \\
& (\psi_{10}) + (\psi_{10})^{1/2} (\psi_{14})^{1/2} C_{11'} + (\psi_{12}) + (\psi_3)^{1/2} (\psi_{14})^{1/2} C_{13'} + (\psi_{14}) - 1 = 0 \quad (3.95)
\end{aligned}$$

NOTA: La solución del sistema de ecuaciones para determinar las fracciones molares de los segundos gases de combustión se presenta en el Apéndice B, sección (B.1).

Una vez que se determina las fracciones molares de los gases de combustión de la segunda cámara, con la ley de acción de masa y la relación entre el número de moles y la fracción molar, se determina los moles de cada uno de los componente de la mezcla de gases, como se muestra en la sección (3.6.3).

3.8. Propiedades termodinámicas de la combustión

Una vez calculados los coeficientes estequiométricos para ambos procesos de combustión, el siguiente paso es determinar las propiedades termodinámicas de los gases de combustión generados en la primera y segunda cámara de combustión. Este análisis es fundamental, ya que las propiedades de los gases de combustión, como las fracciones molares, el calor específico a presión constante, la constante particular, la temperatura de flama adiabática, el calor de combustión, el exceso de aire y la relación aire-combustible, brindan información que sirve para comprender y evaluar el desempeño del proceso de combustión.

La información obtenida de las propiedades termodinámicas de los gases de combustión en ambas cámaras se utilizaran para modelar y determinar las propiedades como presión, temperatura, entalpía y entropía en los procesos de expansión de las turbinas de alta y baja presión.

3.8.1. Constante particular de los gases

La constante particular de los gases es una propiedad termodinámica que se aplica a un gas específico o a una mezcla de gases. Se deriva de la constante universal de los gases (R_u) y está relacionada con el peso molecular del gas o de la mezcla.

La constante particular es la relación entre la constante universal de los gases y el peso molecular de la mezcla

$$R_{mezcla} = \frac{R_u}{PM_{mezcla}} \quad (3.96)$$

donde

- R_u es la constante universal, 8.3145 kJ/mol K.
- PM_{mezcla} es el peso molecular de la mezcla, kg/mol.

3.8.2. Calor específico a presión y a volumen constante

Otra propiedad que se deriva del proceso de combustión es el calor específico a presión constante (c_p) y a volumen constante (c_v). El calor específico mide la cantidad de energía térmica necesaria para aumentar la temperatura de una sustancia en un grado, y en el

caso del c_P , este incremento ocurre a presión constante. Por otra parte, el calor específico a volumen constante es el aumento de la temperatura a volumen constante.

El calor específico molar a presión constante se define como

$$\tilde{c}_{P,mezcla} = \sum_i y_i \tilde{c}_{P,i} \quad (3.97)$$

donde

- y_i es la fracción molar de componente i
- $\tilde{c}_{P,i}$ es el calor específico molar a presión constante del componente i

El $c_{P,mezcla}$ por unidad de masa, es el cociente entre el calor específico molar a presión constante y el peso molecular de la mezcla.

$$c_{P,mezcla} = \frac{\tilde{c}_{P,mezcla}}{PM_{mezcla}}$$

Por otra parte, el calor específico a volumen constante se expresa a través de la relación de Mayer, estable la relación entre el calor específico a presión y volumen constante y la constante particular de la mezcla.

$$c_{v,mezcla} = c_{P,mezcla} - R_{mezcla} \quad (3.98)$$

3.8.3. Temperatura de flama adiabática

Para el estudio de la combustión se considera en estado estacionario, lo que significa que las propiedades del proceso, como la presión, la temperatura, las concentraciones, la velocidad de las partículas, su altura y el flujo de energía y materia permanecen constantes en el tiempo. Al no haber variación en la presión durante el proceso de combustión, no se realiza trabajo mecánico. Además, al no producirse cambios en la velocidad y en la altura de las partículas, no hay cambios en su energía cinética ni potencial. La Primera Ley de la Termodinámica para el proceso de combustión se expresa como

$$\Delta q = \Delta h \quad (3.99)$$

El propósito del proceso de combustión es transformar la energía química contenida en el combustible en energía térmica, el proceso se centra en maximizar la liberación de calor de la reacción sin realizar trabajo mecánico. Esta energía química se convierte principalmente en calor, que se manifiesta como el calor liberado al medio ambiente o como el incremento de la temperatura de los productos. No obstante, si se considera que la cámara de combustión está completamente aislada y la transferencia de calor hacia el medio ambiente es mínima, si se considera que la combustión es un proceso adiabático o que el calor de la reacción se refleja únicamente en el aumento de la temperatura de los productos. Bajo este escenario, cuando la reacción de combustión es un proceso adiabático, se obtiene la máxima temperatura en los productos.

Esta temperatura máxima se conoce como la temperatura de flama adiabática y generalmente se alcanza en la primera zona de la cámara de combustión. Es fundamental conocer esta temperatura para determinar a qué nivel llegarán los productos, ya que maximizar el

proceso de combustión implica acercarse a dicha temperatura. Retomando la ec.(3.99) de la Primera Ley de la Termodinámica para el proceso adiabático de combustión se tiene que

$$\Delta h = 0$$

El cambio de entalpía en una reacción de combustión depende de la entalpía de los reactivos y de los productos. Dado que, tanto los reactivos como los productos se encuentran en estado de equilibrio, el cambio de entalpía durante el proceso es el resultado únicamente de las modificaciones en la composición química del sistema. Este cambio de entalpía varía según el tipo de reacción, lo que hace que la entalpía de reacción sea la propiedad que representa los cambios en la energía química durante una reacción

$$\Delta h_{mezcla} = h_{prod} - h_{reac}$$

o bien, el cambio de entalpía de una reacción de combustión molar es

$$\Delta h_{mezcla} = \sum_{prod} n_i \tilde{h}_i - \sum_{reac} n_i \tilde{h}_i \quad (3.100)$$

donde, $\tilde{h}_i$ es la entalpía molar de cada elemento que conforma a los reactivos y a los productos.

La entalpía molar se compone de la entalpía de formación ($\tilde{h}_{f,i}^0$) y la entalpía molar sensible ($\tilde{h}_{@25C,1atm}$). La entalpía de formación es la energía química en forma de calor que se absorbe o libera cuando se forma un mol de un compuesto a partir de sus elementos en condiciones estándar (25°C o 298.15 K). Para los elementos en sus formas más estables bajo estas condiciones, la entalpía de formación es cero, ya que se encuentran naturalmente en el ambiente y no requieren energía adicional para su formación. Por otro lado, la entalpía molar sensible describe el calor necesario para cambiar la temperatura de los reactivos o productos sin que ocurra un cambio de fase o reacciones adicionales. Se define como la diferencia entre la entalpía de una sustancia a una presión y temperatura determinada y su entalpía a una temperatura de referencia, que generalmente es 25°C (298.15 K).

Entonces, reescribiendo la ec. (3.100) en función de la entalpía de formación y la entalpía molar sensible

$$\sum_{reac} n_i \left[\tilde{h}_{f,i}^0 + \left(\tilde{h}_{P,T} - \tilde{h}_{@298.15 \text{ K}, 1 \text{ atm}} \right) \right]_i = \sum_{prod} n_i \left[\tilde{h}_{f,i}^0 + \left(\tilde{h}_{P,T} - \tilde{h}_{@298.15 \text{ K}, 1 \text{ atm}} \right) \right]_i \quad (3.101)$$

donde

- $\tilde{h}_{f,i}^0$ es la entalpía de formación
- $\tilde{h}_{P,T}$ es la temperatura a la presión y temperatura de flama adiabática.
- $\tilde{h}_{@298.15 \text{ K}, 1 \text{ atm}}$ es la entalpía a la presión y temperatura del estado de referencia.

Para continuar con la determinación de la temperatura de la flama adiabática, en ocasiones no se disponen de datos para evaluar la entalpía sensible, debido a esto, se utiliza la definición de la entalpía en función del calor específico molar a presión constante y el diferencial de temperatura.

$$\tilde{h}_{P,T} - \tilde{h}_{@298.15 \text{ K}, 1 \text{ atm}} = \int_{T_{@298.15 \text{ K}}}^T \tilde{c}_{P,i} dT$$

Para los reactivos, el aire y el combustible se considera que se encuentran a condiciones ambiente, lo que resulta, que la entalpía sensible de los reactivos se hace cero y que sólo se conserva la entalpía de formación del combustible.

3.8.4. Poder calorífico inferior

Mediante la Primera Ley de la Termodinámica, en una reacción de combustión se tiene que el calor liberado durante la combustión es igual a la diferencias de entalpías entre los productos y los reactivos. A partir de esta relación, se define una nueva propiedad termodinámica asociada a la reacción, conocida como poder calorífico.

El poder calorífico de un combustible es una medida de la cantidad de energía en forma de calor que se libera cuando una determinada cantidad de combustible se quema completamente. El Poder Calorífico Inferior, PCI, también representa a la cantidad de calor que se libera por la combustión, sin embargo, no incluye el calor de condensación del vapor de agua producido durante la combustión. En este caso, se asume que el vapor de agua generado en la combustión permanece en estado gaseoso y no se aprovecha el calor de su condensación.

La Primera Ley de la Termodinámica para una reacción de combustión se define como

$$\tilde{q}_{mezcla} = \sum_{\text{reactivos}} n_i \tilde{h}_{f_i} - \sum_{\text{productos}} n_i \tilde{h}_{f_i}$$

El poder calorífico inferior tiene unidades de kJ/kg de combustible, y se expresa como

$$PCI = \frac{\tilde{q}_{mezcla}}{PM_{comb}} \quad (3.102)$$

3.9. Caso de estudio

El análisis del proceso de combustión en la Turbina de gas GT24, se considera que el sistema cuenta con dos cámaras de combustión. En la primera cámara ocurre una reacción entre el aire comprimido proveniente del compresor y el flujo de combustible que se inyecta al equipo. En la segunda cámara, la reacción se produce entre los gases de combustión de la primera cámara y el combustible, manteniendo la misma composición y fracción molar que en el primer proceso de combustión. Ambas reacciones de combustión se consideran en equilibrio químico.

En la primera cámara de combustión, los reactivos de la reacción consisten en aire y combustible, ambos caracterizados por sus componentes, fracciones molares y el peso molecular de cada uno de ellos, además del peso molecular según la fracción molar. El aire en la reacción desempeña un papel fundamental en el proceso de combustión, actuando como el agente oxidante necesario para que ocurra esta reacción química. El aire está compuesto por diversas especies químicas, tales como oxígeno (O₂), nitrógeno (N₂), argón (Ar) y dióxido de carbono (CO₂), entre otros. Esta mezcla se conoce como aire seco, ya que no se considera el contenido de vapor de agua.

En la Tabla (3.1) se presentan de manera detallada las propiedades del aire, incluyendo el número de átomos de cada elemento presente en su composición, la fracción molar correspondiente a cada especie, su peso molecular por elemento y según su fracción molar.

Tabla 3.1: Componentes del aire, fracción molar y peso molecular en función de la fracción molar.

Nombre	Fórmula	C	H	O	N	S	Ar	x_i (%)	PM_i (kg/kmol)	$(PM)(x_i)$ (kg/kmol)
Oxígeno	O ₂	0	0	2	0	0	0	20.94	31.998	6.700
Nitrógeno	N ₂	0	0	0	2	0	0	78.08	28.0134	21.872
Argón	Ar	0	0	0	0	0	1	0.93	39.948	0.372
Dióxido de carbono	CO ₂	1	0	2	0	0	0	0.05	44.1	0.022
Aire	-	-	-	-	-	-	-	-	-	28.966

De igual manera que el aire, es necesario identificar las características del combustible, tales como, los componente de la mezcla, su fracción molar, su peso molecular por componente y según su fracción molar.

Para el caso de estudio de la Turbina de gas GT24, se ha seleccionado como combustible al gas natural como el combustible, que se conforma de 14 elementos, entre las que se incluyen metano (CH₄), etano (C₂H₆), propano (C₃H₈), isobutano (iC₄H₁₀), n-butano (nC₄H₁₀), isopentano (iC₅H₁₂), n-pentano (nC₅H₁₂), benceno (C₆H₆), metil ciclopentano (C₆H₁₄), 2-metil ciclopentano (2C₆H₁₄), 3-metil ciclopentano (3C₆H₁₄), nitrógeno (N₂), sulfuro de hidrógeno (H₂S) y dióxido de carbono (CO₂).

La información detallada sobre la composición del gas natural se presenta en la Tabla (3.9). La Tabla está formada por 15 filas y 12 columnas, que contiene a las características del combustible. Las primeras tres columnas proporcionan información para identificar cada especie: el número de identificador único y exclusivo asignado a cada sustancia química, CAS (Chemical Abstracts Service), el nombre químico y la fórmula molecular correspondiente. Estas características permiten diferenciar a cada uno de los componentes de la mezcla. En las columnas de 4 a 9, se incluyen datos sobre la composición atómica de cada especie, especificando el número de átomos de carbono (C), hidrógeno (H), oxígeno (O), nitrógeno (N), azufre (S) y argón (Ar) presentes en cada molécula. Esta información permite obtener la fórmula global del combustible descrita en la ec. (3.39).

En la columna 10 están las fracciones molares de cada componente del gas natural, indicando la proporción en la que cada especie contribuye a la mezcla total. Este dato es clave para determinar la influencia de cada compuesto en las propiedades termodinámicas y químicas del gas natural durante el proceso de combustión. Finalmente, las columnas 11 y 12 contienen a los pesos moleculares de cada componente, así como el peso molecular promedio de la mezcla de gas natural, calculado en función de las fracciones molares de cada especie. El conocimiento de estos valores es indispensable para caracterizar el comportamiento del combustible.

NOTA: Como el caso de estudio comprende dos cámaras de combustión, se asume que la composición del combustible es idéntica para ambos procesos de combustión.

Tabla 3.2: Componentes del combustible, fracción molar y peso molecular en función de la fracción molar

CAS	Nombre	Fórmula	C	H	O	N	S	Ar	x_i (%)	PM _i (kg/kmol)	(PM)(x_i) (kg/kmol)
24-82-8	Metano	CH ₄	1	4	0	0	0	0	83.877	16.043	13.456
74-84-0	Etano	C ₂ H ₆	2	6	0	0	0	0	13.999	30.070	4.210
74-98-6	Propano	C ₃ H ₈	3	8	0	0	0	0	0.977	44.098	0.431
75-28-5	Isobutano	iC ₄ H ₁₀	4	10	0	0	0	0	0.1078	58.125	0.063
106-97-8	n-Butano	nC ₄ H ₁₀	4	10	0	0	0	0	0.2549	58.125	0.148
78-78-4	Isopentano	iC ₅ H ₁₂	5	12	0	0	0	0	0.0588	72.152	0.042
109-66-0	n-Pentano	nC ₅ H ₁₂	5	12	0	0	0	0	0.0784	72.152	0.057
71-43-2	Benceno	C ₆ H ₆	6	6	0	0	0	0	0.0106	78.117	0.008
110-54-3	Metil Ciclopentano	C ₆ H ₁₄	6	14	0	0	0	0	0.1275	86.179	0.110
110-54-3	Isometil Ciclopentano	iC ₆ H ₁₄	6	14	0	0	0	0	0.0098	86.179	0.008
110-54-3	n-Metil Ciclopentano	nC ₆ H ₁₄	6	14	0	0	0	0	0.0098	86.179	0.008
7727-37-9	Nitrógeno	N ₂	0	0	0	2	0	0	0.3912	28.013	0.110
783-06-4	Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	0	2	0	0	1	0	0.0002	34.081	6.82×10^{-5}
124-38-9	Dióxido de carbono	CO ₂	1	0	2	0	0	0	0.098	44.010	0.043
-	Gas natural	-	-	-	-	-	-	-	-	-	18.694

Una vez establecidas las características del aire y del combustible, se pueden identificar las propiedades de los gases de combustión de la primera y la segunda cámara de combustión. En la Tabla (3.3) se presenta a la fracción molar de cada componente, su peso molecular y el peso molecular según la fracción molar para los gases de combustión de ambas cámaras.

Tabla 3.3: Fracción molar y peso molecular de los gases de combustión en la primera y segunda cámara de combustión.

Componente i	PM_i (kg/kmol)	χ_i (-)	ψ_i (-)	$(PM)(\chi_i)$ (kg/kmol)	$(PM)(\psi_i)$ (kg/kmol)
CO ₂	44.010	0.0424072	0.0811841	1.866	3.572
H ₂ O	18.015	0.0772378	0.1487015	1.391	2.678
N ₂	28.013	0.7506476	0.7226175	21.028	20.242
Ar	39.948	0.0089392	0.0086054	0.357	0.343
SO ₂	64.063	7.10×10^{-8}	1.38×10^{-7}	4.55×10^{-6}	8.84×10^{-6}
SO	48.064	1.79×10^{-22}	6.36×10^{-15}	8.60×10^{-21}	3.05×10^{-13}
H	1.008	7.72×10^{-19}	1.44×10^{-10}	7.79×10^{-19}	1.45×10^{-10}
O	15.999	6.59×10^{-14}	2.69×10^{-8}	1.05×10^{-12}	4.30×10^{-7}
N	14.007	4.23×10^{-22}	2.43×10^{-16}	5.93×10^{-21}	3.40×10^{-15}
H ₂	2.016	2.49×10^{-14}	4.65×10^{-8}	5.02×10^{-14}	9.37×10^{-8}
OH	17.007	1.58×10^{-9}	9.72×10^{-6}	2.69×10^{-8}	0.000165233
CO	28.011	5.57×10^{-15}	7.80×10^{-8}	1.56×10^{-13}	2.18×10^{-6}
NO	30.006	4.16×10^{-6}	0.0002642	0.0001249	0.007928406
O ₂	31.998	0.120764	0.0386182	3.864	1.235
GC	-	1	1	28.50	28.08

donde, χ_i y ψ_i son las fracciones molares de los gases de combustión de la primera y segunda cámara de combustión, respectivamente. Estos valores se obtuvieron de la solución numérica del proceso de combustión de ambas cámara, mostrado en el Apéndice B.

3.10. Resultados

Para llevar a cabo un análisis del proceso de combustión en ambas cámaras, se realiza una comparación detallada entre dos composiciones de gas natural, evaluándolas en relación con la composición del gas natural utilizado en el caso de estudio. Este enfoque permite examinar cómo las variaciones en la composición química del gas natural afectan su comportamiento durante el proceso de combustión, proporcionando información.

Al comparar las composiciones, se pueden identificar de manera precisa las diferencias en términos de las proporciones de los distintos componentes, como los hidrocarburos, el oxígeno y el dióxido de carbono, que influyen directamente en la dinámica de la combustión. Para

el análisis comparativo en proceso de combustión se consideran diferentes composiciones del gas natural, como se muestra en la Tabla (3.4), estas composiciones se toman con el fin de compara su comportamiento (fracciones molares, número de moles, peso molecular, poder calorífico inferior, etc) con respecto a la composición del gas natural del caso de estudio.

La Tabla (3.4) presenta las fracciones molares de varios compuestos en dos composiciones de gas natural. En la Composición 1, el metano (CH_4) es el componente principal con una fracción molar de 78.0 %; mientras que, otros hidrocarburos como el etano (C_2H_6), el propano (C_3H_8) y el butano (C_4H_{10}) están presentes en fracciones menores, con valores de 19.10, 1.33 y 0.35 respectivamente. Además, la Composición 1 tiene una cantidad considerable de nitrógeno (N_2) con una fracción molar de 0.533796 y dióxido de carbono (CO_2) con 0.133722, lo que podría indicar una mezcla más impura o con mayor contenido de gases inertes. Por otro lado, la Composición 2 presenta una fracción molar aún mayor de metano (96.0 %), con una notable disminución en la fracción de nitrógeno (0.096487), lo que sugiere una mezcla más rica en metano y con menos impurezas. En esta segunda composición, también se observa que la cantidad de CO_2 (0.024171) es menor, al igual que, el sulfuro de hidrógeno (H_2S), lo que puede indicar una fuente de gas más limpia y refinada. Los hidrocarburos pesados como el benceno (C_6H_6) y los alcanos de mayor peso molecular están presentes en ambas composiciones, pero en fracciones considerablemente bajas, lo que refleja una mezcla predominantemente ligera de gases en ambas composiciones.

Tabla 3.4: Elementos del combustible, su fracción molar y peso molecular.

Componente	Fracción molar	
	Composición 1 (%)	Composición 2 (%)
CH_4	78.0	96.0
C_2H_6	19.101780	3.493713
C_3H_8	1.333126	0.229379
i C_4H_{10}	0.147094	0.025379
n C_4H_{10}	0.347813	0.060205
i C_5H_{12}	0.080233	0.013639
n C_5H_{12}	0.106977	0.01842
C_6H_6	0.014463	0.002515
C_6H_{14}	0.17397	0.031299
C_6H_{14}	0.013372	0.002367
C_6H_{14}	0.013372	0.002367
N_2	0.533796	0.096487
H_2S	0.000272	4.932881e-5
CO_2	0.133722	0.024171

En el caso de estudio, se considera que la reacción de combustión en la primera cámara se lleva a cabo con una relación de equivalencia de 0.4 ($\Phi = 0.4$), esto implica un exceso

de aire significativo en el proceso. Este valor de Φ se selecciona con el objetivo de analizar el comportamiento térmico y químico tanto de la primera como de la segunda reacción de combustión. La relación de equivalencia baja indica que la cantidad de oxígeno disponible es considerablemente superior a la requerida para la combustión estequiométrica del combustible, permitiendo así que el proceso de combustión en la segunda cámara se pueda desarrollar de manera eficiente y controlada. Esto es fundamental para asegurar que los gases de combustión provenientes de la primera etapa contengan suficiente oxígeno remanente para facilitar la segunda reacción.

Como resultado del análisis del proceso de combustión en ambas cámaras, se presentan en la Tabla (3.5) las propiedades termodinámicas de los gases de combustión. También proporciona información detallada y esencial para evaluar el desempeño del sistema de combustión, incluyendo parámetros como el número de moles de los gases de combustión, el peso molecular promedio de los gases y la constante específica de los gases de combustión (R).

Además, se muestran los valores de los calores específicos a presión constante (c_P) y a volumen constante (c_V), que son fundamentales para entender el comportamiento térmico de los gases en distintas condiciones. También incluye la relación entre el calor específico a presión y volumen constante (x), una propiedad importante en el análisis de procesos compresibles, que permite evaluar la eficiencia del proceso de expansión o compresión en los gases de combustión. Por último, se presenta el exceso de aire utilizado en el proceso y el poder calorífico inferior (PCI) de la mezcla, que cuantifica la energía disponible en el combustible para el proceso de combustión.

Tabla 3.5: Propiedades de los gases de los gases de combustión de la primera y segunda reacción.

GC	N (mol)	R (kJ/kgK)	c_P (kJ/kgK)	c_v (kJ/kgK)	x (-)	λ (%)	PCI (kJ/kg _{comb})
CC ₁	28.14	0.2916	1.2564	0.9647	0.2321	150	49,106.0315
CC ₂	29.23	0.2960	1.3281	1.0320	0.2229	-	48,792.8374

Para la temperatura de flama adiabática se debe considerar que, el primer proceso de combustión es una reacción estequiométrica o sin exceso de aire. Para la composición de gas natural del caso de estudio (83.877% de CH₄), la temperatura de flama adiabática es de 2529.47°C.

El caso de estudio se basa en un proceso de combustión secuencial, es fundamental garantizar que en la segunda cámara se tenga la cantidad suficiente de oxígeno para que reaccione el gas natural que es inyectado. Como se mencionó en secciones anteriores, existen tres tipos de combustión, definidos según la cantidad de oxígeno presente en la reacción: estequiométrica, con exceso de aire y con déficit de aire. Estas clasificación están directamente relacionados con la relación de equivalencia (Φ). Cuando $\Phi=1$, la reacción es estequiométrica, lo que implica que todo el oxígeno disponible en el aire que ingresa a la cámara de combustión se consume por completo. Si $\Phi < 1$, la combustión se realiza con exceso de aire, lo que significa que hay oxígeno no consumido en los gases de escape. Si $\Phi > 1$, hay un déficit de aire, es decir, no hay suficiente oxígeno para oxidar todo el combustible presente.

En la Fig. (3.3) se muestra la fracción molar de oxígeno de los gases de combustión de la primera cámara y las fracciones molares de los gases de combustión de la segunda cámara en función de la relación de equivalencia para la composición del caso de estudio (83.877%

En la Fig. (3.4) se muestran las fracciones molares de los gases de combustión correspondientes al segundo proceso de combustión en función de la relación de equivalencia para 83.87 % de CH_4 . Aunque en este segundo proceso, la relación de equivalencia no está explícitamente expresada en las ecuaciones que determinan sus fracciones molares, su comportamiento está influenciado por la dinámica de la primera cámara de combustión. La figura muestra que, los componentes predominantes en los gases de combustión son CO_2 , H_2O y N_2 , mantienen un comportamiento dominante en la mezcla de gases, independientemente de la relación de equivalencia en la primera reacción de combustión.

La fracción molar de O_2 disminuye drásticamente a partir de una relación de equivalencia de 0.5, lo que establece que, para garantizar la existencia de un segundo proceso de combustión, Φ debe encontrarse en el intervalo de 0.1 a 0.5. En el caso de los compuestos que contienen azufre, el SO_2 permanece prácticamente constante debido a la baja concentración de azufre en el combustible y a su oxidación completa. Sin embargo, el SO aumenta cuando $\Phi > 0.5$, indicando una combustión incompleta, causada por la falta de oxígeno en los gases de la primera cámara. Finalmente, para relaciones de equivalencia mayores a 0.6, las fracciones molares de CO , H y H_2 aumentan, reflejando que la combustión fue incompleta.

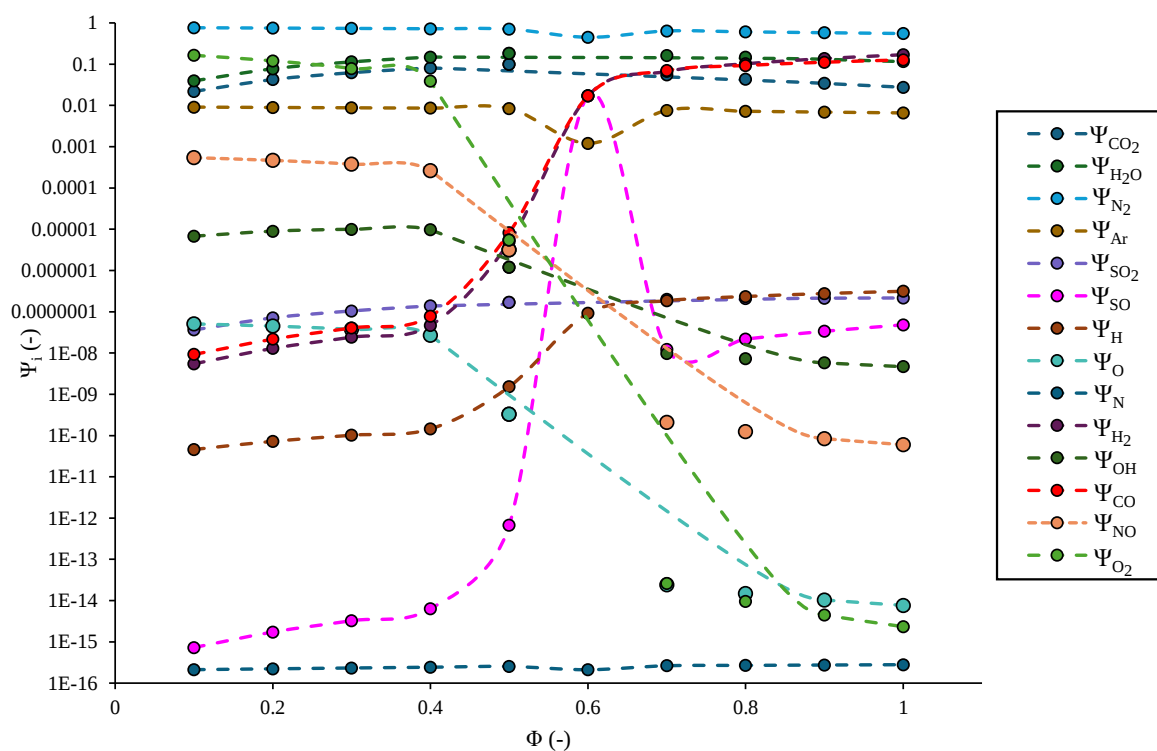


Figura 3.4: Relación entre el número de moles y el peso molecular de la CC_1 para diferentes composiciones.

En la Fig. (3.5) se presenta el comportamiento del número total de moles de los gases de combustión en la primera (CC_1) y de la segunda cámara de combustión (CC_2) en función de la relación de equivalencia (Φ) para distintas concentraciones de metano en el gas natural. En el eje primario, se muestra cómo varía el número de moles en la primera cámara. Para valores de $\Phi < 1$, el número de moles de los gases de combustión se incrementan, debido a la presencia de exceso de aire, que no participa directamente en la reacción aire-gas natural pero contribuye al aumento del contenido molar total. Esto se debe a que, las fracciones

molares de oxígeno y nitrógeno no consumido, provenientes del aire, se suman al total de moles.

Además, este comportamiento está directamente influenciado por la concentración de metano en el gas natural. Se observa que, para una concentración de 78 % de CH_4 , el número total de moles es menor en comparación con concentraciones superiores, como 83.877 % y 96 %. Esto se debe a que, el CH_4 es el principal componente reactivo que producen los gases de combustión; al reducir su proporción, disminuye también la cantidad total de moles generados. A pesar de la presencia de otros componentes más pesados en el gas natural, como C_2H_6 , C_3H_8 , $i\text{-C}_4\text{H}_{10}$, $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$, $i\text{-C}_5\text{H}_{12}$, $n\text{-C}_5\text{H}_{12}$, C_6H_6 y C_6H_{14} , representan hasta el 22 % de la fracción molar del gas, su contribución al número total de moles de gases de combustión resulta poco significativa, debido a su menor participación en las reacciones de combustión. Así, una concentración de metano del 96 % proporciona una mayor disponibilidad de combustible por mol de gas natural, lo que incrementa la cantidad de productos generados.

En cuanto a la segunda cámara de combustión, se muestra que, el número total de moles está en función de la relación de equivalencia. Se aprecia que, para valores de Φ comprendidos en el intervalo $0.1 \leq \Phi \leq 0.5$, el número de moles de los gases de combustión en la segunda cámara disminuye progresivamente. Sin embargo, a partir de $\Phi = 0.6$ y hasta $\Phi = 1$, el comportamiento deja de ser lineal y uniforme, debido a que, el exceso de aire aportado desde la primera cámara ya no es suficiente para garantizar un segundo proceso de combustión completo, lo que limita la formación de ciertos productos gaseosos como CO_2 , H_2O , SO_2 , NO , OH y O_2 .

Al analizar el efecto de la concentración de metano en el intervalo $0.1 \leq \Phi \leq 0.5$, se tiene una tendencia similar a la descrita en la primera cámara: a menor concentración de CH_4 , se genera un menor número de moles totales. Por ejemplo, en el caso de estudio con $\Phi = 0.4$ y una concentración de 83.877 % de metano, el número de moles totales en la primera cámara es de 28.14 mol. Si la concentración de CH_4 se reduce a 78 %, el número de moles disminuye un 5.19 %; y para una concentración de 96 %, aumenta 9.75 %. Este mismo comportamiento se refleja en la segunda cámara, donde el número de moles asciende a 29.23 mol en el caso base. Comparando con una concentración de 78 % de CH_4 , se obtiene una disminución del 5.20 %, mientras que, para 96 % de CH_4 , se observa un incremento del 13.12 %.

Por otra parte, si se considera $\Phi = 0.6$, el comportamiento en la primera cámara es similar al caso $\Phi = 0.4$, pero en la segunda cámara el número de moles aumenta significativamente. Para una concentración de 83.877 % de metano, el número total de moles aumenta a 40.08 mol, y al ajustar la concentración a 78 % y 96 % de CH_4 , se registran incrementos del 5.19 % y 9.73 %, respectivamente. Esto refleja la influencia de la concentración de metano y el aporte de especies gaseosas adicionales en la segunda cámara, donde se completan o se limitan las reacciones de combustión según la disponibilidad de oxígeno y del exceso de aire inicial. En conclusión, estos resultados permiten comprender de manera más detallada la influencia de la relación de equivalencia y la concentración de metano en el comportamiento termodinámico del proceso de combustión secuencial.

De este modo, el análisis del número total de moles de los gases de combustión revela la influencia significativa de la relación de equivalencia y la concentración de metano en los procesos de combustión de ambas cámaras. En la primera cámara, para valores de $\Phi < 1$, el exceso de aire incrementa el número de moles, debido a las fracciones de oxígeno no consumidas en la reacción. En la segunda cámara, la cantidad de moles depende tanto del oxígeno residual como de la relación de equivalencia, mostrando un comportamiento no lineal en el intervalo $0.6 \leq \Phi \leq 1$. Asimismo, la concentración de metano juega un papel

clave: valores más altos de CH_4 conducen a un aumento en la cantidad de moles generados, debido a su contribución predominante en la formación de los productos de combustión.

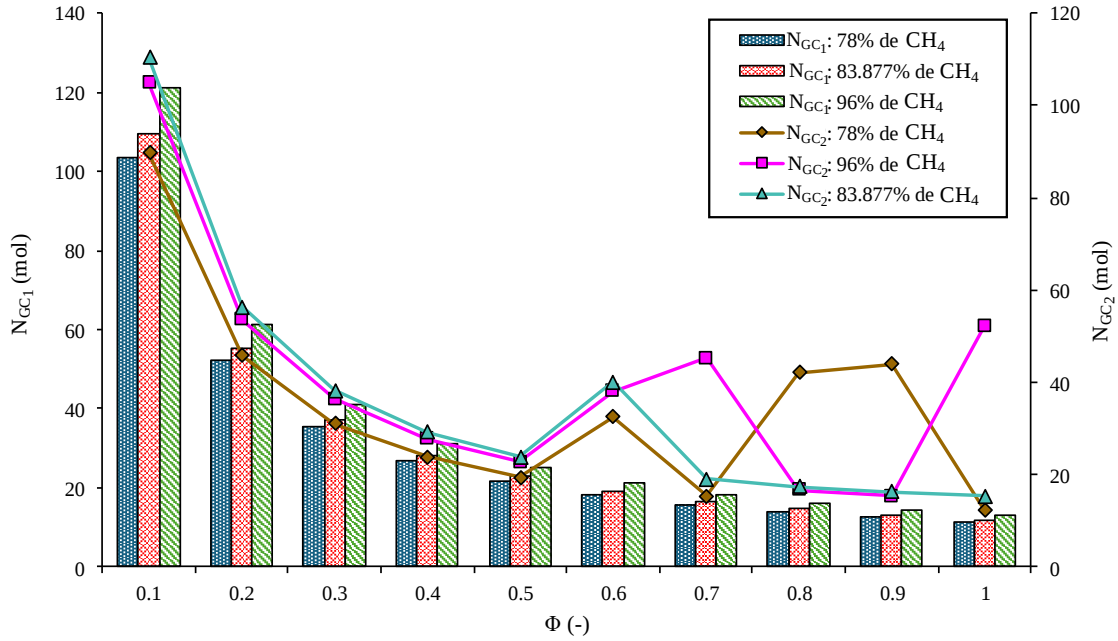


Figura 3.5: Número de moles de la primera y segunda cámara de combustión en función de la relación de equivalencia.

En la Fig. (3.6) se muestra la relación entre la constante de los gases de combustión de la primera cámara, R_{GC1} , y su calor específico a presión constante, c_p , en función de la relación de equivalencia. El comportamiento de R_{GC1} está directamente influenciado por la cantidad de moles de los gases de combustión, dado que esta constante se define como el cociente entre la constante universal de los gases y el peso molecular promedio de la mezcla de los gases de combustión.

A medida que el número de moles de los gases disminuye, el peso molecular de la mezcla también se reduce, lo que provoca un incremento en el valor de R_{GC1} . Este efecto se manifiesta de manera evidente cuando la relación de equivalencia aumenta, ya que el menor número de moles está asociado con un proceso de combustión más cercano a la estequiométrica, lo que a su vez incrementa la constante de los gases de combustión. Al tener una menor concentración de CH_4 , se obtiene una menor constante de los gases. Sin embargo, al comparar una concentración de 78 % de CH_4 con una de 96 % de CH_4 , se observa que la constante de los gases es mayor en el caso de la concentración de 96 % de CH_4 .

Por otra parte, el comportamiento del c_p en función de la relación de equivalencia. A medida que aumenta Φ , el c_p también tiende a aumentar, debido a los cambios en la composición de los productos de combustión. En relaciones de equivalencia bajas ($\Phi < 1$), donde hay un exceso de oxígeno, los productos de combustión son más ligeros, lo que resulta en un valor relativamente bajo de c_p , esto ocurre porque c_p es la relación entre $\tilde{c}_p$ y el PM. A medida que la relación de equivalencia se aproxima a 1, el PM disminuye, mientras que $\tilde{c}_p$ aumenta. En el caso de la combustión estequiométrica ($\Phi = 1$), el calor específico a presión constante es mayor que en condiciones de exceso de aire, debido a la presencia de compuestos más complejos en la mezcla de los productos de combustión. Este comportamiento refleja cómo la variación en la relación de equivalencia afecta directamente

las propiedades termodinámicas de los gases, siendo el c_p un indicador sensible de la eficiencia y la complejidad de la combustión.

Además de la relación de equivalencia, la concentración de metano también influye en el calor específico de los productos de combustión, ya que el metano es el principal componente del gas natural, que tiene un impacto directo en la composición de los gases generados durante la combustión. Al comparar tres concentraciones de metano 78 %, 83.877 % y 96 %, se observa que, con una concentración del 78 % de CH_4 se obtiene el menor valor de calor específico. Esto se debe a que, a esa concentración, la mezcla de gases de combustión contiene una mayor proporción de productos como CO_2 y H_2O , los cuales tienen un calor específico relativamente bajo, en comparación con los productos resultantes de una mayor concentración de metano, como en el caso del 83.877 % y 96 % de CH_4 . Estos últimos generan una mezcla con una mayor cantidad de productos que poseen un calor específico más alto.

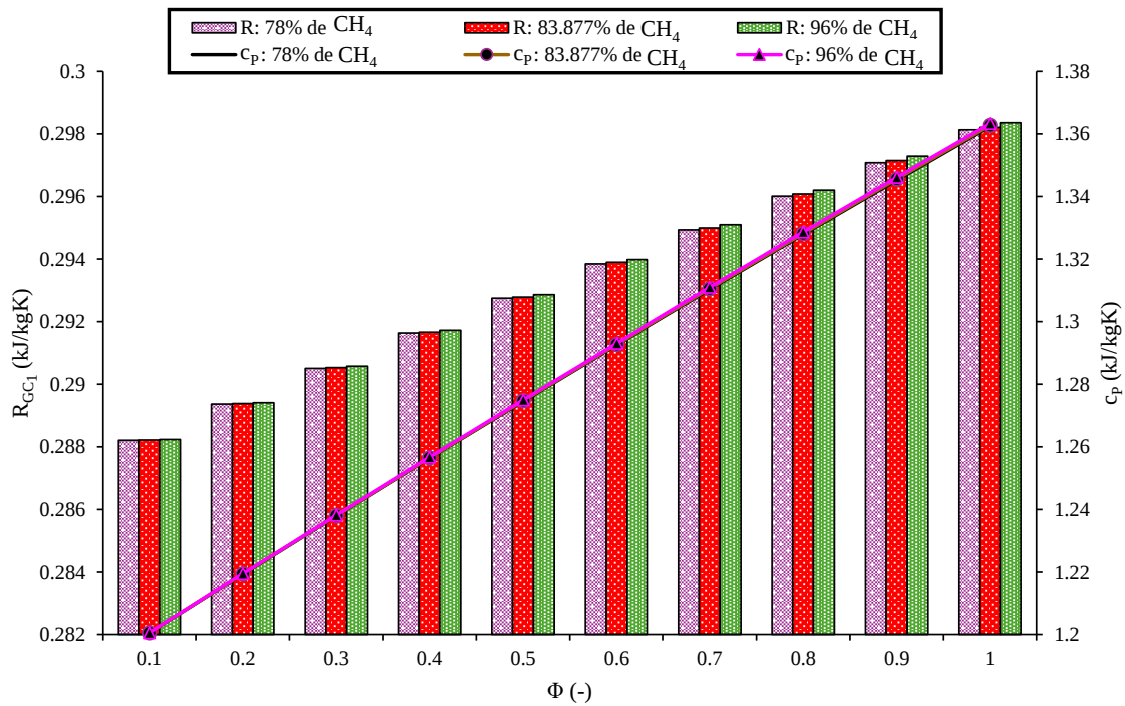


Figura 3.6: Constante de los gases de combustión y calor específico a presión constante en la CC_1 en función de la relación de equivalencia.

La Fig. (3.7) muestra la diferencia entre la constante de los gases de la primera y la segunda cámara, así como la variación en el calor específico a presión constante, en función de la relación de equivalencia, para distintas concentraciones de metano en el gas natural. En el análisis de las constantes de los gases de combustión, no se observa una diferencia significativa entre la primera y la segunda cámara para el intervalo de la relación de equivalencia $0.1 \leq \Phi \leq 0.5$. Este comportamiento se mantiene independientemente de la concentración de metano, ya que las constantes permanecen prácticamente iguales en ambas etapas para cada caso.

Sin embargo, para valores de $\Phi \geq 0.6$, comienzan a surgir diferencias en las constantes de los gases de combustión. Esto ocurre debido a la disminución del exceso de aire a partir de $\Phi = 0.6$, lo que puede impedir que el segundo proceso de combustión se complete, o bien, provocar que algunos componentes de los gases provenientes de la primera cámara sean nulos. En consecuencia, el número de moles de la mezcla gaseosa en la segunda cámara disminuye,

generando estas variaciones en las constantes.

El comportamiento de esta diferencia no es uniforme, ya que depende no sólo de la concentración de metano, sino también de la cantidad de aire disponible en la primera reacción de combustión. Por ejemplo: Para $\Phi = 0.7$ y $\Phi = 1$, la concentración del 96 % de CH_4 genera la mayor diferencia entre las constantes; en cambio, para $\Phi = 0.8$ y $\Phi = 0.9$, es la concentración del 78 % de CH_4 la que provoca la mayor variación.

Finalmente, al comparar los casos $\Phi = 0.4$ y $\Phi = 0.6$, se tiene que la diferencia entre las constantes para concentraciones de 78 %, 83.877 % y 96 % de CH_4 es de 98.54 %, 98.53 % y 98.51 %, respectivamente. Esto se debe a que el número de moles es menor para $\Phi = 0.6$, impactando directamente en las constantes de los gases de combustión.

En el análisis de la diferencia del c_P , se observa que, para una relación de equivalencia en el rango $0.1 \leq \Phi \leq 0.5$, dicha diferencia aumenta entre la primera y la segunda cámara a medida que varía la concentración de metano. En particular, para concentraciones de 78 %, 83.877 % y 96 % de CH_4 , la diferencia promedio del c_P en este intervalo es de 0.053, 0.054 y 0.0542, respectivamente.

Al comparar las tres concentraciones de metano, se observa que la mayor diferencia entre los calores específicos ocurre con una concentración del 96 % de CH_4 . Esto se debe a que, para esta concentración, el número de moles es mayor, y dado que el c_P depende del c_P molar y del número de moles, un mayor número de moles resulta en un menor calor específico promedio.

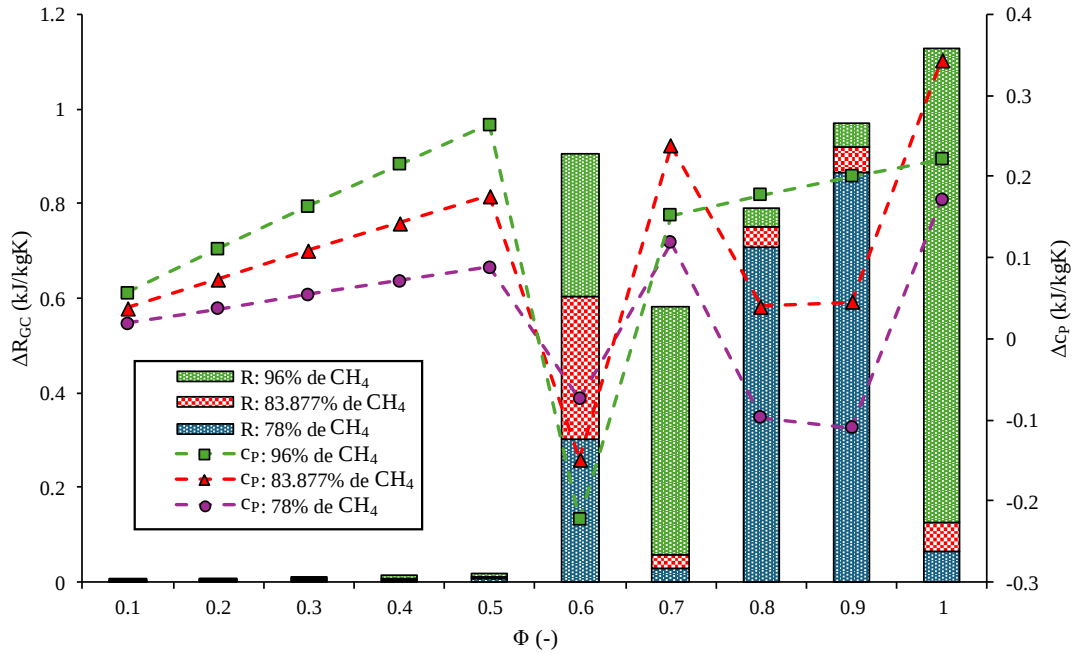


Figura 3.7: Variación de la constante de los gases y el calor específico a presión constante entre los gases de la primera y la segunda cámara.

En la Fig. (3.8) se presenta la variación de la temperatura de flama adiabática para diferentes composiciones en función de la relación de equivalencia. Para las tres composiciones analizadas, la temperatura de flama adiabática está entre 580 K y 2800 K en el rango de 0.1 a 1 para la relación de equivalencia. Como se observa existe una relación proporcional entre la temperatura de flama adiabática y la relación de equivalencia. A medida que la relación de equivalencia disminuye ($\Phi < 1$), aumenta el exceso de aire. En estas condiciones, el gas

natural y el aire reaccionan, pero el exceso de aire, al no participar en la reacción, absorbe parte del calor liberado. Por lo tanto, a mayor exceso de aire disponible, mayor es la cantidad de calor absorbida, lo que resulta en una disminución de la temperatura de los productos o gases de combustión. Esta temperatura corresponde a la temperatura de flama adiabática.

El comportamiento de la temperatura de la flama adiabática también está influenciado por la composición del combustible. Al comparar tres composiciones de gas natural con 78 % de CH_4 , 83.877 % de CH_4 , y 96 % de CH_4 , se observa que, para cualquier valor de la relación de equivalencia, la temperatura de la flama es mayor cuando la composición contiene 78 % de CH_4 . Esto se debe a que esta mezcla tiene una mayor contribución de componentes más pesados, como C_2H_6 , C_3H_8 , $i\text{-C}_4\text{H}_{10}$, $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$, $i\text{-C}_5\text{H}_{12}$, $n\text{-C}_5\text{H}_{12}$, C_6H_6 , C_6H_{14} , $2\text{C}_6\text{H}_{14}$ y $3\text{C}_6\text{H}_{14}$. Estos componentes, al romper sus enlaces durante la reacción, liberan una mayor cantidad de energía en comparación con el metano.

Aunque el metano tiene una fracción molar más alta en las otras mezclas, su contribución energética es menor en comparación con la de los componentes más pesados. Por esta razón, una menor proporción de metano combinada con una mayor proporción de componentes pesados resulta en un aumento de la temperatura de la flama adiabática de los gases de combustión. Retomando la Fig. (3.8) se muestra que, a medida que incrementa la relación de equivalencia, la diferencia de la temperatura de flama adiabática se incrementa, debido a su composición de metano en el gas natural. La mayor diferencia de temperatura es entre la composición de 78 % de CH_4 y 96 % de CH_4 , lo que representa una disminución de 0.074 %, por otro lado, la diferencia entre la composición de 78 % de CH_4 y 83.877 % de CH_4 es de 0.027 %.

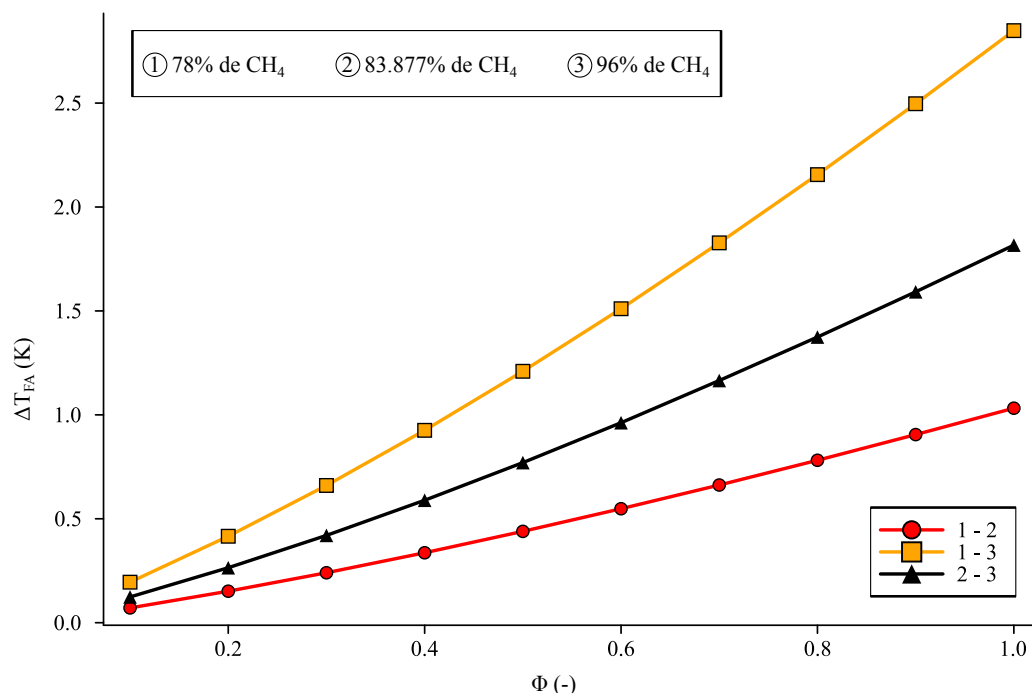


Figura 3.8: Diferencia de la temperatura de flama adiabática de la CC_1 para diferentes concentraciones de CH_4 en el gas natural.

En la Fig. (3.9) se ilustra el comportamiento del poder calorífico inferior (PCI) en función de la relación de equivalencia Φ . A medida que Φ disminuye por debajo de 1, se observa un incremento en el PCI para cualquier composición de gas natural analizada. Este fenómeno está directamente relacionado con la cantidad de aire en exceso presente en la mezcla. Cuando

$\Phi < 1$, la relación de equivalencia indica un exceso de aire respecto al necesario estequiométricamente para la combustión completa. Este aire excedente no participa directamente en las reacciones químicas, pero actúa como medio de transporte del calor generado, llevándolo consigo junto a los productos de combustión. Como resultado, el PCI refleja únicamente la cantidad neta de calor disponible para ser aprovechado en procesos térmicos, lo que lo convierte en un parámetro clave para evaluar la eficiencia de los combustibles.

La composición del gas natural juega un papel fundamental en la magnitud del PCI. Entre las composiciones analizadas, se destaca que el gas natural con un 78 % de CH_4 presenta el menor PCI para cualquier valor de Φ . Esto se debe a que, aunque los componentes presentes en menor proporción, como el etano (C_2H_6) o el propano (C_3H_8), poseen entalpías de formación más elevadas, su contribución total al poder calorífico está limitada por sus fracciones molares. En contraposición, una composición más rica en metano, como el caso del 96 % de CH_4 , exhibe un PCI superior debido a la mayor fracción de este hidrocarburo, que es el principal contribuyente al calor liberado durante la combustión.

Adicionalmente, se destacan diferencias específicas para valores concretos de Φ . Por ejemplo, para $\Phi = 0.4$, que corresponde a una mezcla con un alto exceso de aire, el PCI de una composición base del 83.877 % de CH_4 disminuye un 0.13 % al compararse con la composición del 78 % de CH_4 . En cambio, el PCI aumenta un 0.23 % al considerar una composición del 96 % de CH_4 . Estos resultados subrayan la sensibilidad del PCI a variaciones en la composición del gas natural, incluso bajo condiciones de exceso de aire. Tal análisis es particularmente relevante en aplicaciones donde se optimizan las condiciones de combustión para maximizar la eficiencia energética y minimizar las emisiones contaminantes.

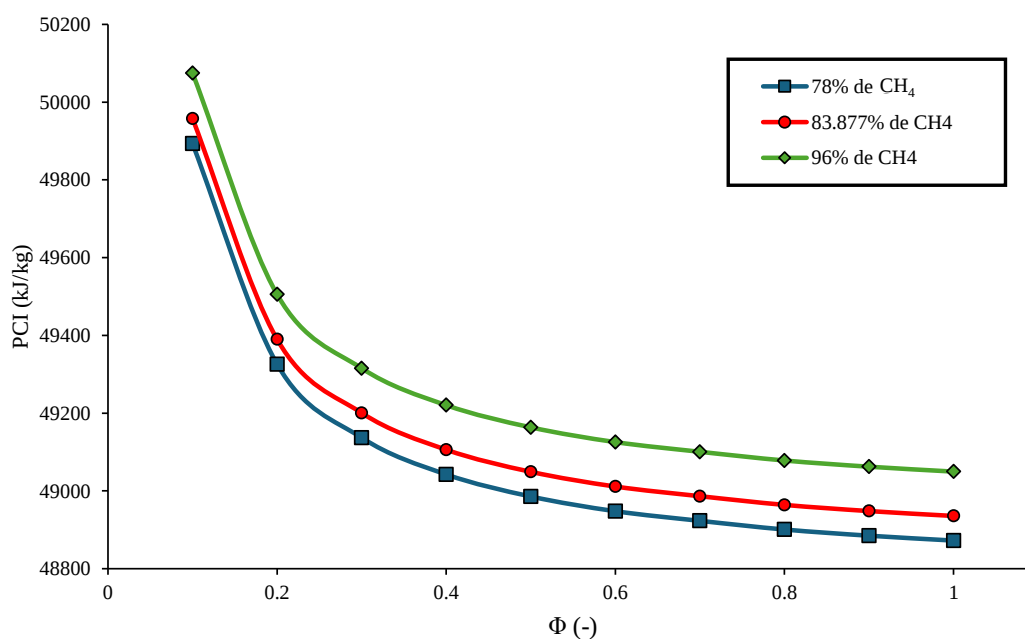


Figura 3.9: Poder Calorífico Inferior en función de la relación de equivalencia para diferentes composiciones de gas natural.

CAPÍTULO

4

ESTUDIO ENERGÉTICO

El análisis energético aplicado a una máquina térmica permite analizar y evaluar la transformación de la energía a través de los diferentes procesos que conforman al sistema; es decir, seguir la trayectoria de la energía en todo el sistema, desde la entrada del recurso (flujo de aire y flujo de combustible) hasta la salida de la energía útil (potencia generada por el sistema) y el residuo generado (gases de escape). Estas transformaciones de la energía se estudian a través de la Primera Ley de la Termodinámica.

La Primera Ley de la Termodinámica se remonta al siglo XIX y es una formulación del principio de conservación de la energía, ésta establece que, la energía total en un sistema permanece constante; entonces, la energía no puede ser creada ni destruida, sólo transformada de una forma a otra. Sin embargo, la formulación de esta ley tomó bastante tiempo; el crédito por formularla es de Robert Meyer (1814-1878), James Prescott Joule (1818-1889) y Hermann Helmholtz (1821-1894). William Thomson, por otro lado, desarrolló el concepto de energía termodinámica, incluida la energía potencial y la energía cinética de un sistema. A través de mediciones y análisis cuidadosos, reconocieron que, la energía térmica, la energía mecánica y la energía eléctrica se pueden transformar entre sí, lo que implica que la energía se puede transferir realizando trabajo, como en mecánica, y por transferencia de calor (Struchtrup and Struchtrup, 2014).

Los primeros trabajos en realizar un análisis energético de una turbina de gas datan de mediados del siglo XX, cuando las turbinas de gas se empezaron a utilizar de manera más extendida en aplicaciones industriales y de generación de energía eléctrica. Sin embargo, es importante destacar que los primeros análisis fueron más simples y limitados en comparación con los métodos y herramientas disponibles en la actualidad.

En la actualidad, existen diferentes métodos para realizar análisis energético (Razak, 2007). El primer método considera propiedades constante del aire (calor específico a presión constante y el índice adiabático) para los procesos de compresión, combustión y expansión; esta metodología se conoce como análisis energético con aire estándar y es el modelo con menor precisión, debido a que no considera el efecto de las temperaturas sobre las propiedades del aire. El segundo método es más preciso y considera los cambios de las propiedades (calor

específico a presión constante, c_P y el índice adiabático) para la compresión y expansión. El último método aplicado al análisis energético tiene un enfoque Entalpía-Entropía, que es un método más preciso que utilizan los fabricantes en el software de modelado de turbina de gas (Walsh and Fletcher, 2004).

García López et al. presentaron un análisis energético y exergético comparativo entre dos turbinas de gas regenerativa con y sin enfriamiento intermedio. En este análisis se considera al fluido de trabajo como aire estándar y la metodología aplicada se asemeja al primer método antes mencionado. En este trabajo se plantearon modelos matemáticos para determinar las propiedades termodinámicas y los parámetros de desempeño para ambos arreglos, en función de las relaciones de presiones óptimas del trabajo motor máximo y de la eficiencia térmica (García López et al., 2022).

Rahman et al. presentaron un análisis de la eficiencia termodinámica de una central eléctrica utilizando el segundo método mencionado anteriormente. Los valores de γ para el aire y del gas fueron 1.4 y 1.33, respectivamente. En este trabajo se determinaron que, la potencia de salida y la eficiencia térmica disminuyen linealmente, con el aumento de la relación aire-combustible y la temperatura ambiente. Además, el flujo de calor rechazado y el consumo específico de combustible aumentaron linealmente con el aumento de la relación aire-combustible y la temperatura ambiente (Rahman et al., 2011).

En un análisis energético, no sólo las propiedades como el calor específico y el índice adiabático son condiciones de diseño que permiten evaluar el desempeño de una turbina de gas. Shukla et al., presenta un análisis energético en función del aire a la entrada del proceso de compresión y la humedad contenida en él (Shukla and Singh, 2014). Sammour et al., realizaron un estudio de efectos de las condiciones ambientales en la eficiencia de una turbina de gas, en este análisis proponen que, la temperatura ambiente y la humedad relativa contenida en el aire son parámetros que influyen en el funcionamiento de las turbinas de gas en términos de potencia y eficiencia (Sammour et al., 2023).

Otro enfoque que se utiliza para realizar el análisis energético de una turbina de gas, es mediante el cambio de las condiciones de operación. Ibrahim et al. realizaron un estudio de una turbina de gas en función de las condiciones de operación (relación de presiones, relación aire-combustible y eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina). Como resultado de este análisis obtuvieron que, la mayor eficiencia y el menor consumo específico de combustible se obtiene cuando la relación de presiones aumenta, otro factor que influye en obtener una máxima potencia se asocia a la temperatura a la entrada de la turbina (Ibrahim and Rahman, 2010). Kumar et al. plantearon modelos matemáticos, que permitieron mostrar el efecto de los parámetros de desempeño como la temperatura ambiente, humedad relativa, relación de presión del compresor, la temperatura a la entrada de la turbina, eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina en la eficiencia térmica y generación de potencia. Los resultados mostraron que, los parámetros de desempeño influyen directamente en los productos del sistema. Además, la eficiencia térmica y la potencia de salida disminuyen linealmente con el aumento de la temperatura ambiente y la relación aire-combustible (Kumar et al., 2017).

En resumen, el análisis energético es el estudio de la transformación de la energía a lo largo de los diversos procesos que constituyen un sistema térmico. A través de la evaluación de parámetros de desempeño, condiciones de operación y factores ambientales, es posible evaluar el desempeño energético de dicho sistema. Por lo tanto, en este capítulo se plantean modelos matemáticos para realizar un análisis energético a la Turbina de gas secuencial GT24, con el fin de, determinar las propiedades termodinámicas (presión, temperatura, entalpía y entropía), así como, los parámetros de desempeño; trabajo de compresión, trabajo de expansión, régimen térmico, consumo específico de combustible y eficiencia de Primera

Ley o eficiencia térmica. Posteriormente, con los parámetros de desempeño y la modificación en algún de ellos, tales como la eficiencia isoentrópica del compresor o de la turbina, la relación de presiones, la temperatura del aire aspirado por el compresor o la temperatura de las turbinas de alta y baja presión, se evalúa a diferentes condiciones el desempeño de la Turbina de gas secuencial GT24.

4.1. Análisis energético aplicado a la GT24

La Turbina de gas secuencial o sistema de turbogás secuencial GT24 es una máquina térmica que se conforma de un compresor, dos cámaras de combustión y dos turbinas una de alta y otra de baja presión, como se muestra en la Fig. (4.1). En la GT24

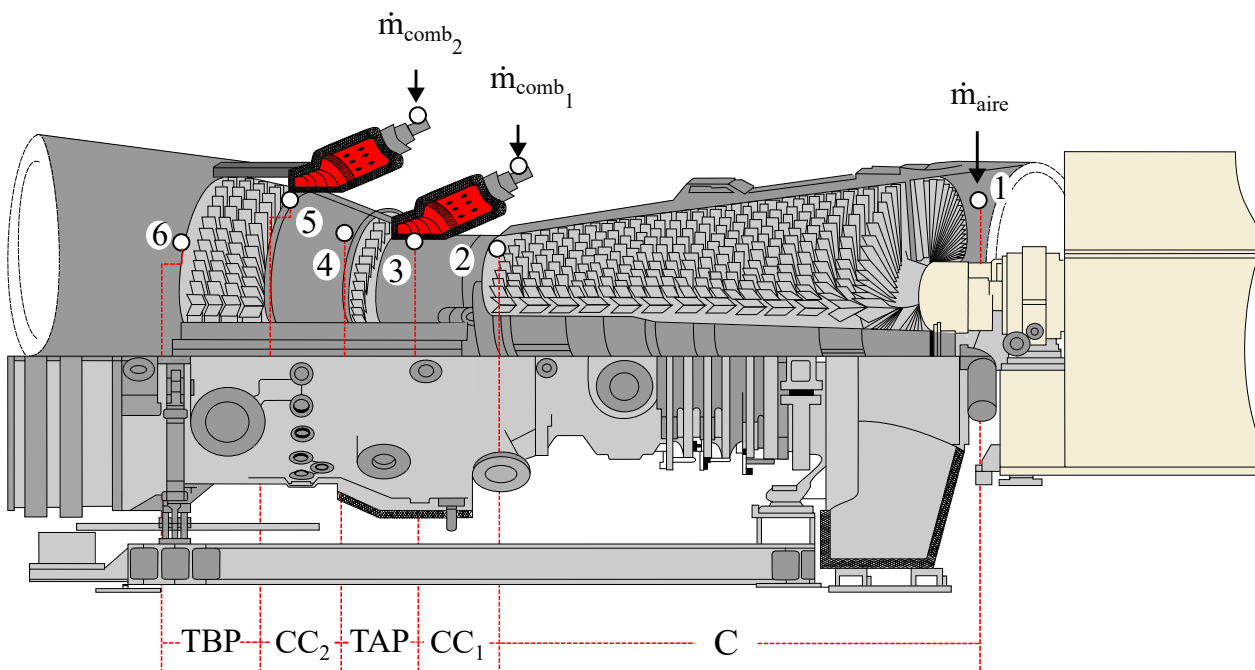


Figura 4.1: Diagrama esquemático de la Turbina de gas GT24

El proceso inicia con la entrada de aire a condiciones ambientales de presión y temperatura, que es aspirado por el compresor. Durante el proceso de compresión, el aire experimenta un aumento en presión y temperatura, alcanzando las condiciones necesarias para ingresar a la cámara de combustión. En esta etapa, el aire comprimido se mezcla con el combustible en la primera cámara de combustión, donde tiene lugar la reacción química que produce gases de combustión a alta temperatura. Esta etapa marca la temperatura máxima de todo el sistema.

A continuación, los gases de combustión alimentan a la turbina de alta presión, donde se expanden para generar potencia, que se utiliza para accionar el compresor. Sin embargo, la potencia generada por la turbina de alta presión no es suficiente para cubrir por completo la demanda del compresor. Por ello, el proceso continúa con una segunda etapa de expansión en la turbina de baja presión, en donde, se genera potencia que se utiliza para el compresor y el generador eléctrico; la potencia que suministra la turbina de baja presión al compresor es la potencia que falta para accionar al equipo.

A la salida de la turbina de alta presión, los gases ingresan a la segunda cámara de combustión, donde se mezclan nuevamente con combustible para alcanzar una temperatura

similar a la lograda en la primera etapa de combustión. Finalmente, los gases se expanden en la turbina de baja presión, disminuyendo su presión hasta igualarla con la del ambiente. En esta última etapa de expansión, se genera potencia útil que se destina al generador eléctrico y al compresor.

Los procesos descritos se representan en el diagrama Temperatura-Entropía mostrado en la Figura (4.2).

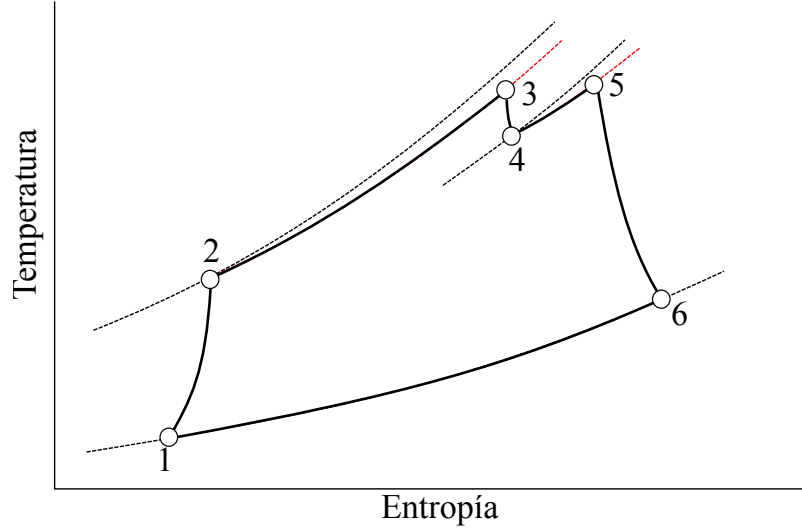


Figura 4.2: Diagrama Temperatura-Entropía de la GT24.

4.1.1. Proceso de compresión

Al inicio del proceso, el compresor aspira el aire que proviene del medio ambiente, esto quiere decir, que el aire entra al equipo a condiciones ambientales de presión y temperatura. El propósito del compresor, es aumentar la presión hasta alcanzar la presión que se requiere a la entrada de la primera cámara de combustión; $\pi_C = 30$.

Para determinar las propiedades a la salida del compresor, se parte de analizar las propiedades isoentrópicas del estado dos y posteriormente obtener las propiedades reales, tales como presión, temperatura, entalpía y entropía.

La presión a la salida del proceso compresión (Estado 2) se determina con el parámetro tecnológico (π_C), que relaciona la presión de admisión y descarga.

$$P_2 = \pi_C P_1 \quad (4.1)$$

El modelo matemático para determinar la temperatura del aire a la salida del proceso de compresión es

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \quad (4.2)$$

donde x_{aire} , es el cociente de la constante particular del aire, R_{aire} , y el calor específico a presión constante del aire, $c_{P,aire}$.

$$x_{aire} = \frac{R_{aire}}{c_{P,aire}}$$

La entalpía y entropía del aire a la salida del compresor son, respectivamente.

$$\begin{aligned} h_2 &= c_{P_{aire}} (T_2 - T_0) \\ s_2 &= s_0 + c_{P_{aire}} \ln \left(\frac{T_2}{T_0} \right) - R_{aire} \ln \left(\frac{P_2}{P_0} \right) \end{aligned} \quad (4.3)$$

4.1.2. Primer proceso de suministro de calor

Después del proceso de compresión, el aire comprimido entra a la primera cámara de combustión junto con el flujo de combustible, $\dot{m}_{comb, CC_1}$. La mezcla de aire y combustible da lugar a la primera reacción de combustión, generando gases de combustión a alta temperatura. A la salida de la cámara, los gases de combustión se envía a la turbina de alta presión, donde entran con la máxima temperatura en todo el sistema.

A la salida del primer proceso de combustión, los gases alcanzan la temperatura necesaria para ingresar a la turbina de alta presión, es decir

$$T_3 = TET \quad (4.4)$$

Durante el proceso de combustión, se considera una caída del 4% en la presión, debido al difusor por el que pasa la mezcla de aire-combustible, lo que afecta directamente en la presión de salida de los gases de la primera cámara de combustión. La caída de presión en la primera cámara de combustión es la relación entre el cambio de presión entre los estados 2 y 3 ($\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3$) y la presión en el estado 2 (P_2). Por lo tanto, la caída de presión de la primera cámara de combustión se expresa como

$$\Delta P_{CC_1} = \frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}$$

donde $\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3$ representa la variación de las presiones de los estados 2 y 3.

Al sustituir la variación de las presiones en la expresión de la caída de presión y despejando la presión en el estado 3, se obtiene la siguiente expresión para la presión 3. Entonces, la presión en el estado 3 se define como

$$P_3 = P_2 (1 - \Delta P_{CC_1}) \quad (4.5)$$

La entalpía y entropía de los gases de combustión son, respectivamente

$$\begin{aligned} h_3 &= c_{P, GC_I} (T_3 - T_0) \\ s_3 &= s_0 + c_{P, GC_I} \ln \left(\frac{T_3}{T_0} \right) - R_{GC_I} \ln \left(\frac{P_3}{P_0} \right) \end{aligned} \quad (4.6)$$

4.1.3. Proceso de expansión de alta presión

Tras el suministro de calor en la primera cámara de combustión, los gases resultantes pasan a la turbina de alta presión, donde se expanden con el propósito de generar potencia, que será suministrada al compresor. Durante esta expansión, la presión y la temperatura de los gases disminuyen gradualmente, alcanzando las condiciones requeridas para su entrada en la segunda cámara de combustión.

Cada uno de los procesos que conforman la GT24 están encadenados, ya que, el fluido de trabajo que sale de un equipo se utiliza en el siguiente. Por ejemplo, a la turbina de alta presión ingresan los gases de combustión a una cierta presión y temperatura, y debido

al proceso, estos salen con una presión y temperatura diferentes. Inmediatamente después, los gases a la salida de la turbina ingresan a la segunda cámara de combustión, donde experimentan una caída de presión que afectará la presión de salida de los gases de esta cámara. Como se puede observar, la presión a la salida de la turbina de alta presión está determinada por las condiciones del segundo proceso de combustión.

La caída de presión de la segunda cámara de combustión es el cociente entre la variación de las presiones de los estados 4 y 5 entre la presión del estado 4, es decir

$$\Delta P_{CC_2} = \frac{\Delta P_{4-5}}{P_4}$$

donde, $\Delta P_{4-5} = P_4 - P_5$ representa la variación de las presiones de los estados 4 y 5.

Al sustituir la variación de las presiones y despejando la presión 4

$$P_4 = \frac{P_5}{1 - \Delta P_{CC_2}} \quad (4.7)$$

La temperatura de salida en la primera etapa de expansión (Estado 4) está en función de la eficiencia isoentrópica de la turbina, el índice adiabático de los gases de combustión de la primera cámara y la relación de presiones de los estados 3 y 4. Entonces, la temperatura a la salida de la turbina de alta presión se expresa como

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{GC_I}}} \right) \right] \quad (4.8)$$

donde

- x_{GC_I} , es el cociente entre la constante particular de los gases de combustión de la segunda cámara, R_{GC_I} , y el calor específico a presión constante de dichos gases, c_{P,GC_I} .

$$x_{GC_I} = \frac{R_{GC_I}}{c_{P,GC_I}}$$

- π_{TAP} , es la relación de presiones de los estados 3 y 4.

$$\pi_{TAP} = \frac{P_3}{P_4}$$

La entalpía y entropía de los gases de combustión a la salida del proceso de expansión son

$$\begin{aligned} h_4 &= c_{P, GC_I} (T_4 - T_0) \\ s_4 &= s_0 + c_{P, GC_I} \ln \left(\frac{T_4}{T_0} \right) - R_{GC_I} \ln \left(\frac{P_4}{P_0} \right) \end{aligned} \quad (4.9)$$

4.1.4. Segundo proceso de suministro de calor

La GT24 se caracteriza principalmente por ser una turbina de gas secuencial. Este diseño incluye una segunda cámara de combustión, ubicada después de la turbina de expansión de alta presión. Para el segundo proceso de suministro de calor, a esta cámara entran los gases de combustión provenientes de la turbina de alta presión junto con un flujo de combustible, que corresponde aproximadamente al 40 % del combustible total del sistema. Como resultado de esta nueva reacción, se genera una nueva composición de gases de escape destinada a la segunda etapa de expansión.

La temperatura de los gases de combustión a la salida de la segunda cámara de combustión es igual a la temperatura de entrada de la turbina de baja presión. Dado que la temperatura de entrada de la turbina de alta presión y la temperatura de entrada de la turbina de baja presión son iguales, se dice que la temperatura de los gases de combustión a la salida de la segunda cámara es

$$T_5 = T_{ET} \quad (4.10)$$

El modelo matemático para la expansión isentrópica de la turbina de baja presión es

$$\frac{T_{6s}}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{x_{GCII}} \quad (4.11)$$

donde x_{GCII} es el cociente entre la constante particular de los gases de combustión de la segunda cámara, R_{GCII} , y el calor específico a presión constante de dichos gases, $c_{P,GCII}$.

$$x_{GCII} = \frac{R_{GCII}}{c_{P,GCII}}$$

De la ec. (4.11), se obtiene a la presión 5 que se exprese como

$$P_5 = \frac{P_6}{\left(\frac{T_{6s}}{T_5} \right)^{1/x_{GCII}}} \quad (4.12)$$

La eficiencia isentrópica de la turbina de baja presión se define como el cociente entre el trabajo de expansión real y el trabajo de expansión isentrópico. Ambos trabajos dependen de las entalpías de los estados de entrada y salida de la turbina de baja presión (estados 5 y 6). Recordando que la entalpía se calcula como el calor específico a presión constante multiplicado por la diferencia de temperaturas entre los estados 5 y 6. Si se asume que los gases de combustión de la segunda cámara se comportan como un gas perfecto, el calor específico a presión constante se mantiene constante durante la expansión en la turbina de baja presión. Entonces, la eficiencia isentrópica de la turbina de baja presión es el cociente entre el cambio de temperatura real entre los estados 5 y 6 y el cambio de temperatura correspondiente en un proceso isentrópico de los estados 5 y 6s.

De la eficiencia isentrópica de la turbina de baja presión, se despeja el cocientes de temperaturas T_{6s} entre T_5 , es decir

$$\eta_{SIT} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6s}} \quad \text{entonces} \quad \frac{T_{6s}}{T_5} = 1 - \frac{1}{\eta_{SIT}} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right)$$

Al sustituir el cocientes de temperaturas T_{6s} entre T_5 en la ec. (4.12) se obtiene la presión de los gases de combustión de la segunda cámara

$$P_5 = \frac{P_6}{\left[1 - \frac{1}{\eta_{SIT}} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \right]^{1/x_{GCII}}} \quad (4.13)$$

La entalpía y entropía de los gases de combustión son

$$\begin{aligned} h_5 &= c_{P,GCII} (T_5 - T_0) \\ s_5 &= s_0 + c_{P,GCII} \ln \left(\frac{T_5}{T_0} \right) - R_{GCII} \ln \left(\frac{P_5}{P_0} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

4.1.5. Proceso de expansión de baja presión

El segundo proceso de expansión corresponde al último proceso del sistema de la GT24. En este proceso, el objetivo es generar potencia, de la cual una parte se destina al compresor y la otra parte al generador eléctrico. Durante este proceso de expansión, se reduce la presión y, por lo tanto, la temperatura. La presión de los gases de escape es igual a la presión del medio ambiente, es decir

$$P_6 = P_0 \quad (4.15)$$

De acuerdo con la ficha técnica, la temperatura de los gases a la salida de la turbina de bajas expansión es igual a la temperatura de gases de escape.

$$T_6 = T_{ge} \quad (4.16)$$

La entalpía y entropía de los gases de escape a la salida de la turbina de baja presión se define como

$$\begin{aligned} h_6 &= c_{P, GCII} (T_6 - T_0) \\ s_6 &= s_0 + c_{P, GCII} \ln \left(\frac{T_6}{T_0} \right) - R_{GCII} \ln \left(\frac{P_6}{P_{ref}} \right) \end{aligned} \quad (4.17)$$

NOTA: Para deducir los modelos matemáticos de las propiedades de los estados termodinámicos, se aplicó la ingeniería inversa en los estados 4, 5 y 6. Es decir, al conocer las propiedades de presión y temperatura del estado 6, derivadas de las condiciones de operación establecidas en el Capítulo 2, se obtiene la presión del estado 5 a partir de la presión del estado 6 y de la temperatura de entrada a la turbina de baja presión (TET). Finalmente, con la presión del estado 5, se calcula la presión del estado 4, y utilizando el modelo matemático de expansión isoentrópica, se determina la temperatura del estado 4. Una vez que se conoce la presión y temperatura de los estados 4, 5 y 6, se determina su entalpía y entropía.

4.2. Parámetros de desempeño

Una vez que se han determinado las propiedades termodinámicas, como presión, temperatura, entalpía y entropía, para los estados termodinámicos de la GT24, se determinan a los parámetros de desempeño. Estos parámetros son medidas cuantitativas fundamentales, que permite evaluar el desempeño del sistema, y se derivan principalmente de la aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica. Además, es importante destacar que los parámetros de desempeño suelen expresarse en función de la relación de presiones del compresor, el calor específico a presión constante del aire, la temperatura de entrada del aire al compresor y las eficiencias isoentrópicas tanto del compresor como de la turbina.

Los parámetros a evaluar son los flujos de aire y de combustible, la potencia requerida por el compresor, la potencia generada por las turbinas de expansión de alta y baja presión, el flujo de calor suministrado en ambas cámaras de combustión, el flujo de calor rechazado en la última etapa de expansión, la eficiencia térmica, el régimen térmico (consumo térmico unitario o Heat Rate) y el consumo específico de combustible.

Para determinar el flujo de combustible suministrado en cada cámara de combustión, es necesario conocer la relación combustible-aire y el flujo de aire aspirado por el compresor. En el caso de la primera cámara de combustión, la relación combustible-aire (rca_1) está determinada por el poder calorífico inferior del combustible y la diferencia de entalpías

entre los estados 2 y 3. Por otro lado, la relación combustible-aire de la segunda cámara de combustión (rca_2) se expresa en función de la relación combustible-aire de la primera cámara, el poder calorífico inferior del combustible y la diferencia de entalpías entre los estados 4 y 5. En la Tabla (4.1) se presentan las expresiones de la rca_1 y rca_2 , así como, los flujos de combustible de ambas cámaras.

Tabla 4.1: Relación combustible-aire y flujo de combustible de la primera y segunda cámara de combustión.

Relación combustible-aire	Flujo másico
$rca_1 = \frac{h_3 - h_2}{PCI - h_3}$	$\dot{m}_{comb,1} = \dot{m}_{aire} rca_1$
$rca_2 = \frac{(1 + rca_1)(h_5 - h_4)}{PCI - h_5}$	$\dot{m}_{comb,2} = \dot{m}_{aire} rca_2$

donde, el flujo de aire es la relación entre la potencia motor y el trabajo motor específico.

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{W}_M}{w_M} \quad (4.18)$$

Otro de los parámetros que permite evaluar el desempeño energético de la GT24 es el trabajo de compresión y los trabajos de expansión en las turbinas de alta y baja presión. La potencia del compresor es la potencia necesaria para comprimir el aire hasta la presión requerida para el proceso de combustión.

Trabajo de compresión por unidad de masa

$$w_C = \frac{c_{P_{aire}} T_1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \quad (4.19)$$

La potencia requerida por el compresor es

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{aire} w_C \quad (4.20)$$

En cuanto a la potencia generada por las turbinas de expansión, la turbina de alta presión suministra su potencia completamente al compresor. Sin embargo, la potencia generada por esta turbina no es suficiente para accionar por completo al compresor. Por esta razón, la potencia faltante para accionar el compresor es proporcionada por la turbina de baja presión. El resto de potencia generada por la turbina de baja presión, que no es utilizada por el compresor, se destina al generador eléctrico. En la Tabla (4.2) se muestra el trabajo por unidad de masa y la potencia de la turbina de alta y baja presión.

Tabla 4.2: Potencia generada por las turbinas de alta y baja presión.

Trabajo específico	Potencia
$w_{TAP} = c_{P, GC_I} T_3 \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{GC_I}}} \right)$	$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{aire} (1 + rca_1) w_{TAP}$
$w_{TBP} = c_{P, GC_{II}} T_5 \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^{x_{GC_{II}}}} \right)$	$\dot{W}_{TBP} = \dot{m}_{aire} (1 + rca_1 + rca_2) w_{TBP}$

El trabajo motor específico es el trabajo por unidad de masa útil o neto alimenta al generador eléctrico para la producir energía eléctrica. El trabajo motor se define como la diferencia entre los trabajos producidos por las turbinas de expansión y el trabajo requerido por el compresor, lo cual se expresa como

$$w_M = w_{TAP} + w_{TBP} - w_C \quad (4.21)$$

La potencia motor se define como

$$\dot{W}_M = \dot{m}_{aire} [(1 + rca_1)w_{TAP} + (1 + rca_1 + rca_2)w_{TBP} - w_C] \quad (4.22)$$

De manera general, el calor suministrado representa la energía térmica que entra al sistema como resultado de la reacción de combustión del combustible. Esta energía provoca un aumento en la energía interna del sistema, lo que se refleja en un cambio de temperatura. Además, genera gases de combustión a alta temperatura, son aprovechados en el proceso de expansión para producir trabajo.

Entonces, el calor suministrado por unidad de masa en la primera y segunda cámara de combustión, se expresan de la siguiente manera

$$q_{SUM,1} = c_{P,aire} T_1 \left[\frac{c_{P,GC_I} y_{TAP}}{c_{P,aire}} - 1 - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_{aire}} - 1) \right] \quad (4.23)$$

$$q_{SUM,2} = T_3 \left\{ c_{P,GC_{II}} - c_{P,GC_I} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{GC_I}}} \right) \right] \right\} \quad (4.24)$$

donde, y_{TAP} es el cociente de las temperaturas T_3 entre T_1 .

$$y_{TAP} = \frac{T_3}{T_1}$$

El flujo de calor suministrado es

$$\dot{Q}_{SUM,1} = \dot{m}_{aire} [(1 + rca_1) c_{P,GC_I} T_3 - c_{P,aire} T_2] \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{SUM,2} = \dot{m}_{aire} [(1 + rca_1 + rca_2) c_{P,GC_{II}} T_5 - (1 + rca_1) c_{P,GC_I} T_4] \quad (4.26)$$

Por otra parte, el calor rechazado representa la cantidad de calor que se genera durante el último proceso de expansión y se libera junto con los gases de escape en la turbina de baja presión. El calor rechazado por unidad de masa y el flujo de calor rechazado son

$$q_{RECH} = T_1 c_{P_{aire}} \left(\frac{c_{P, GC_{II}} y_{RECH}}{c_{P_{aire}}} - 1 \right) \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_{RECH} = \dot{m}_{aire} [(1 + rca_2) c_{P, GC_{II}} T_6 - c_{P_{aire}} T_1] \quad (4.28)$$

donde, y_{RECH} es el cociente de las temperaturas T_6 entre T_1 .

$$y_{RECH} = \frac{T_6}{T_1}$$

La eficiencia térmica es la relación entre la potencia motor y el flujo de calor total suministrado a la GT24

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_M}{\dot{Q}_{SUM_1} + \dot{Q}_{SUM_2}} \quad (4.29)$$

El consumo térmico unitario (CTU), son los kJ requeridos para producir un kWh y se expresa en unidades de kJ/kWh

$$CTU = 3600 \left(\frac{\dot{Q}_{SUM}}{\dot{W}_M} \right) = \frac{3600}{\eta_{TH}} \quad (4.30)$$

El consumo específico de combustible (CEC), es la cantidad de kg de combustible para producir un kWh y sus unidades son $\text{kg}_{comb}/\text{kWh}$

$$CEC = 3600 \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_M} \right) \quad (4.31)$$

4.3. Resultados del análisis energético

Como resultado de aplicar los modelos matemáticos desarrollados en el análisis energético, en la Tabla (4.3) se presentan las propiedades termodinámicas, tales como, la presión, la temperatura, la entalpía y la entropía de cada uno de los estados que conforman el sistema de la GT24, así como las propiedades termodinámicas del medio ambiente (estado 0). Bajo la consideración de que el sistema y el medio ambiente se encuentran en equilibrio termodinámico, en la misma tabla se muestra que, las propiedades termodinámicas del estado 1 son idénticas a las del ambiente por el equilibrio. Además, en los estados 3 y 4 se observa la influencia de la caída de presión en ambas cámaras de combustión, afectando en ambos casos la presión, entalpía y entropía; sin embargo, en el estado 4 también se observa un impacto en la temperatura.

Tabla 4.3: Propiedades de los estados termodinámicas de la GT24.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)
0	1.01325	25	0	6.603
1	1.01325	25	0	6.603
2	30.40	581.46	559.08	6.68
3	29.18	1250	1539.16	7.67
4	17.70	1099.86	1350.52	7.69
5	17.02	1250	1626.95	7.93
6	1.01325	610	776.95	8.05

En la Tabla (4.4) se presentan los flujos másicos de aire, combustible y gases de combustión de la primera y segunda cámara de combustión, junto con su relación combustible-aire. De los resultados se observa que, para que el sistema genere 165 MW, deben ingresar 326.07 kg/s de aire y 8.65 kg/s de combustible. Del total de combustible que entra al sistema, el 77.61 % se destina a la CC1 y el 22.38 % a la CC2. Esto se debe a que, para alcanzar la temperatura deseada a la entrada de la turbina de alta presión, se requiere un mayor flujo de combustible en la primera cámara en comparación con la segunda, esto representa que la diferencia de temperaturas de un estado a otro es proporcional al flujo de combustible que se suministra en cada cámara de combustión. Por ejemplo, para la primera cámara el aire comprimido que entra se encuentra a 581.46 °C, y para alcanzar los 1250 °C se deben suministrar 6.71 kg/s de combustible. Por otro lado, en la cámara secuencial, los gases de combustión provenientes de la TAP están a 1099.86 °C, y a la entrada de la TBP la temperatura es de 1250 °C. La diferencia de temperaturas entre ambas etapas es baja, lo cual indica que el flujo de combustible necesario es menor; por esta razón, el flujo de combustible en la segunda cámara es considerablemente menor en comparación con la primera.

Tabla 4.4: Flujo másico del aire, flujo másico de combustible y la relación combustible-aire.

$\dot{m}_{aire}$	$\dot{m}_{comb,1}$	$\dot{m}_{GC,I}$	rca_1	$\dot{m}_{comb,2}$	$\dot{m}_{GC,II}$	rca_2
(kg/s)	(kg/s)	(kg/s)	(kg _{comb,I} /kg _a)	(kg/s)	(kg/s)	(kg _{comb,2} /kg _a)
326.07	6.71	332.79	0.021	1.93	334.73	0.0059

En la Tabla (4.5) se presentan los parámetros de desempeño de la Turbina de gas GT24. Estos parámetros incluyen la potencia generada por las turbinas de alta y baja presión, la potencia requerida por el compresor, la potencia motor o neta, el flujo de calor suministrado en ambas cámaras de combustión y el flujo de calor rechazado. Como se puede observar, la potencia requerida por el compresor es de 182.30 MW, de los cuales la TAP contribuye

completamente con la potencia que genera, es decir, 62.78 MW. Por otro lado, la TBP aporta 119.52 MW, lo que representa el 42.01 %. En cuanto al calor suministrado al sistema, la primera etapa de combustión es la que requiere la mayor cantidad de calor en todo el sistema, en comparación con la segunda etapa de combustión. Es decir, para generar la potencia motor de 165 MW, se deben suministrar 425.07 MW, de los cuales la primera cámara requiere 329.93 MW, lo que representa el 77.62 %, mientras que el 22.38 % restante corresponde a la segunda cámara de combustión. Finalmente, al comparar el calor suministrado al sistema con el calor rechazado, se observa que del calor suministrado se rechaza el 68.77 % al medio ambiente. Este calor rechazado representará más adelante una irreversibilidad externa, lo que acarrea un costo de residuo.

Tabla 4.5: Potencia generada y requerida, y flujo de calor suministrado y rechazado.

$\dot{W}_C$	$\dot{W}_{TAP}$	$\dot{W}_{TBP}$	$\dot{W}_M$	$\dot{Q}_{SUM,I}$	$\dot{Q}_{SUM,II}$	$\dot{Q}_{SUM}$	$\dot{Q}_{RECH}$
(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)
182.30	62.78	284.52	165	329.93	95.15	425.07	292.34

En la Tabla (4.6) se presenta la eficiencia térmica, el consumo térmico unitario y el consumo específico de combustible. De los resultados se observa que, la eficiencia térmica del sistema es de 0.388, lo que significa que sólo el 38.8 % del calor suministrado se utiliza para genera la potencia del motor de 165 MW. Una manera de incrementar la eficiencia térmica será reduciendo la cantidad de calor rechazado, ya que, esta energía se pierde y no se convierte en energía útil. En cuanto al CTU, se requiere de 9,274.30 kJ para producir un kWh. Para el caso de la potencia del motor de 165 MW, se considera que en una hora de operación se generarán 165 MWh, lo que requerirá de 1.53×10^6 MJ. Para el CEC, se requiere un consumo de 0.188 kg de combustible por cada kWh producido. Así, para generar 165 MW en una hora de operación, se debe utilizar 55.10 toneladas de combustible.

Tabla 4.6: Eficiencia térmica, Régimen térmico y Consumo específico de combustible.

η_{TH}	CTU	CEC
(-)	(kJ/kWh)	(kg _{comb} /kWh)
0.388	9,274.30	0.188

Para analizar el comportamiento de la Turbina de gas GT24, se toma como parámetro a la composición de combustible, descrita en la sección (3.10), correspondiente a los resultados del proceso de combustión. En este análisis, se considera que el combustible está compuesto por 14 elementos, cuya fracción molar del CH₄ varía según la composición: 78 % de CH₄, 83.877 % de CH₄ (condición de operación de la GT24) y 96 % de CH₄.

Considerando el cambio de la fracción molar del CH₄, en la Fig. (4.3) se muestra el comportamiento del flujo másico del aire y del combustible de acuerdo con la composición del combustible. Se observa que, para la composición del 96 % de CH₄, el compresor aspira menor cantidad de aire en comparación con la composición de 78 % y 83.877 % de CH₄, esto debido a que, la composición del combustible va a afectar a la relación combustible-aire

(rca), y por ende, a la relación aire-combustible (rac), que es la cantidad de aire requerida por el sistema para una combustión completa. Al incrementar la fracción molar de CH_4 , la rac se incrementa y el flujo de aire disminuye. Para una composición del 78 % de CH_4 , su rac es de $48.47 \text{ kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{comb}}$ y su flujo de aire de 326.20 kg/s ; entonces, al incrementar la fracción de 83.877 % y 96 % de CH_4 , su rac incrementa 0.11 % y 0.32 %, respectivamente; y el flujo másico del aire disminuye un 0.038 % y 0.106 % respectivamente.

El incremento de la fracción molar del CH_4 no sólo afecta al comportamiento del flujo de aire, sino también, al flujo de combustible total que ingresa a la GT24. Para una mayor fracción molar de CH_4 mayor rca y por ende menor flujo de combustible. Con una composición del 78 % de CH_4 el flujo de combustible es de 8.668 kg/s , al incrementar la fracción del CH_4 a 83.877 % y 96 %, el flujo de combustible disminuye 0.11 % y 0.32 %, respectivamente.

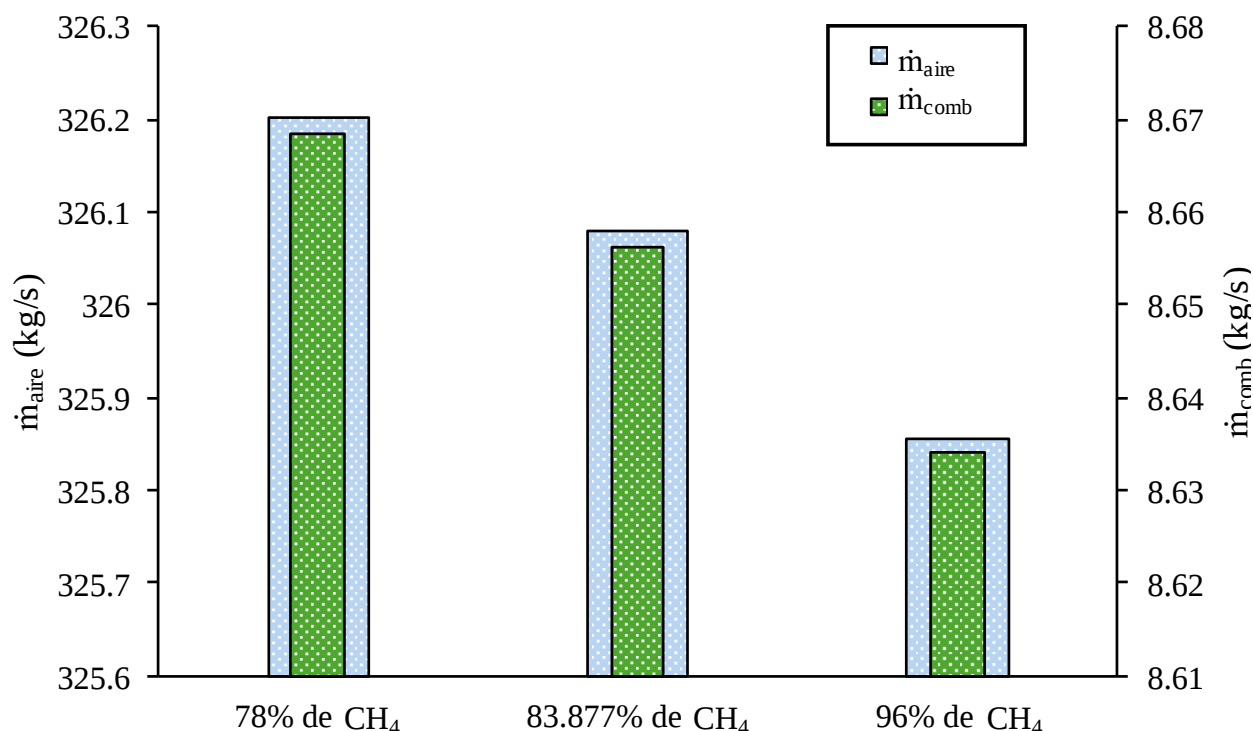


Figura 4.3: Flujo de aire y flujo de combustible.

La disminución en el flujo de aire y combustible al aumentar la concentración de CH_4 tiene un impacto directo tanto en la potencia requerida por el compresor como en la potencia generada por las turbinas de alta y baja presión. En la Fig. (4.4) se muestra cómo varían estas potencias.

Por un lado, la potencia requerida por el compresor está estrechamente relacionada con el flujo de combustible. A medida que la concentración de CH_4 aumenta, el flujo de combustible disminuye, lo que provoca una reducción en la potencia del compresor, esto se debe a que, el combustible utilizado en la primera cámara de combustión a mayor concentración de CH_4 tiene menor impureza, lo que provoca, una reacción completa del combustible. Por ejemplo, para una concentración de 78 % de CH_4 , la potencia requerida por el compresor es de 182.37 MW. Sin embargo, al incrementar la concentración a 83.877 % y 96 % de CH_4 , la potencia requerida disminuye en un 0.038 % y 0.106 %, respectivamente.

Por otra parte, la potencia generada por ambas turbinas disminuye conforme incrementa la concentración de CH_4 . Este comportamiento no sólo se asocia a la disminución del flujo

de aire, sino también a la disminución del flujo de combustible. Al tener un menor flujo de aire y combustible que reaccionen entre sí, se obtiene un flujo de gases de combustión que, al entrar a las turbinas de expansión, genera menor potencia. Por ende, la potencia total de ambos procesos de expansión también disminuye.

Para una concentración de 78 % de CH_4 , a la TAP entra un flujo de 332.93 kg/s de gases de combustión, generando 62.78 MW. Por otra parte, para la TBP entra un flujo de 334.84 kg/s de gases de combustión, generando 284.53 MW, lo que da un total de potencia generada de 347.37 MW. Sin embargo, al aumentar la concentración a 83.877 % y 96 % de CH_4 , la potencia total de los procesos de expansión disminuye en un 0.020 % y 0.055 %, respectivamente.

Al analizar la disminución de la potencia total generada por los procesos de combustión en la TAP y la TBP para concentraciones de 83.877 % y 96 % de CH_4 , se observa que en la TAP, el flujo de gases de combustión disminuye un 0.040 % y un 0.112 %, con potencias reducidas en un 0.015 % y un 0.043 %. En la TBP, el flujo de gases de combustión de la CC_2 disminuye un 0.048 % y un 0.113 %, y su potencia se reduce en un 0.020 % y un 0.058 %.

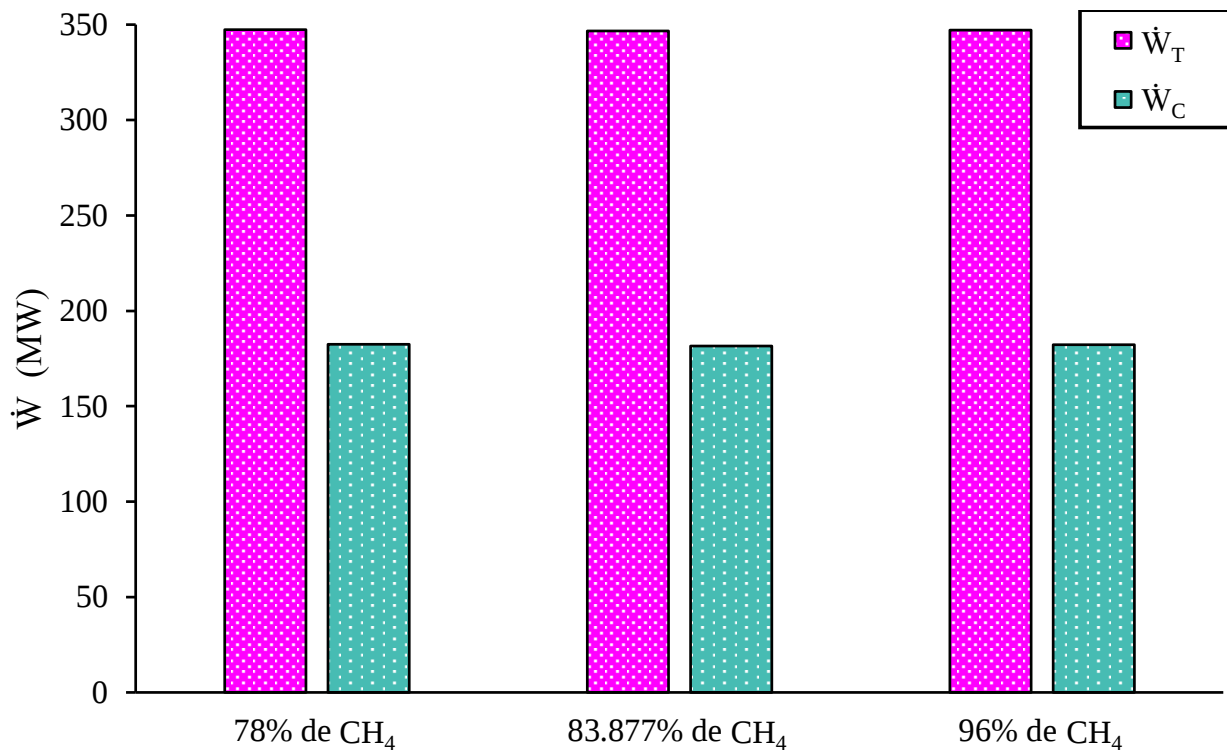


Figura 4.4: Potencia requerida por el compresor y potencia generada por las Turbinas de alta y baja presión.

En la Fig. (4.5) se muestra el comportamiento del flujo de calor suministrado y el flujo de calor rechazado en función de la concentración de CH_4 en el combustible. También se muestra que a medida que incrementa la concentración de CH_4 disminuye tanto el flujo de calor suministrado como el flujo de calor rechazado.

La disminución del flujo de calor suministrado a la GT24, al aumentar la concentración de CH_4 , se atribuye a la reducción del flujo de combustible. Existe una relación directa entre el flujo de combustible que ingresa al sistema y el flujo de calor suministrado; a medida que disminuye la cantidad de combustible, también se reduce la energía química disponible para transformarse en energía térmica durante la combustión, lo que se traduce en una

disminución del calor suministrado.

Para una concentración de 78 % de CH_4 , el flujo de calor total suministrado a la GT24 es de 425.16 MW, de los cuales el 77.62 % se destina a la CC_1 y el 22.37 % a la CC_2 . Al incrementar la concentración de CH_4 a 83.877 % y 96 %, el calor suministrado disminuye un 0.012 % y un 0.035 %, respectivamente.

En cada proceso de combustión, el calor suministrado para las concentraciones de 83.877 % y 96 % de CH_4 varía en comparación con el 78 % de CH_4 . Para la CC_1 , las concentraciones de 83.877 % y 96 % muestran disminuciones del 0.025 % y 0.071 %, mientras que, para la CC_2 , el flujo de calor aumenta un 0.030 % y un 0.086 %. Esto se debe a que el flujo de calor en la CC_2 no sólo depende del flujo de combustible que ingresa, sino también del flujo de gases de combustión provenientes de la CC_1 .

En cuanto a la disminución del flujo de calor rechazado, está directamente relacionada con la reducción del calor suministrado al sistema, es decir, cuando se disminuye la cantidad de calor suministrado, también se produce una disminución en el calor que se rechaza. Esto se debe a que si hay menor flujo de calor suministrado disponible para los procesos, habrá menos calor que se envía al medio ambiente. Para una concentración del 78 % de CH_4 , el flujo de calor rechazado es de 292.39 MW y al incrementar la concentración de CH_4 al 83.877 % y 96 %, el flujo de calor disminuye 0.014 % y 0.039 %, respectivamente.

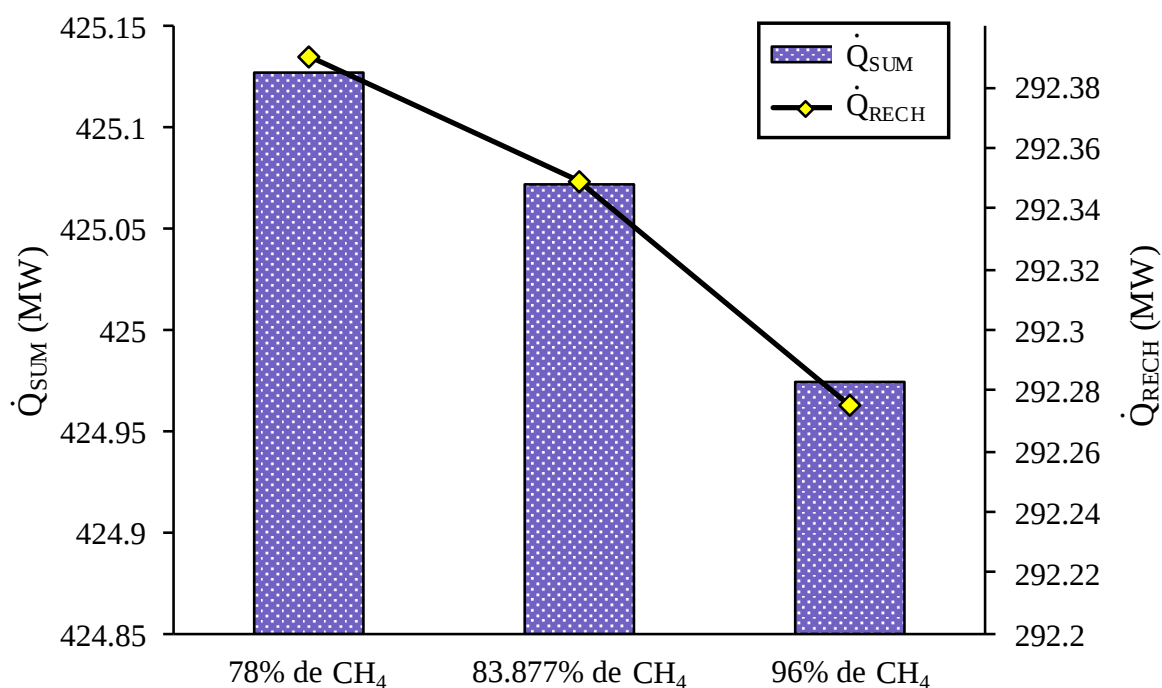


Figura 4.5: Flujo de calor suministrado y flujo de calor rechazado.

En la Fig. (4.6) se muestra el cambio de la eficiencia térmica de la GT24 con respecto al cambio en la concentración de CH_4 en el combustible. En la misma figura se muestra que, a medida que incrementa la concentración de CH_4 de 78 % a 96 %, la eficiencia térmica se incrementa. La eficiencia térmica es la relación entre la energía útil y la energía suministrada, es decir, es el cociente entre la potencia motor del sistema y el flujo de calor suministrado. Si se considera que, sin importar las condiciones con las que opere la GT24 siempre genera 165 MW, el cambio en la eficiencia térmica se debe al flujo de calor suministrado.

Como se mencionó en el análisis de la Fig. (4.5), el flujo de calor suministrado disminuye

a medida que se incrementa la concentración de CH_4 . En el caso de estudio correspondiente a una concentración de 83.877 % de CH_4 , la eficiencia térmica es de 0.38816. Al reducir la concentración al 78 %, la eficiencia disminuye en un 0.012 %. Por el contrario, al aumentar la concentración al 96 %, la eficiencia incrementa 0.022 %.

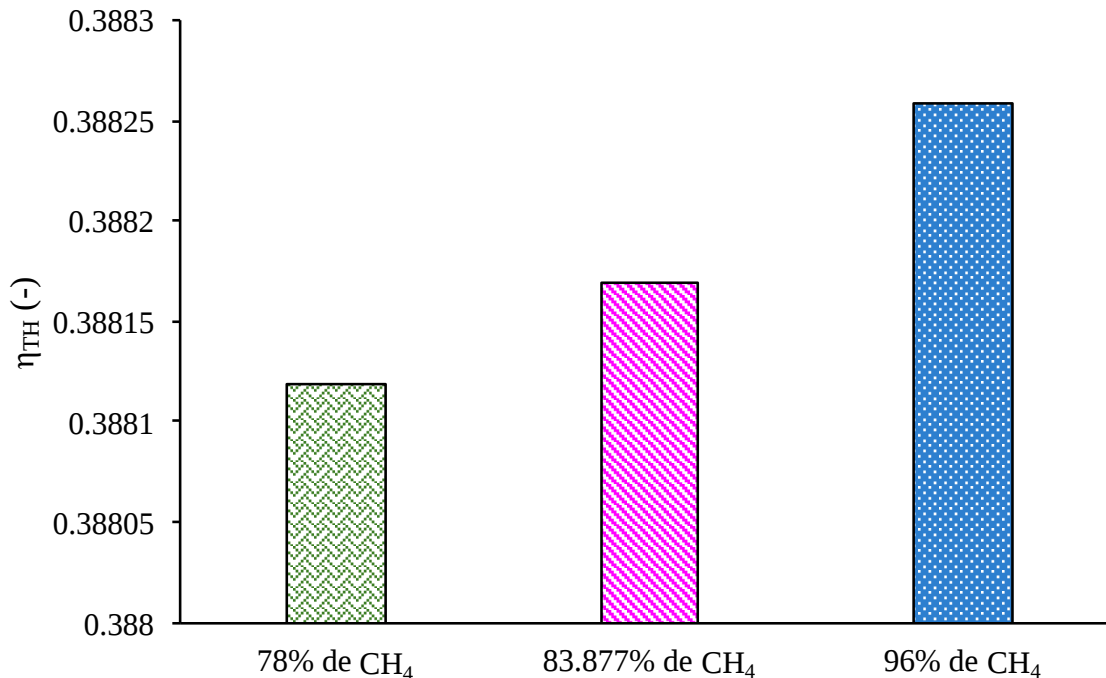


Figura 4.6: Eficiencia térmica para diferentes concentraciones de CH_4 .

En la Fig. 4.7, se presenta el comportamiento del consumo térmico unitario (CTU) en función de las concentraciones de CH_4 en la composición del gas natural. A medida que aumenta la concentración de CH_4 , se observa una disminución del CTU. Esto ocurre, debido a que, a una mayor concentración de metano en el gas natural permite una combustión más eficiente, lo que reduce el flujo de calor suministrado necesario para generar la misma potencia neta.

La disminución del CTU está estrechamente relacionada con la eficiencia térmica del sistema. Esto se debe a que el CTU es inversamente proporcional a la eficiencia térmica, es decir, a medida que la eficiencia térmica aumenta el CTU tiende a disminuir.

Para la concentración del caso de estudio, es decir, para 83.877 % de CH_4 se requiere 9,274.30 kJ para generar un kWh, esta energía requerida para producir un kWh aumenta 0.012 % cuando se tiene una concentración de 78 % de CH_4 . Por otro lado, cuando se tienen la mayor concentración de CH_4 , es decir, el 96 %, el CTU disminuye 0.022 %.

Para la concentración del caso de estudio, 83.877 % de CH_4 , se requiere un total de 9,274.30 kJ para producir un kWh. Esta energía requerida para la generación de un kWh experimenta un aumento del 0.012 % cuando la concentración de CH_4 se reduce al 78 %. Este incremento en la energía necesaria se debe a una menor eficiencia en el sistema asociada con una menor concentración de metano, lo que implica que se necesita más energía para producir la misma cantidad de electricidad.

Por otro lado, cuando se alcanza la mayor concentración de CH_4 , es decir, el 96 %, se observa una disminución del CTU del 0.022 %. Este comportamiento indica que, un mayor contenido de metano en el gas natural no sólo mejora la eficiencia térmica del sistema, sino

que también reduce el consumo térmico unitario, lo que resulta en un uso más eficiente de la energía.

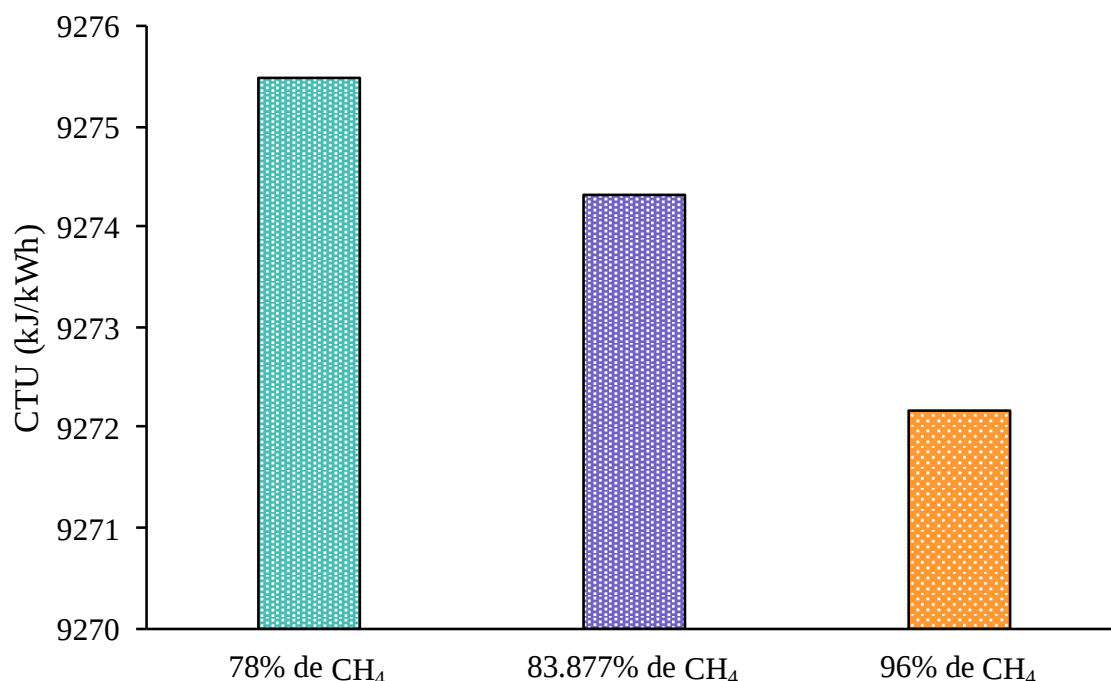


Figura 4.7: Consumo térmico unitario para diferentes concentraciones de CH_4 del gas natural.

Finalmente, en la Fig. (4.8) se muestra el comportamiento del consumo específico de combustible (CEC) en función de la concentración de metano (CH_4) en el gas natural. A medida que la concentración de CH_4 aumenta, se observa una disminución del CEC. Este fenómeno se explica mediante la relación que existe entre el flujo de combustible y la potencia del motor del sistema. En este contexto se establece que, independientemente de la concentración de CH_4 , el sistema siempre generará una potencia de 165 MW, por lo tanto, el CEC está directamente relacionada con el flujo de combustible.

Como se mencionó en el análisis de la Fig. (4.3), a medida que la concentración de CH_4 se incrementa, el flujo de combustible disminuye, lo que a su vez provoca una reducción en el CEC. Este comportamiento muestra que, el CEC es directamente proporcional al flujo de combustible: a mayor concentración de metano, menor es el flujo de combustible requerido, y, por ende, menor es el CEC.

Para una concentración de 83.877% de CH_4 , se requiere un total de 0.188 kg de combustible para producir un kWh de energía. Sin embargo, al reducir la concentración de CH_4 al 78 %, el CEC aumenta ligeramente a 0.189 kg por kWh, lo que representa un incremento del 0.14 %. Este aumento en el CEC indica que, con una menor concentración de metano, se necesita más combustible para generar la misma cantidad de energía eléctrica.

Por otro lado, cuando la concentración de CH_4 se incrementa a 96 %, el CEC experimenta una leve disminución, pasando de 0.188 kg a 0.1883 kg de combustible por kWh. Esto representa una disminución de solo 0.25 %. Aunque esta reducción es mínima, sugiere que concentraciones más altas de metano pueden contribuir a una ligera mejora en la eficiencia del sistema.

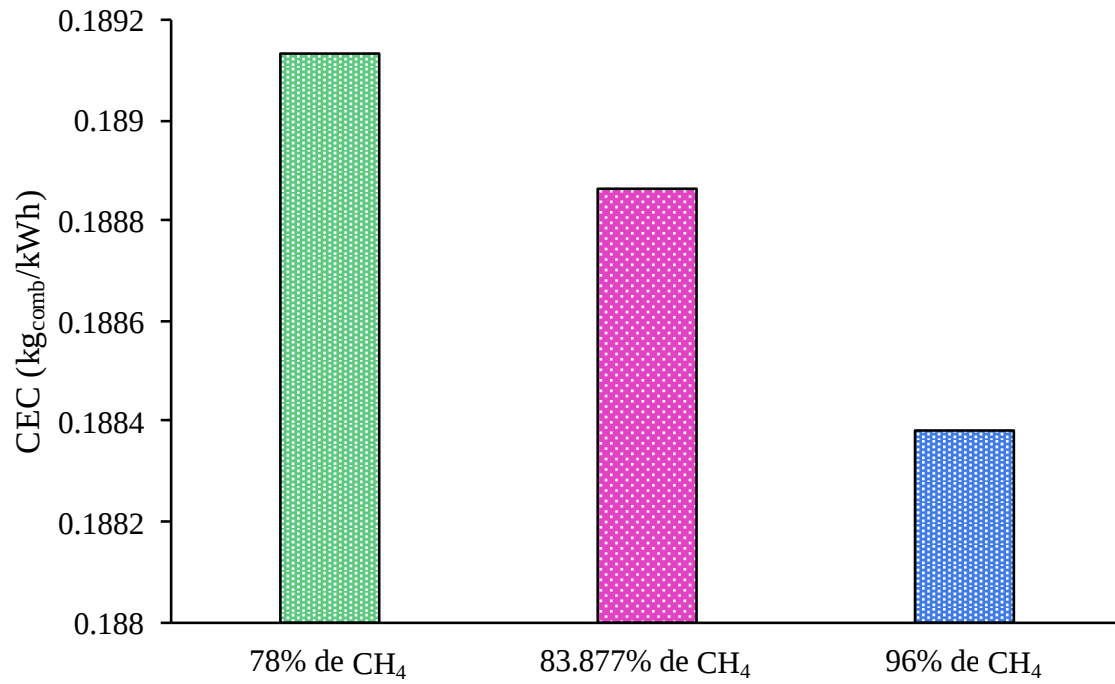


Figura 4.8: Consumo específico de combustible para diferentes concentraciones de CH_4 del gas natural.

CAPÍTULO

5

ESTUDIO EXERGÉTICO

A lo largo de la historia de la humanidad, el hombre ha formulado diversas leyes que representan a los fenómenos de la naturaleza. En el caso de la termodinámica, se crea como ciencia, con el fin de comprender a la energía y sus transformaciones (calor y trabajo) dentro de los sistemas térmicos. Existen dos leyes fundamentales que rigen a esta ciencia, éstas son la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica, éstas surgen de manera simultánea y con enfoques distintos sobre la energía y su transformación.

Como se mencionó en el Capítulo 4, la Primera Ley de la Termodinámica también conocida como el principio de conservación de la energía establece que, la energía no puede ser creada ni destruida, sólo transformada de una forma a otra. Esta ley es conservativa, lo cual, no cuantifica las pérdidas de energía durante los procesos de transformación de ésta.

Por otra parte, la Segunda Ley de la Termodinámica establece restricciones fundamentales sobre cómo la energía puede ser convertida de una forma a otra y proporciona información sobre la dirección de los procesos termodinámicos en la naturaleza; es decir, establece **restricciones sobre la dirección de los procesos de transformación de la energía** y proporciona una medida de la calidad de la energía.

El desarrollo de la termodinámica la inicia Sadi Carnot, en 1824, mediante sus intentos por comprender a las máquinas de vapor. Él emprendió el estudio sistemático de lo que hoy se conoce como eficiencia, que en su época fue denominada como fuerza motriz. Además, es responsable de la notación de trabajo mecánico, ciclos, procesos reversibles y planteó de manera indirecta la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica; estos conceptos se publican en su obra denominada “Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego” (Carnot, 1978).

Años más tarde, Robert Mayer, en 1842, bajo ciertas condiciones plantea la diferencia entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante. Por otra parte, en 1843, James Joule, por medios experimentales demostró que, en diferentes circunstancias, la producción de trabajo mecánico era igual a los fenómenos térmicos. Sin embargo, en 1878 se descubre que, en uno de los manuscritos de Sadi Carnot, se expresaba una idea similar; este manuscrito decía (Houberechts, 1962).

“El calor no es otra cosa que la fuerza motriz o más bien el movimiento que ha cambiado de forma. En el movimiento en las partículas del cuerpo donde quiera que hay destrucción de la fuerza motriz, hay al mismo tiempo producción de calor en cantidad precisamente proporcional a la cantidad de fuerza motriz destruida”.

Si bien, los trabajos publicados por Sadi Carnot, Rober Mayer, James Joule, entre otros, hablaban sobre la transformación de la energía y su conservación; en 1850, Rudolf Clausius formula la Segunda Ley de la Termodinámica. Clausius fue uno de los principales contribuyentes a la formulación matemática de esta ley. No obstante, la comprensión de los principios que luego se encapsularon en la Segunda Ley se desarrolló a lo largo de varias décadas y a través del trabajo de varios científicos prominentes, incluidos Lord Kelvin y Max Planck.

A raíz del planteamiento de la Segunda Ley de la Termodinámica, físicos e ingenieros a finales del siglo XIX y principios del siglo XX, comienzan con los primeros intentos por comprender los procesos que se llevan a cabo para transformar la energía y la energía resultante del proceso, dando lugar a nuevos conceptos como disponibilidad, irreversibilidad y sobre todo exergía. Aunque para muchos la exergía pueda parecer un concepto reciente, su formulación está estrechamente vinculado al principio de la Segunda Ley de la Termodinámica.

El concepto de exergía o disponibilidad fue descubierto y redescubierto; se habla de Peter Tait (1868), James Maxwell (1871), Willard Gibbs (1873), Kelvin (1879) y Louis Georges Gouy (1889). El concepto fue conocido y utilizado con toda seguridad por Aurel Boleslav Stodola (1889, 1905) y Émile Jouguet (1907) y ambos citan a Gouy (Turegano and Valero, 1984). Stodola publicó el artículo “Sobre la energía utilizable”, este artículo fue considerado como el documento del nacimiento de la termodinámica, debido a que se plantea la idea de energía disponible. Para 1898, Stodola de manera independiente publica el concepto de las “Técnicas de la energía libre” aplicado a sistemas con flujo estacionario. (Kotas, 2012).

El desarrollo sobre la termodinámica se retrasó, hasta que en 1938 y 1939, Fran Bošnjaković realiza publicaciones que contribuyen a una mejor comprensión de conceptos complejos como la entropía, los procesos irreversibles y la eficiencia energética, que forman parte de la formulación de la Segunda Ley de la Termodinámica.

Pero en 1956, J. Rant publicó el artículo “The Concept of Exergy in Energy Utilization”. Este artículo es una contribución fundamental en el desarrollo etimológico del término exergía (**Ex-εξ**, prefijo del griego que significa “fuera de” o “hacia afuera”; **Érgon-εργον**, sustantivo griego que significa “trabajo” o “obra”; **-ía**, sufijo griego que denotan cualidades, estados o propiedades) y la comprensión de éste como un concepto termodinámico; la palabra **exergía** ha remplazado los términos de disponibilidad, energía disponible, energía útil y capacidad de trabajo.

A partir del desarrollo del concepto de exergía o como algunos autores lo llaman análisis exergético, se han dado a la tarea de desarrollar esta nueva metodología, por mencionar algunos, J. Szargut y R. Petela en 1965 publican “Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes”, ellos plantean los principios fundamentales de la exergía y su aplicación en el análisis de procesos térmicos, químicos y metalúrgicos. En 1971, J. Szargut et al., publican el análisis de la energía almacenada en sustancias químicas inorgánicas y su aplicación en procesos termodinámicos y sistemas energéticos; además, explican la capacidad de diferentes sustancias químicas inorgánicas para almacenar energía y cómo esta energía puede ser utilizada en diversas aplicaciones, desde la generación de electricidad hasta la producción de productos químicos (Szargut and Dzierżyniewicz, 1971). En 1973, V. M. Brodyanskii publica “Exergy Method of Thermodynamic Analysis”, proporciona una guía completa sobre el método de análisis exergético y su aplicación en la evaluación y optimización de sistemas termodinámicos. Haywood en 1974, publica el artículo técnico denominado

“A Critical Review of the Theorems of Thermodynamic Availability, with Concise Formulations” se centra en analizar en profundidad los teoremas fundamentales relacionados con la disponibilidad. En particular, examina teoremas clave como el teorema de Clausius y el teorema de la exergía máxima, que son fundamentales en la comprensión de la eficiencia exergética y la utilidad de la energía en los sistemas termodinámicos (Haywood, 1974).

En 1980, diversos científicos publican artículos que hacen referencia a la exergía o disponibilidad de la energía, por ejemplo, Wepfer et al. publicaron el artículo “Reference datums for available energy”, en donde proporcionan criterios apropiados para la selección práctica de datos de referencia para el cálculo de la energía disponible (Wepfer and Gaggioli, 1980); Sussman en “Steady-flow availability and the standard chemical availability” establece a la disponibilidad en un proceso de flujo estable o estacionario, además, hace referencia a la disponibilidad de una sustancia química en condiciones estándar (Sussman, 1980). Morris et al., propone valores de la exergía química estándar de 49 elementos y algunos compuestos orgánicos e inorgánicos de esos elementos (Morris and Szargut, 1986). En su trabajo “Availability: the concept and associated terminology”, Kestin deduce expresiones para la energía disponible de un sistema termodinámico durante su interacción con un entorno pasivo. Este entorno pasivo se representa como la combinación de tres depósitos idealizados: uno para la energía, otro para el volumen y un tercero para la materia (Kestin, 1980). Finalmente, Kotas realizó dos publicaciones; la primera se llama “Exergy concepts for thermal plant”, en donde se examinan los conceptos relacionados con un método de análisis termodinámico conocido como análisis exergético, se derivan expresiones para los componentes exergéticos de un flujo constante de materia y se establece la relación entre la exergía de dicho flujo y la de un sistema cerrado (Kotas, 1980a); la segunda publicación es “Exergy criteria of performance for thermal plant” en donde utiliza el concepto de exergía para definir criterios de desempeño de una planta térmica. Se definen diferentes criterios para las plantas con producciones útiles expresables en términos de exergía y las que no (Kotas, 1980b).

En 1981, Fratzscher et al., aborda diversos aspectos relacionados con la exergía, que es una medida termodinámica de la calidad de la energía dentro de un sistema, además, nuevos métodos y técnicas de análisis exergético, así como aplicaciones emergentes en áreas como la eficiencia energética, la ingeniería ambiental y la optimización de procesos industriales (Fratzscher and Beyer, 1981). En 1988, Szargut et al, publicaron el libro “Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes” se enfoca en el análisis de exergía aplicado a procesos térmicos, químicos y metalúrgicos. La exergía es una medida termodinámica de la calidad de la energía dentro de un sistema, y el análisis de exergía permite evaluar la eficiencia exergética y la optimización de procesos (Szargut et al., 1988).

En 1995, Kotas publicó su libro “The exergy method of thermal plant analysis” en donde plantea los conceptos básicos sobre la exergía, además, se aplican a diferentes sistemas térmicos como turbina de gas, ciclo combinado, compresores, torres de enfriamiento, entre otros (Kotas, 1995).

El análisis de exergía avanzado proporciona información sobre las fuentes internas o externas de irreversibilidades de los componentes del sistema, al dividir la destrucción de exergía en cada componente en partes evitables e inevitables y también en partes endógenas y exógenas. La idea de este método fue propuesta por primera vez por Tsatsaronis et al (Tsatsaronis, 1999).

A partir de establecer lo que conforma un análisis exergético, hoy en día es una herramienta importante en el análisis de sistemas de energía térmica, debido a su eficiencia para calcular y determinar la cantidad exacta de energía en cada componente. También revela los procesos termodinámicos ineficientes. Últimamente, el análisis exergético se ha convertido en

el tema principal para proporcionar una mejor comprensión de los procesos para cuantificar las fuentes de ineficiencia y distinguir la calidad del consumo de energía.

Hoy en día, aplicar el método exergético a cualquier sistema térmico es fundamental para estudiar a profundidad el comportamiento de la energía y su transformación. Si bien uno de los sistemas térmicos que más son estudiados son las turbinas de gas, estos sistemas son un claro ejemplo de cómo la energía del combustible a través de los procesos llega a ser energía mecánica para genera potencia eléctrica.

Ghazikhani et al. presentaron el análisis exergético de una turbina de gas convencional acoplada a una sistema de turbina de aire mediante un regenerador, tanto la turbina de gas convencional como la turbina de aire generan potencia. En el análisis se evalúan parámetros importantes involucrados en la mejora de las características de desempeño de la ABC (parámetros constantes como temperatura, presión, y flujo en rangos ideales para maximizar eficiencia y minimizar desgaste.) con base en la Segunda Ley de la Termodinámica (Ghazikhani et al., 2014).

Thamir et al., evalúan a la eficiencia térmica de una central eléctrica de turbina de gas basado en el análisis de exergía, plantea un modelo para determinar la mala calidad del proceso termodinámico, arrojando los equipos que tiene mayor destrucción de exergía (Ibrahim et al., 2017).

Haouam et al. plantean a la eficiencia térmica de una turbina de gas basado en un análisis exergético, con el fin de obtener modelos matemáticos para determinar las irreversibilidades de los procesos termodinámicos a través de un balance de exergía (Haouam et al., 2019).

García López et al. presentan un análisis exergético de una turbina de gas aeroderivada Taurus 60, en donde se plantean los modelos matemáticos para obtener la exergía física y química, los balances de exergía y las irreversibilidades de cada componente para así evaluar el desempeño de dicha turbina (García López et al., 2023b).

Finalmente, en este capítulo se plantean modelos matemáticos asociados a la Turbina de gas secuencial GT24, para determinar la exergía del trabajo, la exergía térmica y la exergía asociada a las corrientes de materia. Para el caso de la exergía asociada a la corriente de materia compuesta por la componente física (exergía debido a un cambio de temperatura más la exergía debido a un cambio de presión) y la componente química (exergía asociada a la reacción de combustión). Una vez que se obtiene la exergía física y química por estado, se plantean los balances de exergía por equipo para obtener su irreversibilidad.

5.1. Fundamentos del análisis exergético

Como se ha mencionado previamente, el análisis de sistemas térmicos se desarrolla en función de la Primera y de la Segunda Ley de la Termodinámica, para comprender los procesos de transformación de la energía. Sin embargo, cada una de estas leyes aborda el análisis desde un enfoque distinto. La Primera Ley permite realizar evaluaciones energéticas, describiendo únicamente los procesos de transformación bajo el principio de conservación de la energía. Por otro lado, la Segunda Ley se centra en cuantificar las pérdidas y determinar la máxima cantidad de energía disponible para cumplir con el objetivo productivo de cada equipo que integra el sistema térmico.

A un sistema entra un fluido de trabajo que posee propiedades que se modifican a lo largo del proceso. Durante este proceso, se genera entropía, lo que incrementa el desorden debido a la naturaleza irreversible del mismo. Esta generación de entropía implica pérdidas energéticas, ya que, no toda la energía puede transformarse en energía útil. No obstante, a

pesar de dichas pérdidas, permanece una cantidad significativa de energía disponible para un aprovechamiento efectivo. Estos cambios en la energía están fundamentados en la Segunda Ley de la Termodinámica, el Teorema de Gouy-Stodola y el balance general de exergía, constituyendo así un análisis exergético.

5.1.1. Generación de entropía e irreversibilidad

La entropía es una propiedad termodinámica que se define como una medida del desorden o caos dentro de un sistema; en términos generales, a mayor entropía, mayor es el grado de desorden del sistema. Por su parte, la generación de entropía se refiere al cambio en esta propiedad como consecuencia de un proceso termodinámico dentro de un sistema y está directamente relacionada con la Segunda Ley de la Termodinámica.

Dentro de un sistema, diversos factores contribuyen a la generación de entropía, como la transferencia de calor, el flujo de materia o la acumulación de entropía en el volumen de control. Por lo tanto, la generación de entropía se escribe de la siguiente manera

$$\dot{S}_{gen} = \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + \sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in} - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \quad (5.1)$$

Al analizar los términos de la ec. (5.1), la generación de entropía establece que, los procesos tiende hacia estados de mayor entropía y, por lo tanto, hacia procesos irreversibles. La irreversibilidad hace referencia a la incapacidad de los procesos de revertirse a su estado original. Esta irreversibilidad también se conoce como energía perdida. El Teorema de Gouy-Stodola cuantifica la cantidad de energía perdida, debido a los procesos.

El Teorema de Gouy-Stodola relaciona a la generación de entropía con el medio ambiente, de la siguiente manera

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (5.2)$$

5.1.2. Exergía total de un sistema térmico

La exergía es una propiedad termodinámica no conservativa, que representa el máximo trabajo disponible que se obtiene de llevar las condiciones particulares de un estado a las condiciones del medio ambiente, es decir, el estado muerto. Esta propiedad resulta de la interacción entre el sistema y el medio ambiente.

En contraste con la energía total, que incluye tanto la energía útil como la energía disipada en forma de calor, debido a las irreversibilidades del proceso; la exergía se enfoca en la energía que realmente puede hacer un trabajo útil. Por lo tanto, es una medida de la calidad de la energía en un sistema, esta propiedad termodinámica está formada por la exergía física, la exergía química, la exergía asociada al producto útil, la exergía térmica y la exergía asociada a la energía cinética y potencial. Sin embargo, en los análisis exergéticos de sistemas térmicos, la exergía asociada a la energía cinética y potencial suele despreciarse debido a que su contribución es insignificante en comparación con las demás componentes que conforman la exergía total del sistema. Entonces, la exergía total de un sistema térmico despreciando la exergía cinética y la exergía potencial se escribe de la siguiente manera

$$\dot{E}^T = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} + \dot{E}^{\dot{W}} + \dot{E}^{\dot{Q}} \quad (5.3)$$

En la Fig. (5.1) se muestra las componentes exergéticas y la irreversibilidad interna, debido al proceso en un sistema térmico. Esta figura es la representación esquemática de las ecs. (5.2) y (5.3).

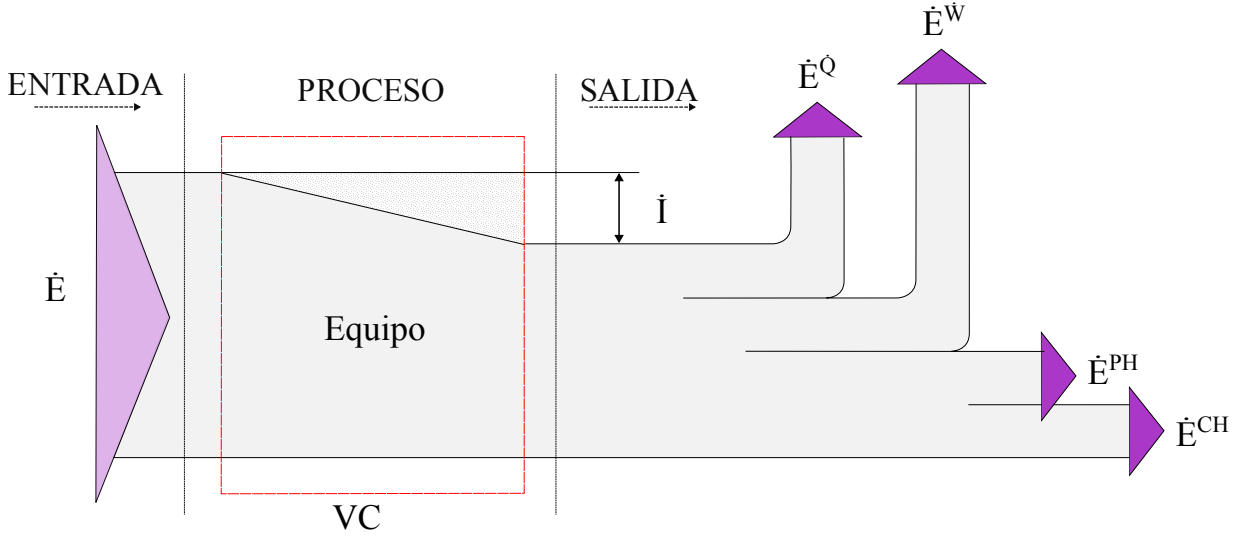


Figura 5.1: Diagrama de Grassmann de un sistema térmico.

La exergía física se refiere a la parte de la exergía asociada con la energía mecánica y térmica. La exergía mecánica es debido a los cambios en la presión,;mientras que la exergía térmica está relacionada con las variaciones de la temperatura generadas por el proceso.

La exergía física se expresa mediante un balance general que permite cuantificar el potencial de trabajo útil disponible. Además, a partir de este balance, es posible calcular la irreversibilidad de un proceso de flujo continuo. La exergía física total de cualquier sistema térmico es

$$\begin{aligned} \dot{E}_i^{PH} = & -\frac{d}{dt}(E + P_0V - T_0S) + \sum_{IN} (h_T - T_0s) - \sum_{OUT} (h_T - T_0s) + \\ & \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - T_0\dot{S}_{gen} \end{aligned} \quad (5.4)$$

NOTA: La deducción de la expresión de la exergía física se muestra en el Apéndice A, en la sección A.4.1.

La siguiente componente de la ec. (5.3) corresponde a la exergía química, la cual está asociada a las reacciones químicas y a la energía contenida en los enlaces químicos. Esta exergía depende de la fracción molar de los gases de combustión, la exergía molar estándar, $\varepsilon_{CH,i}^0$, la constante universal de los gases, la temperatura del estado de referencia y el peso molecular de los gases de combustión. Entonces, la exergía química se expresa como (Ibrahim et al., 2017)

$$\dot{E}_i^{CH} = \dot{m}_i \left[\frac{\sum_{i=1}^n y_i \varepsilon_{CH,i}^0 + R_u T_0 \sum_{i=1}^n y_i \ln(x_i)}{PM_i} \right] \quad (5.5)$$

La exergía asociada a la potencia representa la cantidad de energía de un sistema que puede ser transformada en trabajo útil sin pérdidas de energía. Esto se debe a que, la

potencia generada proviene de una forma de energía de alta calidad, lo que implica que no hay pérdidas significativas durante su conversión.

$$\dot{E}^{\dot{W}} = \dot{W} \quad (5.6)$$

Cuando se transfiere calor a un sistema, parte de esa energía térmica se puede convertir en trabajo útil, si se aprovecha de manera eficiente. Sin embargo, debido a la SLT, no todo el calor transferido se puede convertir en trabajo útil. La exergía térmica o la exergía asociada al calor proporciona una medida de cuánta energía térmica se puede convertir en trabajo útil en un proceso reversible.

La exergía térmica se define como el producto del flujo de calor por el factor de Carnot, τ . Este factor representa el límite teórico para la conversión de energía térmica en trabajo útil cuando el calor se transfiere desde un sistema de mayor temperatura hacia uno a menor temperatura. El factor de Carnot depende de dos temperaturas: la temperatura del entorno (sumidero o estado de referencia) y la temperatura del sistema. En el caso de procesos de combustión, la temperatura del sistema corresponde a la temperatura de la flama adiabática.

$$\dot{E}^{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{FA}}\right) \dot{Q} \quad (5.7)$$

5.1.3. Eficiencias asociadas al análisis exergético

Como se mencionó en la sección (5.1), el análisis a sistemas térmicos se basa en la Primera y Segunda Ley de la termodinámica, en donde, ambos enfoques tienen criterios para evaluar el desempeño de estos sistemas. Para la Primera Ley de la Termodinámica el criterio de desempeño se conoce como eficiencia térmica, y es la relación entre la energía útil y la energía suministrada.

Para la Segunda Ley de la Termodinámica en conjunto con el medio ambiente, se han realizado avances significativos al análisis exergético, que han dado como resultado nuevos criterios de desempeño basados en la calidad de la energía. Los criterios de desempeño se conocen como eficiencia exergética, eficiencia racional y eficiencia de defecto.

La eficiencia exergética es la relación entre la exergía útil producida por un proceso o sistema y la exergía total disponible. En otras palabras, representa la relación entre el producto útil obtenido y los recursos suministrados para generar dicho producto. Este concepto proporciona una medida de cómo se utiliza la energía en un sistema para realizar trabajo útil en comparación con la energía total disponible

$$\eta_{EXE} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (5.8)$$

La eficiencia racional es el parámetro de desempeño que representa la relación entre las exergías de entrada y salida. Las entradas y salidas de exergía pueden tomar diferentes formas, como trabajo, exergía asociado con la transferencia de calor, transferencia de exergía asociada con el flujo de materia en el volumen de control. La eficiencia racional es

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{OUT}}{\sum \Delta \dot{E}_{IN}}$$

En cualquier proceso termodinámico, se produce una pérdida en la calidad de la energía, o bien, una irreversibilidad, que se manifiesta en el cambio entre la exergía de entrada y la exergía de salida. El balance de exergía en un proceso se expresa como

$$\sum \Delta \dot{E}_{IN} = \sum \Delta \dot{E}_{OUT} + \dot{I}$$

Mediante el balance general de exergía se puede expresar a la eficiencia racional en función del grado de irreversibilidad del proceso o sistema y la exergía de entrada, es decir

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_{IN}} \quad (5.9)$$

La eficiencia de defecto o exergía perdida se refiere a la parte de la exergía total de un sistema que no se puede utilizar para realizar trabajo útil y, por lo tanto, se pierde en forma de irreversibilidades. Es decir, indica cuánta exergía se desperdicia en un proceso o sistema debido a irreversibilidades, como fricción, pérdidas de calor, resistencia eléctrica, entre otros. Esta exergía perdida representa una pérdida potencial para realizar trabajo útil y es un indicador de la eficiencia de un sistema en la conversión de energía.

$$\delta = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_{IN}} \quad (5.10)$$

5.2. Análisis exergético aplicado a la GT24

Retomando al sistema de Turbina de gas GT24, en la Fig.(5.2) se muestran los procesos desde el enfoque exergético que conforman al sistema. El proceso comienza cuando el compresor aspira aire a condiciones ambiente de presión y temperatura (estado 1), con el fin de, elevar la presión hasta alcanzar la presión requerida a la entrada de la primera cámara de combustión (estado 2); como consecuencia de este aumento de presión, la componente mecánica de la exergía física aumenta.

Posteriormente, el aire comprimido entra a la primera cámara de combustión en donde se lleva la reacción de combustión, con el propósito de elevar la temperatura del aire comprimido (estado 3); en este proceso cambia la componente térmica de la exergía física, además, de la exergía química, debido al proceso de combustión.

Después los gases de combustión se expanden en la turbina de alta presión (estado 4) para generar potencia que será suministrada al compresor; al generar esta potencia, la presión de los gases de combustión disminuye, lo que refleja, una disminución en la componente mecánica de la exergía física.

En seguida los gases de combustión que salen de la expansión de alta presión, entran a la segunda cámara de combustión, donde se lleva a cabo la segunda reacción. Como resultado, a la salida de la cámara (estado 5), la componente térmica de la exergía física aumenta.

Finalmente, los gases de combustión de la segunda cámara entran a la expansión de alta presión, con el fin, de generar potencia que será utilizado para completar la potencia requerida por el compresor y para alimentar al generador eléctrico. Como consecuencia de la expansión, la presión de los gases en la segunda cámara disminuye (estado 6), lo cual se refleja en su exergía física. Esto ocurre porque la componente mecánica de la exergía disminuye, provocando una disminución en la exergía física total.

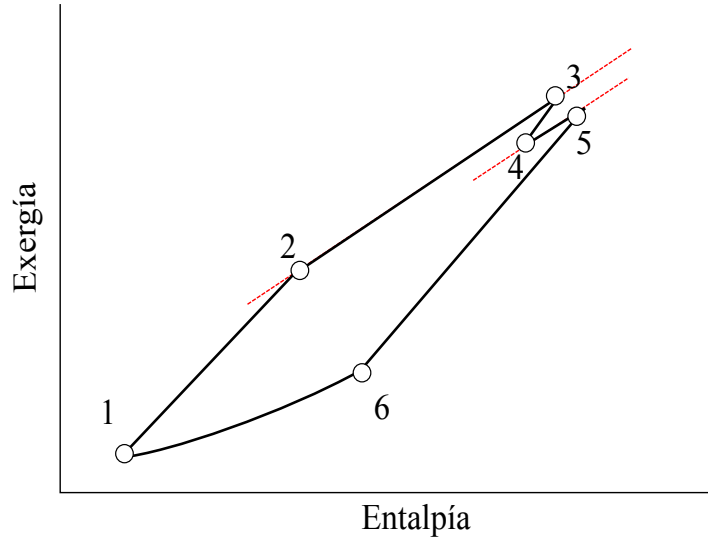


Figura 5.2: Diagrama Exergía-Entalpía de la GT24.

Para plantear el balance de exergía de cualquier equipo que integra a la GT24, se utiliza el diagrama de Grassmann. Este gráfico permite representar las distintas corrientes de exergía que entran y salen del equipo, así como la irreversibilidad asociada al proceso. A través de este diagrama, es posible visualizar cómo se distribuye y pierde la exergía en los diversos componentes del sistema. Como ejemplo, se toma el compresor para desarrollar su balance de exergía y plantear su diagrama de Grassmann como se muestra en la Fig. (5.3).

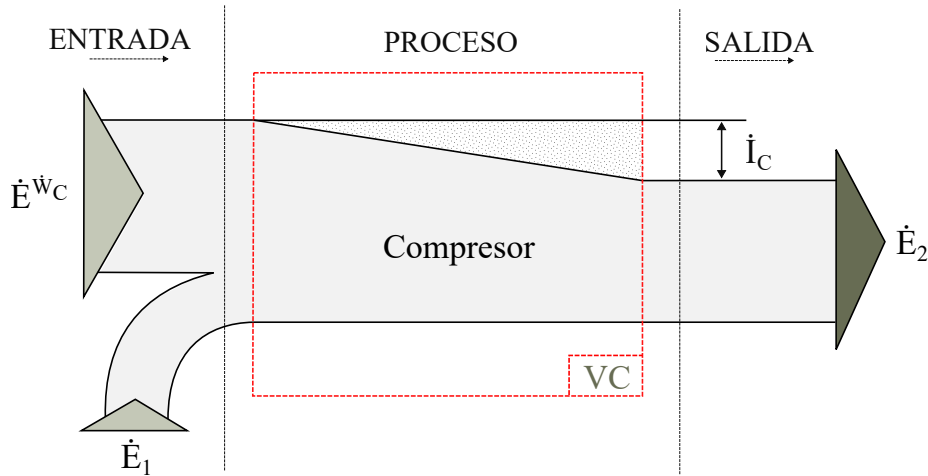


Figura 5.3: Diagrama de Grassmann del proceso de compresión.

Al compresor, entra la exergía asociada al aire aspirado ($\dot{E}_1$) y la exergía asociada a la potencia suministrada al compresor ($\dot{E}^{\dot{W}_c}$). Al considerar que el compresor opera de manera adiabática, entonces, su exergía de salida se compone de la exergía del aire comprimido ($\dot{E}_2$) y la irreversibilidad generada durante el proceso de compresión ($\dot{I}_C$). El balance de exergía del compresor se expresa como

$$\dot{E}_1 + \dot{E}^{\dot{W}_c} = \dot{E}_2 + \dot{I}_C \quad (5.11)$$

donde la irreversibilidad del proceso de compresión es

$$\dot{I}_C = \dot{E}_1 + \dot{E}^{\dot{W}_c} - \dot{E}_2 \quad (5.12)$$

En la Tabla (5.1) se presentan los balances de exergía y de la irreversibilidad por equipo y del sistema en general de la GT24. Mediante los balances es posible obtener la irreversibilidad generada por el proceso.

Tabla 5.1: Balance de exergía y flujo de irreversibilidad en los equipos de la GT24.

Equipo	Balance de exergía	Irreversibilidad
CC_1	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{comb, 1} = \dot{E}_3 + \dot{I}_{CC_1}$	$\dot{I}_{CC_1} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{comb, 1} - \dot{E}_3$
TAP	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{E}^{\dot{W}_{TAP}} + \dot{I}_{TAP}$	$\dot{I}_{TAP} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{E}^{\dot{W}_{TAP}}$
CC_2	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{comb, 2} = \dot{E}_5 + \dot{I}_{CC_2}$	$\dot{I}_{CC_2} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{comb, 2} - \dot{E}_5$
TBP	$\dot{E}_5 = \dot{E}_6 + \dot{E}^{\dot{W}_{TBP}} + \dot{I}_{TBP}$	$\dot{I}_{TBP} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}^{\dot{W}_{TBP}}$
$GT24$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{comb, 1} + \dot{E}_{comb, 2}$ $= \dot{E}^{\dot{W}_M} + \dot{E}_6 + \dot{I}_{GT24}$	$\dot{I}_{GT24} = \dot{E}_1 + \dot{E}_{comb, 1} + \dot{E}_{comb, 2}$ $- \dot{E}^{\dot{W}_M} - \dot{E}_6$

Mediante las ecs. (5.8), (5.9) y (5.10) que corresponde a las eficiencias exergéticas, racional y de defecto, respectivamente, se aplican al sistema de turbina de gas secuencial GT24. En la Tabla (5.2) se presentan los modelos matemáticos para determinar cada una de las eficiencias para cada una de los equipos que conforman a la GT24.

Tabla 5.2: Eficiencia exergética, racional y de defecto en la Turbina de Gas GT24.

Equipo	η_{EXE}	ψ	δ
C	$\frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}^{\dot{W}_C}}$	$1 - \frac{\dot{I}_C}{\dot{E}^{\dot{W}_C}}$	$\frac{\dot{I}_C}{\dot{E}^{\dot{W}_C}}$
CC_1	$\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_{comb, 1}}$	$1 - \frac{\dot{I}_{CC_1}}{\dot{E}_{comb, 1}}$	$\frac{\dot{I}_{CC_1}}{\dot{E}_{comb, 1}}$
TAP	$\frac{\dot{E}^{\dot{W}_{TAP}}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$	$1 - \frac{\dot{I}_{TAP}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$	$\frac{\dot{I}_{TAP}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$
CC_2	$\frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{E}_{comb, 2}}$	$1 - \frac{\dot{I}_{CC_2}}{\dot{E}_{comb, 2}}$	$\frac{\dot{I}_{CC_2}}{\dot{E}_{comb, 2}}$
TBP	$\frac{\dot{E}^{\dot{W}_{TBP}}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}$	$1 - \frac{\dot{I}_{TBP}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}$	$\frac{\dot{I}_{TBP}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}$
$GT24$	$\frac{\dot{E}^{\dot{W}_M}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{comb,1} + \dot{E}_{comb,2}}$	$1 - \frac{\dot{I}_{GT24}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{comb,1} + \dot{E}_{comb,2}}$	$\frac{\dot{I}_{GT24}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{comb,1} + \dot{E}_{comb,2}}$

5.3. Resultados del análisis exergético

En la Tabla (5.3) se presentan los resultados de la exergía específica y el flujo de exergía correspondientes a cada uno de los estados termodinámicos que conforman a la GT24. Tanto la exergía específica como el flujo de exergía se componen de la exergía física y la exergía química, cuya suma da lugar a la exergía total de cada estado termodinámico.

Como se observa en la Tabla, el estado 0, que representa el medio ambiente, y el estado 1 tienen un comportamiento similar. En ambos casos, tanto la exergía específica como el flujo de exergía están constituidos únicamente por la componente química, ya que se considera que el medio ambiente y el estado 1 se encuentran en equilibrio térmico y mecánico. Por otro lado, los estados 3 y 5 presentan el mayor flujo de exergía, ya que corresponden a las salidas del primer y segundo procesos de combustión, respectivamente. Este comportamiento se debe a que, durante un proceso de combustión, se alcanza la máxima temperatura en todo el sistema de la GT24, lo que se traduce en un incremento significativo en la componente física del flujo de exergía. Además, debido a la reacción de combustión, los gases generados contienen exergía química asociada a dicha reacción. Sin embargo, al comparar el estado 3 con el estado 5, se observa que la exergía del estado 3 es mayor que la del estado 5. Esto se debe a que, aunque ambos estados alcanzan la misma temperatura, la presión del estado 3 es mayor que la del estado 5. Esto implica que ambos estados tienen la misma exergía asociada a la componente térmica, pero la componente mecánica es mayor en el estado 3.

En el caso del estado 6, que corresponde a los gases de escape, se observa que, es el estado con el menor flujo de exergía, principalmente debido a la disminución de su exergía física. Esto se debe al proceso de expansión de baja presión, en el cual la presión de los gases de combustión provenientes de la segunda cámara se disminuye desde 17.02 bar hasta la presión ambiente (1.01325 bar). Este cambio se refleja en una disminución significativa de la componente física del flujo de exergía, pasando de 431.07 MW a 135.42 MW.

Tabla 5.3: Exergía específica y flujo de exergía de los estados termodinámicos de la GT24.

Estado	ε^{PH} (kJ/kg)	ε^{CH} (kJ/kg)	$\dot{E}^{PH}$ (MW)	$\dot{E}^{CH}$ (MW)	$\dot{E}$ (MW)
0	0	3.61	0	1.18	1.18
1	0	3.61	0	1.18	1.18
2	534.71	3.61	174.36	1.18	175.53
3	1220.41	21.31	406.15	7.09	413.24
4	1027.19	21.31	341.84	7.09	348.94
5	1230.19	57.61	411.79	19.28	431.07
6	346.96	57.61	116.14	19.28	135.42

En la Tabla (5.4) se presenta el flujo de irreversibilidad, la eficiencia exergética, la eficiencia racional y la eficiencia de defecto de cada uno de los equipos que conforman a la GT24. En cuanto al flujo de irreversibilidad, el sistema presenta una irreversibilidad total de 80.61 MW. De esta irreversibilidad, la cámara de combustión CC1 es la que más contribuye, con 52.12 MW, lo que representa el 70.85 % de la irreversibilidad total. Esto se refleja

en su eficiencia exergética, ya que, a mayor flujo de irreversibilidad, la eficiencia exergética disminuye. Por esta razón, la CC1 es el equipo con menor eficiencia ($\eta_{EXE} = 0.8062$) en comparación con el resto de los equipos de la GT24. El comportamiento de la CC1 no sólo se refleja en la irreversibilidad y la eficiencia exergética, sino también en la eficiencia racional y la eficiencia de defecto. Por un lado, la CC1 presenta la menor eficiencia racional, con un valor de 0.8782, en comparación con el resto de los equipos, debido a que genera una mayor irreversibilidad. En cuanto a la eficiencia de defecto, este equipo muestra el valor más alto entre los componentes individuales, con 0.1217, lo que indica que contribuye de manera significativa a las pérdidas totales del sistema.

Tabla 5.4: Flujo de irreversibilidad, eficiencia exergética, racional y de defecto.

Equipo	$\dot{I}$ (MW)	η_{EXE} (-)	ψ (-)	δ (-)
C	7.95	0.9564	0.9566	0.0433
CC ₁	52.12	0.8062	0.8782	0.1217
TAP	1.52	0.9762	0.9963	0.0036
CC ₂	2.89	0.9660	0.9932	0.0067
TBP	11.13	0.9623	0.9741	0.0258
GT24	80.61	0.4342	0.7884	0.2115

En la Fig. (5.4) se presenta el diagrama de Grassmann correspondiente al sistema GT24, en donde se muestran a los flujos de exergía de entrada y salida de cada equipo, así como, su flujo de irreversibilidad generada en cada proceso.

En el diagrama de Grassmann se muestran los seis equipos que conforman la Turbina de Gas GT24, que son el compresor, la primera y la segunda cámara de combustión, las turbinas de alta y baja presión, y el generador eléctrico. De acuerdo con el diagrama, al sistema entra el flujo de exergía asociado al aire y al combustible de la primera y segunda cámara de combustión. Como salida, se tiene el flujo de exergía de los gases de escape y la potencia mecánica generada.

De manera interna, en la primera cámara de combustión, su entrada está formada por la exergía del combustible y la exergía del aire (470.36 MW), donde, el 87.85 % se envía a la TAP y el 12.15 % corresponde a la irreversibilidad de la primera reacción de combustión. A la TAP entran 413.24 MW, y a la salida del proceso de expansión, el 0.13 % corresponde a la irreversibilidad del proceso, mientras que el 99.63 % es el flujo de exergía útil que se divide para formar la entrada de la CC₂ y la potencia de la TAP. En la CC₂ entra un flujo de 433.96 MW, formado por la exergía del combustible y el flujo de exergía que proviene de la TAP. Del flujo de exergía de entrada, el 0.66 % corresponde a la irreversibilidad del proceso, y el resto entra a la TBP. De los 431.07 MW que entran a la TBP, a su salida este flujo de exergía se divide entre la irreversibilidad del proceso, el flujo de exergía de los gases de escape y la exergía de la potencia de la TBP. La potencia de la TBP es de 284.52 MW, que se bifurca en 165 MW para el GE y 119.52 para el C.

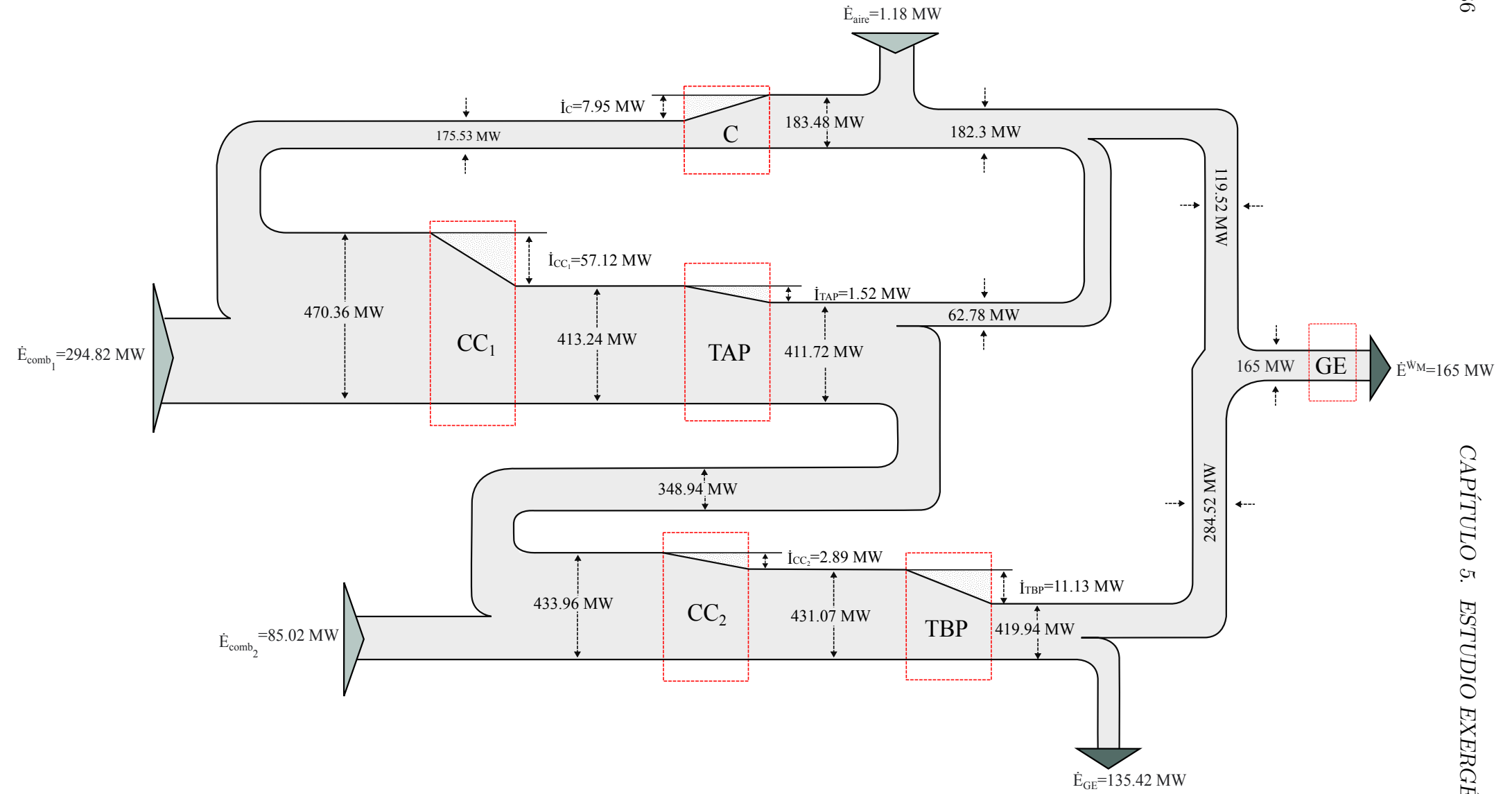


Figura 5.4: Diagrama de Grassmann de la GT24.

Para analizar el comportamiento del sistema frente a cambios en las condiciones de operación, se modifica la composición del combustible como parámetro principal. Este enfoque permite evaluar las variaciones en las irreversibilidades de los equipos, así como en su eficiencia exergética, racional y de defecto. En este análisis, se compara la composición de combustible del caso de estudio (83.877 % de CH_4) con dos concentraciones alternativas de metano: 78 % y 96 % de CH_4 .

En la Fig. (5.5) se muestra la irreversibilidad generada por cada equipo y del sistema en general para las diferentes concentraciones de CH_4 en el combustible. El equipo que más contribuye a la irreversibilidad de la GT24 es la CC_1 , seguido por la TBP. En tercer lugar se encuentra el C, después la CC_2 , y el que menos contribuye es la TAP.

Como se mencionó anteriormente, el equipo que más contribuye a la generación de la irreversibilidad total del sistema es la primera cámara de combustión. Esto se debe a que en este equipo se lleva a cabo la reacción de combustión, en donde el tirante exergético es alto.

Es decir, cuando el aire sale del compresor, lo hace a una temperatura aproximada de 581.45°C para cualquier concentración de CH_4 . Mediante la reacción de combustión, a la salida de la cámara de combustión, los gases alcanzan una temperatura de 1250°C . Este aumento en la temperatura se refleja en la exergía de cada estado que, en conjunto con el balance de exergía, muestra un tirante exergético alto. Esto se traduce en la irreversibilidad del proceso, ya que, para pasar de una menor temperatura a una mayor temperatura, la exergía aumenta de un estado a otro. Este aumento de temperatura no sólo afecta en el aumento de la exergía, sino también, en el aumento de la irreversibilidad, ya que, durante el proceso se genera mayor entropía.

En cuanto a la concentración de CH_4 en la primera cámara de combustión, el 78 % de CH_4 es la concentración que genera mayor irreversibilidad en comparación con las concentraciones de 83.877 % y 96 % de CH_4 . Con una concentración del 78 % de CH_4 , la irreversibilidad de la primera cámara de combustión es de 57.15 MW; y para las concentraciones de 83.877 % y 96 % de CH_4 , las irreversibilidades disminuyen 0.044 % y 0.1228 %, respectivamente.

Para comprender este comportamiento, se retoma el balance de exergía de la cámara de combustión, en donde se involucran la exergía de los estados 2 y 3, así como la exergía asociada al flujo de combustibles. Para cualquier concentración de CH_4 , la exergía de los estados 2 y 3 es la misma; sin embargo, esto no ocurre con el flujo de exergía asociado al combustible. Para las concentraciones de 78 %, 83.877 % y 96 % de CH_4 , el flujo de exergía es de 249.91 MW, 249.82 MW y 249.67 MW, respectivamente. Entonces, la exergía asociada al flujo de combustible es la principal razón, por la cual, la irreversibilidad de la primera cámara de combustión cambie.

Al ser la primera cámara de combustión el equipo que más contribuye a la irreversibilidad del sistema, cuando la irreversibilidad de la primera cámara disminuye, también lo hace la irreversibilidad total del sistema. Entonces, para el 78 % de CH_4 , el flujo de irreversibilidad total del sistema es de 80.63 MW, y con el aumento en la concentración de CH_4 a 83.877 % y 96 %, la irreversibilidad del sistema disminuye un 0.0321 % y un 0.089 %, respectivamente.

En el caso de la TBP, que es el segundo equipo con mayor contribución a la irreversibilidad, esto se debe a que su propósito es generar potencia a través de la expansión de baja presión, y a mayor potencia generada, mayor es la irreversibilidad asociada al proceso. Por otro lado, si se compara con la TAP, que es el equipo con menor contribución en todo el sistema, para cualquier concentración de CH_4 , este equipo genera una potencia significativamente menor en comparación con la TBP. Por esta razón, la irreversibilidad en la TAP es también menor. A medida que la concentración de CH_4 aumenta, la irreversibilidad en la TAP disminuye. Por ejemplo, con una concentración de 78 % de CH_4 , su irreversibilidad

es de 1.52 MW. Al incrementar las concentraciones a 83.87 % y 96 % de CH_4 , la irreversibilidad disminuye en 0.013 % y 0.038 %, respectivamente. Esto se debe a que la TAP genera menor potencia, es decir, de 62.78 MW a 62.77 MW y 62.76 MW en esos mismos casos, respectivamente.

Por otra parte, al analizar la segunda cámara de combustión, se observa que, aunque en este equipo se lleva a cabo una segunda reacción, no genera una irreversibilidad significativa que afecte a la irreversibilidad total de la GT24 y esto se debe al tirante exergético. Es decir, a la salida de la turbina de alta presión, los gases salen a una temperatura aproximadamente de 1099.86°C y, debido a la segunda reacción de combustión, la nueva composición de gases alcanza una temperatura de 1250°C. Esto implica que las temperaturas de entrada y salida de la segunda cámara de combustión son muy cercanas. En consecuencia, no se requiere de mucha energía para elevar la temperatura del estado 4 al estado 5, lo que indica que el tirante exergético es menor en comparación con la primera cámara de combustión. Por consiguiente, la variación en el flujo de irreversibilidad de la segunda cámara tiene un impacto mínimo en la irreversibilidad total de la GT24.

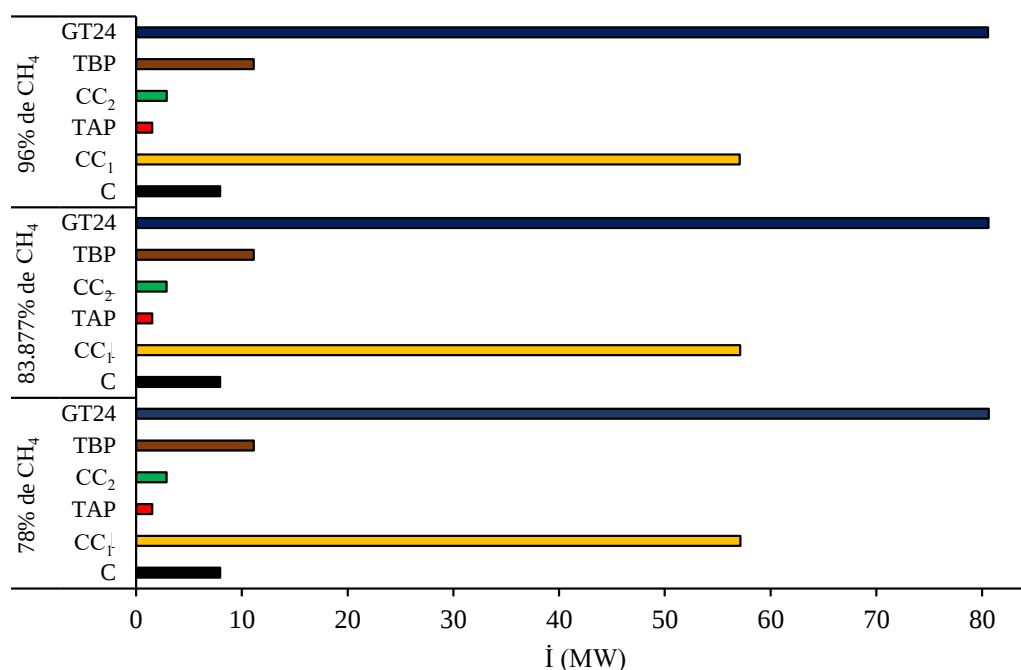


Figura 5.5: Flujo de irreversibilidad en cada equipo y el sistema en general para cada concentración de CH_4 en el gas natural.

Existe una relación entre la irreversibilidad y la eficiencia exergética, es decir, a medida que incrementa la irreversibilidad de un proceso, la eficiencia exergética del equipo disminuye. Por esta razón, en la Fig. (5.6) se presenta la eficiencia exergética de cada equipo de la GT24, en función de las concentraciones de CH_4 en el gas natural. En la misma figura se observa que el equipo con menor eficiencia exergética es la primera cámara de combustión, lo que confirma el análisis de la Fig. (5.5), donde se observa que, la cámara de combustión tiene el mayor flujo de irreversibilidad en comparación con el resto de los equipos.

Otro factor que influye para que disminuya la eficiencia exergética de la primera cámara de combustión es la concentración de CH_4 . A medida que incrementa la concentración de CH_4 incrementa la eficiencia exergética, por ejemplo, para una concentración de 78 % de CH_4 , la eficiencia exergética de la primera cámara de combustión es de 0.80622 y cuando

incrementa la concentración a 83.877 % y 96 %, la eficiencia exergética incrementa 0.0034 % y 0.0095 %, respectivamente.

Continuando con la idea de que el comportamiento de la primera cámara de combustión influye en gran medida en el comportamiento del sistema en general, esto significa que, si la eficiencia exergética de la primera cámara de combustión mejora, su irreversibilidad disminuye y, por lo tanto, la irreversibilidad de todo el sistema también disminuye. Como consecuencia, la eficiencia exergética del sistema en general aumenta. Entonces, cuando la concentración de CH_4 aumenta, la eficiencia exergética de la GT24 también aumenta. Para una concentración del 78 % de CH_4 , la eficiencia exergética del sistema es de 0.4329, y al incrementar la concentración al 83.877 % y 96 %, su eficiencia es de 0.4330 y 0.4331, respectivamente, lo que representa un aumento del 0.017 % y 0.048 %, respectivamente.

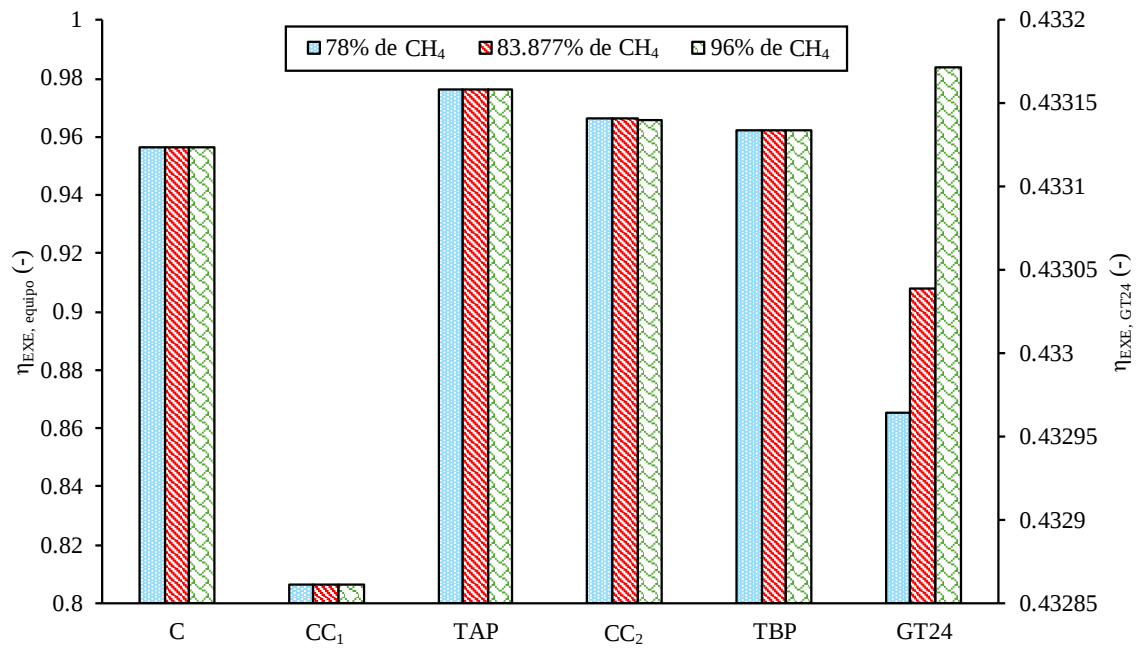


Figura 5.6: Eficiencia exergética por equipo y del sistema general para diferentes concentraciones de CH_4 .

CAPÍTULO

6

ESTUDIO EXERGOECONÓMICO

Un sistema térmico es un conjunto de procesos termodinámicos y cada uno de ellos tiene un propósito productivo dentro del sistema; con la evolución de los procesos se generan irreversibilidades, que se ven reflejadas en la destrucción de exergía, provocando un consumo adicional de recursos y por ende generando un costo adicional en el costo de operación. Todo recurso consumido en un sistema tiene un costo, cuanto mayor sea la irreversibilidad de un proceso, mayor es el consumo del recurso y mayor el gasto económico en un sistema.

La identificación, localización y medición de los costos en un sistema térmico se realiza mediante las leyes fundamentales de la economía, a este proceso se le conoce como **proceso de formación**. Este proceso de formación relaciona un sistema térmico con las leyes económicas, dando lugar al término conocido como **termoeconomía**.

La termoeconomía es un concepto que relaciona a los fenómenos físicos de la termodinámica con los principios de la economía. La economía, como ciencia social, analiza la asignación de costos a los recursos naturales, que son utilizados y distribuidos para la producción, distribución y consumo de bienes y servicios. Por otra parte, la termodinámica es la ciencia que estudia los procesos de transformación de la energía, las pérdidas debido al proceso y su eficiencia; además, con los estudios termodinámicos se cuantifica la cantidad de recursos necesarios para cumplir el propósito productivo de cualquier proceso energético complejo (proceso o sistema térmico). Por lo tanto, la termoeconomía es la ciencia que integra la asignación de los costos de los recursos utilizados en cualquier proceso o sistema térmico que tienen un propósito productivo.

En los últimos años, el concepto de termoeconomía ha cobrado gran relevancia, lo que ha llevado a diversos autores a realizar estudios, que profundizan en los principios de esta disciplina (El-Sayed and Gaggioli, 1989).

El concepto central que está estrechamente vinculado a la termoeconomía es la exergía. De manera general, la exergía fue formulada por primera vez a mediados del siglo XIX por Gibbs en Estados Unidos y por Maxwell en Inglaterra.

Según diferentes autores, la historia de la termoeconomía comienza con Joseph H. Keenan y su artículo “A Steam Chart for Second Law Analysis”, publicado en 1932. En este

trabajo, Keenan presenta un gráfico diseñado para el análisis de sistemas de vapor, desde la perspectiva de la Segunda Ley de la Termodinámica. Aunque no utiliza el término “exergía”, este gráfico representó uno de los primeros pasos hacia la implementación de un análisis exergético. A pesar de que en este artículo no se aborda directamente la valoración de costos, Keenan establece que, el método adecuado para distribuir los costos en sistemas de cogeneración es la exergía, sentando así una base fundamental para el desarrollo de la termoeconomía en los años siguientes (Keenan, 1932).

Uno de los problemas a los que se enfrenta Keenan en el análisis de la planta de cogeneración es encontrar la forma en cómo se relacionan los costos de la planta con la exergía, ya que, se conocía el costo asociado al combustible, sin embargo, no sabía a qué equipo debía imputar este costo. Algunos ingenieros propusieron que, el costo solamente se asociaba a la potencia eléctrica y al vapor, pero Keenan demostró que esa era una manera incorrecta, él decía que, el combustible tiene un alto potencial para provocar cambios y que estos cambios se utilizaban, en los productos que salen de la planta, en los procesos de producción y en las pérdidas de energía de cada proceso. Bajo esta consideración, él propone que, los costos no sólo se asociaban a los productos de la planta, sino también a los procesos, lo que significa, que el valor del combustible se asigna a los procesos en los cuales el combustible produce un cambio, es decir, donde su energía se transforma y afecta a los procesos.

Posterior a Joseph H. Keenan, en 1948 Benedict hizo un seminario en el Instituto de Tecnología de Massachusetts (MIT), donde aborda la forma en cómo cuantificar la pérdida de exergía y cómo los costos podrían servir como parámetro para la optimización. Aunque la metodología de Keenan se planteó para una planta de cogeneración, éste era posible aplicarlo para cualquier tipo de sistemas (Benedict and Gyftopoulos, 1980).

Durante algunos años, la relación entre la termodinámica y la economía no despertó el interés de los investigadores. No fue hasta finales de la década de 1950, que la termoeconomía comenzó a ser objeto de estudio. En 1962, en la universidad de California (UCLA), Evans y Tribus, publican “A contribution to the theory of thermo-economics”, en donde combinan por primera vez, los estudios termodinámicos (energía, exergía y anergía) con los conceptos de economía acerca de los costos, para así establecer el nuevo concepto que engloba ambas corrientes como la “termoeconomía” (Evans and Tribus, 1962).

Las aportaciones que estableció Evans y Tribus abrieron la puerta hacia el nuevo campo dirigido a la termoeconomía, que requería establecer sus bases. Por esta razón, El-Sayed se interesó sobre el tema y hasta 1970 fue cuando comenzó la colaboración con Evans y Tribus, para establecer las bases matemáticas que relacionan los procesos con sus costos, y además, desarrollar los modelos que permiten la optimización de sistemas térmicos. Dentro de la metodología se establece la optimización para regiones o subsistemas dentro del sistema en general, todo esto relacionado con sus costos de exergía que se determinaban de forma algebraica. Sin embargo, después de toda la investigación se dieron cuenta de que no se llegaría a un sistema óptimo y que esto estaba delimitado **por la dificultad que se tiene para definir los subsistemas**; sin embargo, la base termoeconómica ya se había establecido aun cuando no se lograra la optimización del sistema (El-Sayed and Evans, 1970).

Ese mismo año, Reistad inició su investigación sobre la aplicación del Segundo Principio de la Termodinámica, abarcando también las aplicaciones relacionadas con costos. Lo logró aplicando la metodología de El-Sayed y Evans a una planta de energía simple, y comparó este enfoque con los procedimientos convencionales de optimización (Reistad, 1970).

En 1971, Nicholas Georgescu-Roegen publicó su obra *The Entropy Law and the Economic Process*, en la que argumenta que, **la economía no se puede desvincular de las leyes de la termodinámica, especialmente de la Segunda Ley**, que analiza la entropía en

sistemas y procesos. Georgescu-Roegen sostiene que, tanto los procesos de producción como los de consumo generan inevitablemente entropía, lo que implica un costo. Esto se debe a que los recursos, como los combustibles, entran al sistema con alta calidad, pero se degradan durante su uso. Esta degradación provoca un aumento **exponencial** en los costos, ya que los recursos se deterioran y los residuos generados no pueden ser completamente reciclados o reutilizados sin pérdida de calidad (Georgescu-Roegen, 1971).

Desde Joseph H. Keenan hasta Nicholas Georgescu-Roegen, pasando por Evans y Tribus, se empezó a delinear la ciencia de la termoeconomía, aunque de manera no formal. No obstante, todos coincidieron en que, la base de estos estudios radicaba en la exergía, porque permitiría evaluar las anomalías en un sistema y reflejarlo en los costos operativos. Sin embargo, esta forma dio un cambio radical, lo que permitió que la termoeconomía se consolidara como una ciencia, en donde, ya no se suponía que una mal funcionamiento se reflejaría en costos, sino que esto ya era posible cuantificar en costos. Por mencionar algunos investigadores Bejan, Tsatsaronis, Moran, Goodenough, Gaggioli, Winhold, Szargut y Valero (Valero et al., 2006).

Años más tarde, en 1986, Valero et al. publicaron “A General Theory of Exergy Saving. I. On the Exergetic Cost”, en el cual presentan el marco fundamental para comprender como se utiliza la exergía de manera eficiente. El enfoque está en definir el costo exergetico, un concepto clave en termoeconomía, que relaciona la degradación de la exergía en los procesos con los costos económicos. La teoría busca cuantificar las ineficiencias y proporcionar directrices para minimizar el desperdicio de recursos y mejorar la eficiencia del sistema. Al integrar principios termodinámicos y análisis económico, ofrece una manera de optimizar el uso de la energía de manera rentable. Dentro su propuesta retoma conceptos de Tsatsaronis y Winhold (Tsatsaronis and Winhold, 1985), Petit y Gaggioli (PETIT and GAGGIOLI, 1980) y Reistad (Gaggioli, 1980) que proponen los conceptos de recurso y producto; sin embargo, Valero propone las categorías en las que se puede considerar un residuo (perdida, residuo y subproductos) (Valero et al., 1986).

En 1995 Bejan, Tsatsaronis y Moran publican “Thermal design and optimization” dirigido hacia los operadores y diseñadores de sistemas térmicos, para brindarles información que no se obtiene de un análisis energético tradicional y la evaluación económica convencional. Esta investigación proporciona información fundamental para el diseño y funcionamiento de un sistema eficiente y rentable (Bejan et al., 1995).

En el año de 2001, Torres y Valero publican el “Curso de doctorado Termoeconómica”, estableciendo todas las bases matemática para el cálculo de los costos exergeticos, costos exergoeconómicos, diagnóstico termoeconómico, mal funciones y disfunciones; además, de proponer modelos para la optimización de los sistemas. Como caso de estudio propone una turbina de gas con caldera de recuperación de calor (Torres and Valero, 2000).

Posteriormente diferentes autores utilizaron la metodología de Torres y Valero para aplicarlo a diferentes sistemas térmicos, agregando aportaciones en la forma del tratamiento del residuo y la forma de optimizar los recursos. Por mencionar alguno de los trabajos más recientes, Torres et al., realizaron un análisis paramétrico de los costos de operación exergoeconómicos y de los índices de toxicidad ambiental y humana de la turbina de gas MF501F3; con el objetivo de ofrecer una herramienta de diagnóstico integral, sistemática y eficaz para identificar posibles acciones de operación y mantenimiento que permitan mejorar los índices exergoeconómicos, ambientales y de toxicidad humana de la turbina de gas (Torres González et al., 2017).

En 2021 Torres & Valero analizan y revisan la teoría del costo exergetico que analiza los productos y residuos asociados al sistema. En este artículo, se presenta un enfoque ma-

temático y computacional para ser aplicado a cualquier sistema independientemente de su complejidad. Dentro de la revisión termodinámica, se enfoca en el costo de formación del residuo, desde una enfoque termodinámico en vez de económico, dando lugar a un nuevo concepto llamado **portador de irreversibilidad** (irreversibility carrier) que permite identificar el origen del residuo, la transferencia, recuperación y disposición (Torres and Valero, 2021).

En 2022, Castro et al. realizaron el estudio a una turbina de gas de combustión secuencial ABB/Alstom GT24 basados en la teoría económica, para evaluar el impacto que se tienen la formación de un residuo sobre la generación de potencia eléctrica. Los resultados muestran que, el costo exergético total de la generación de potencia eléctrica, el costo de la irreversibilidad representa el 30.42 % y éste se divide en 29.22 % corresponde a los costos del residuo físico y el 2.84 % a los residuos químicos; esto representa que, de los 10,098.71 USD/h del combustible, de éstos, la irreversibilidad es de 3,072.027 USD/h, el residuo físico es de 2,950.84 USD/h y 121.18 USD/h del residuo químico (Castro-Hernández et al., 2022).

García López et al. realizaron un análisis comparativo de dos turbinas de gas aeroderivadas mediante la teoría exergoeconómico, tomando como casos de estudio a la TGA Taurus 60 y la PTG25+G4 que generan 5.670 kW y 34 MW de potencia, respectivamente. De los resultados obtiene que los costos exergoeconómicos del producto, recurso y residuo de la turbina PGT25+G4 son 90,814.67 MXN/h, 75,153.18 MXN/h y 15,661.48 MXN/h respectivamente y al comprar los costos exergoeconómicos de la Taurus60 se tiene que sus costos son menores con respecto a los costos de la PGT25+G4; los costos económicos del producto, recurso y residuo de la Taurus 60 representan el 41.71 %, 41.18 % y 44.21 % con respecto a los costos de la PGT25+G4 (García López et al., 2023a).

En los últimos años, debido a la problemática ambiental y a la escasez de recursos, los estudios de la termoeconomía para cualquier proceso se han orientado a la recuperación de la energía perdida y recuperar el potencial energético contenido en los residuos a través de una simbiosis entre procesos o industrias, dando origen al termino de la “Economía circular”.

En 2023, Valero y Torres realizan una investigación de la termoeconomía circular, aplicado al diagnóstico de sistemas energéticos. Si bien, la termoeconomía se ha aplicado para sistemas térmicos con una alta dependencia a los combustibles fósiles y con un producto útil fijo; sin embargo, en la realidad este producto es variable y además genera residuos, por esta razón, en el artículo plantean aplicar la termoeconomía circular para analizar las consecuencias que tiene las variaciones del producto final, así como, la generación adicional de los residuos. Esta propuesta es aplicable para cualquier sistema poligeneración (simbiosis industrial), para que los residuos generados por una planta se podrían reutilizar en otros procesos o sistemas y así disminuir el impacto ambiental (Valero and Torres, 2023).

García López et al. realizaron un diagnóstico termoeconómico a la turbina de gas regenerativa Siemens-V93.1 con el propósito de evaluar el impacto de la disminución de la eficacia del regenerador en el consumo de combustible del sistema. Basándose en los flujos exergéticos, determinaron los costos exergéticos y exergoeconómicos utilizando el modelo FPR, para realizar el diagnóstico termoeconómico en función del impacto en el consumo de combustible, se realiza una comparación del sistema cuando opera con las condiciones de operación, con respecto a las de diseño. (García López et al., 2024)

A partir de la revisión histórica del desarrollo de los fundamentos y de los nuevos objetivos de la termoeconomía, esta disciplina ha cobrado gran relevancia, no sólo para mejorar la eficiencia de los sistemas térmicos, sino también para minimizar el uso de recursos y contribuir a la reducción del impacto ambiental a través de la simbiosis industrial. Al combinar los principios de la termodinámica con el análisis económico, la termoeconomía permite evaluar

las ineficiencias de un proceso o sistema, utilizando el concepto de exergía, facilitando así la disminución de las pérdidas de energía y la reducción de costos. Asimismo, promueve la sostenibilidad, al optimizar el uso de recursos provenientes del entorno y mitigar el impacto ambiental. En consecuencia, la termoeconomía es fundamental para el desarrollo de sistemas más eficientes, rentables y competitivos.

Para aplicar un análisis termoeconómico, es fundamental comprender conceptos como la exergía, la eficiencia exergética, y la estructura productiva. Estos conceptos permiten identificar los equipos responsables que generan a los residuos. En las siguientes secciones se explican estos aspectos con más detalle.

6.1. Estructura productiva

Una de las herramientas que permite estudiar la asignación de costos es la estructura productiva. Una estructura productiva es un diagrama, que representa la relación entre los procesos que conforman un sistema y las corrientes exergéticas que se derivan del propósito productivo de cada equipo, Recurso-Producto-Residuo (FPR). Una peculiaridad de la estructura productiva, es que no existe una metodología que compruebe que, el diagrama es el correcto, por esta razón, es importante definir de forma correcta el propósito productivo.

La estructura productiva está conformado por bloques que representan a los equipos del sistema y se enumeran a modo de ser identificados; estos bloques se unen a través de las corrientes exergéticas que pueden ser, el producto de un equipo que sirve como recurso para otro, el producto útil que se envía al medio ambiente o una corriente exergética asociada a un residuo. Es importante recordar que, estas corrientes exergéticas del recurso y producto deben tener la misma calidad termodinámica, es decir, todas ellas se derivan del mismo proceso (corrientes de materia, de potencia y de calor).

Existen dos maneras para la formación de las corrientes exergéticas, que se muestran en la estructura productiva; la primera se conoce como unión de corrientes, esto consiste en unir dos o más corrientes, que son el producto de cualquier equipo dentro del sistema para formar una sola corriente, que servirá como recurso para los equipos posteriores o es la corriente asociada al residuo del sistema; el segundo es la bifurcación, en este proceso una corriente que es producto del equipo se divide en dos o más corrientes que pueden servir como recurso o como producto útil que se envía al medio ambiente.

Entonces, la estructura productiva es un factor clave en la termoeconomía, ya que permite evaluar la eficiencia de los equipos, los costos y el impacto ambiental que tiene el sistema. Es una manera de organización bien diseñada y analizada de los procesos para reconocer las áreas de mejoras significativas en estos aspectos, contribuyendo a una operación más eficiente y rentable.

Retomando el caso de estudio sobre el análisis hacia la Turbina de gas GT24, en las secciones (4.1) y (5.2) se explica de manera detallada los procesos de compresión, la combustión de ambas cámaras y la expansión de alta y baja presión. En éstas secciones se describen los cambios de las propiedades, tales como la presión y temperatura, debido a estos procesos, que a su vez dan como resultado el cambio de exergía de las corrientes de materia. A diferencia de un análisis exergético, que se basa en el flujo de exergía de entrada y salida de cada equipo, así como, la irreversibilidad interna generada por el proceso; en los estudios termoeconómicos se basan en el propósito productivo de cada equipo, en donde se obtienen corrientes exergéticas de recursos, productos o residuos. Por esta razón, es importante diferenciar entre flujo de exergía y corriente exergética, puesto que, un flujo de exergía se asocia

a la propiedad exergética de la corriente de materia y una corriente exergética se forma de acuerdo al propósito del equipo.

De manera general, la Turbina de GT24 se compone del compresor, cámara de combustión y la turbina. Cada equipo tiene un propósito productivo que contribuyen al producto final, que es generar la potencia útil; es importante reconocer que, para cumplir el propósito productivo se debe definir su recurso y producto.

Para el compresor, el propósito productivo es incrementar la exergía del flujo de aire (al aumentar la presión) hasta las condiciones requeridas por la turbina de alta presión, donde, se requiere suministrarle potencia, que es producida por las dos etapas de expansión. En el caso de la cámara de combustión, su propósito productivo es incrementar la exergía elevando la temperatura del aire de salida del compresor hasta la exergía de entrada de la turbina, esto se logra mediante la exergía asociada al flujo de combustible que ingresa a la cámara. La turbina de baja presión tiene como propósito generar potencia que se bifurca y se suministra al compresor y al generador eléctrico. En la Tabla (6.1) se presenta el recurso y producto de cada equipo de la Turbina de gas GT24.

Tabla 6.1: Recurso y producto por equipo de la GT24.

Equipo	Recurso ($\dot{F}$)	Producto ($\dot{P}$)
C	$\dot{E}^{W_{TAP}}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
CC ₁	$\dot{E}_{comb, 1}$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
TAP	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}^{W_{TAP}}$
CC ₂	$\dot{E}_{comb, 2}$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_4$
TBP	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$\dot{E}^{W_{TBP}}$
GT24	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{comb, 1} + \dot{E}_{comb, 2}$	$\dot{E}^{W_M}$

Existen dos formas de representar a los procesos que se llevan a cabo en la Turbina de gas GT24. En ambas estructuras productivas, se tiene como base el propósito productivo de cada equipo, su recurso y su producto. En la Fig. (6.1) se muestra la primera estructura productiva; su principal característica es que contiene **las líneas de la calidad de la energía**, es decir, estas líneas de calidad de la energía son la exergía física y química de la materia, la exergía asociada a la potencia y la exergía asociada a los recursos que provienen del medio ambiente. Las corrientes exergéticas, según la calidad de la energía, incluyen el flujo de aire, los gases de combustión provenientes de la primera y segunda cámara, la potencia generada por la turbina de alta presión y la potencia generada por la turbina de baja presión.

La primera estructura productiva se organiza de arriba hacia abajo, siguiendo la secuencia de los procesos termodinámicos, es decir, respetando el orden físico en el que ocurren. En primer lugar, se realiza el proceso de compresión, seguido de la primera reacción de combustión. Posteriormente, tiene lugar la expansión de alta presión, luego la segunda reacción de combustión y, finalmente, la expansión de baja presión. En lo que respecta a las líneas de calidad de la energía, las corrientes exergéticas que ingresan a estas líneas representan el producto generado por cada equipo, mientras que las líneas que salen corresponden al recurso utilizado.

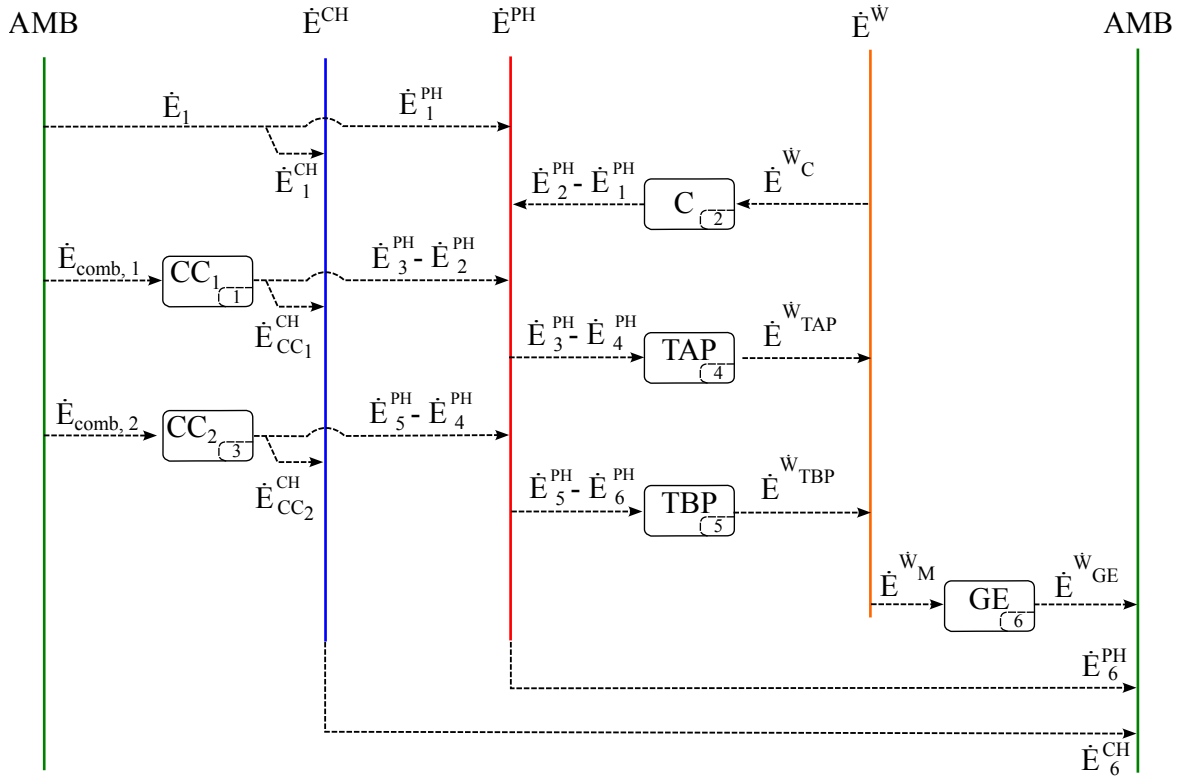


Figura 6.1: Estructura productiva con las líneas de la calidad de la energía.

En la Fig. (6.2) se muestra la segunda estructura productiva, que tiene la misma base teórica que la primera, pero presenta algunas diferencias. La primera diferencia es que, con la segunda estructura, se observa la formación de las corrientes exergéticas (unión y bifurcación). La segunda diferencia es que se identifican los equipos responsables de generar el residuo. Finalmente, la tercera diferencia es que esta estructura no sigue el proceso físico, sino que se enfoca en los equipos que generan el residuo del sistema.

La segunda estructura se lee de la siguiente manera: El primer equipo corresponde a la CC_1 que tiene como recurso a la exergía asociada al combustible ($\dot{E}_{comb,1}$) y como producto se tiene la diferencia de exergías entre los gases de combustión y el aire ($\dot{E}_3 - \dot{E}_2$). Por otro lado, el segundo equipo dentro de la estructura, según su propósito productivo, corresponde al C. Para este equipo, su recurso es la potencia suministrada ($\dot{E}^W_C$) y, su producto es la diferencia de exergía entre el aire aspirado y el aire comprimido ($\dot{E}_2 - \dot{E}_1$). Tanto el producto del C y la CC_1 se unen con el propósito de formar una nueva corriente exergética ($\dot{E}_3$). Una vez que se forma la corriente exergética ($\dot{E}_3$) se bifurca en dos corrientes exergéticas: una para el recurso de la TAP ($\dot{E}_3 - \dot{E}_4$) y otra para interactuar con el producto de la CC_2 ($\dot{E}_4$).

Parte importante del arreglo de la GT24 radica en la forma en que la potencia de la TAP se combina con la de la TBP para ser bifurcada y así obtener, por un lado, la potencia requerida por el compresor y, por otro, la potencia motor. Para determinar ambas potencias, es necesario definir el recurso de cada equipo. En el caso de la TAP, su recurso ya fue formado por el C y la CC_1 ; sin embargo, en el caso de la TBP, su recurso aún no se ha definido.

Debido a que el recurso de la TAP aún no está definido, se elige como tercer equipo de la estructura productiva a la CC_2 , con el fin de formar el recurso de la TAP. Para la CC_2 , su recurso es la exergía asociada al combustible que entra, $\dot{E}_{comb,2}$ y su producto es la diferencia de exergías ($\dot{E}_5 - \dot{E}_4$).

Esta diferencia de exergía, producto de la segunda cámara de combustión, se une con

la corriente $\dot{E}_4$, dando lugar a una nueva corriente exergética, $\dot{E}_5$, la cual se bifurca para formar la corriente exergética del recurso de la TBP ($E_5 - E_6$) y la corriente exergética asociada a los gases de escape ($\dot{E}_6$). La corriente exergética de los gases sólo corresponde a su componente física $\dot{E}_6 = \dot{E}_6^{PH}$, porque la química la forma únicamente las dos cámaras de combustión, $\dot{E}_6^{CH}$.

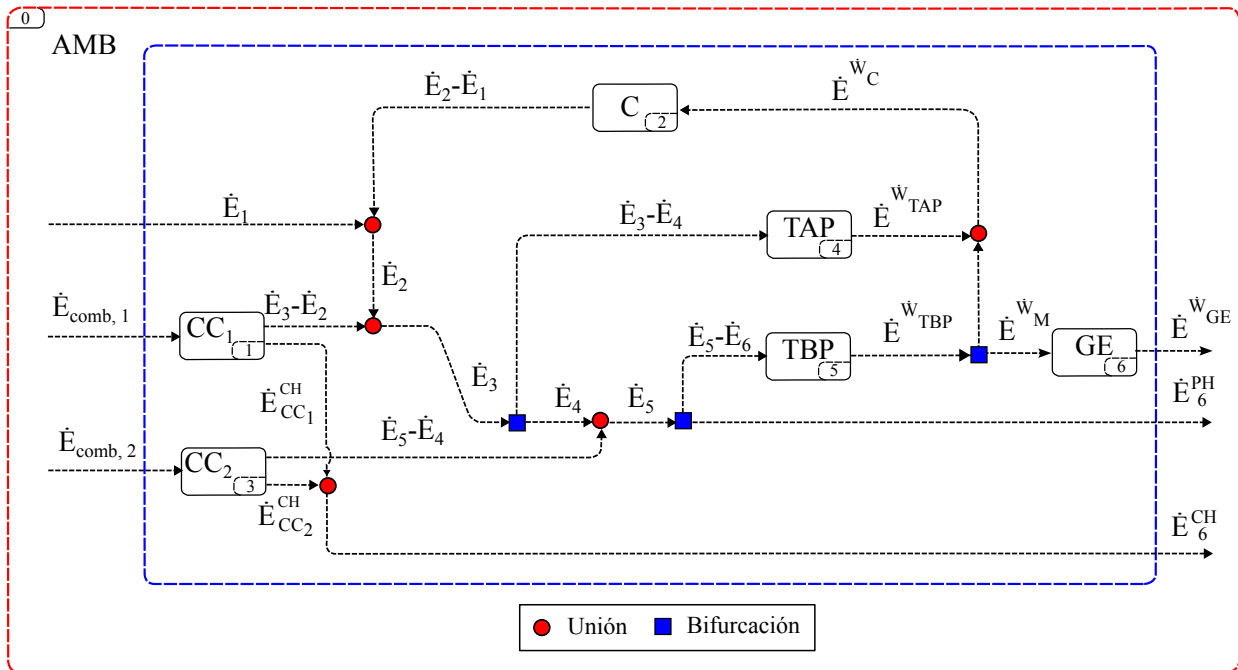


Figura 6.2: Segunda estructura productiva.

6.2. Formación del costo exergetico

Un sistema térmico es un conjunto de procesos que se relacionan mediante corrientes exergéticas para obtener un producto final como se explicó en la sección (6.1). Aunque la exergía es el estándar universal, que permite evaluar la calidad y cantidad de la energía, para la evaluación termoeconómica la exergía no es importante, lo importante es el costo que se le asocia.

Para poder asociar un costo a cualquier sistema, se parte de la premisa de que no existen sistemas térmicos ideales, o bien, sistemas que cumplen el método del encadenamiento.

El método del encadenamiento se refiere a que, en un sistema, entran productos funcionales provenientes del medio ambiente o recursos ($\dot{F}$), tales como combustibles, lubricantes, energía eléctrica, etc., que se transforman en productos manufacturados o simplemente productos ($\dot{P}$). Estos productos, a su vez, servirán como recurso para equipos posteriores que se transforma en un producto y este producto será el recurso del siguiente equipo, así hasta formar el producto útil del sistema.

En realidad, en un sistema no todo el recurso que ingresa a un equipo o al sistema en general, se transforma en producto; existen productos no deseados o irreversibilidades ($\dot{I}$) asociados al proceso de formación de dicho producto. En la Fig. (6.3) se muestra un sistema térmico en el cual entra un cierto recurso y se transforma en un producto que es utilizado como recurso para el equipo siguiente, para finalmente convertirse en producto útil. No obstante, en los dos procesos dentro del sistema se generan productos no deseados. La

expresión matemática que representa a los productos no deseados en función del recurso y producto es

$$\dot{F} - \dot{P} = \dot{I} \quad (6.1)$$

Los productos no deseados se clasifican en tres tipos: pérdidas, residuos y subproductos. Las pérdidas (L) son los flujos que no tienen ninguna utilidad, y se emiten al medio ambiente sin necesidad de ocupar más recursos para disiparlas; por ende, no se les asocia un costo.

El residuo ($\dot{R}$) corresponde a aquellos flujos que no tienen ninguna utilidad y, al enviarse al medio ambiente, causan daños, por lo que se requiere un consumo extra de recursos para mitigar su impacto, lo cual se refleja en sus costos. Estos costos se imputan a aquellos equipos que forman dicho residuo. Por esta razón, en un análisis termoeconómico se considera al residuo como parte de las corrientes exergéticas involucradas en proceso termodinámico.

Los subproductos (S) son aquellas corrientes exergéticas que se forman a través de un consumo adicional de recursos para su generación, y que, por sí solos, son inútiles, a menos que sean utilizados como recurso en los procesos posteriores.

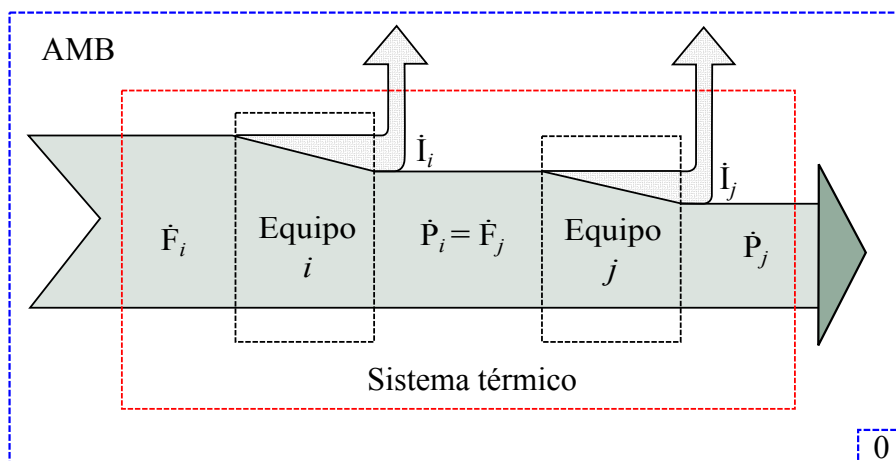


Figura 6.3: Método de encadenamiento en un sistema térmico.

Una vez que se estableció que, en un sistema térmico se involucran tres corrientes exergéticas: recurso, producto y residuo, su costo se obtiene a través de la definición del costo exergético. El costo exergético es el flujo de exergía, $\dot{E}$, más todos los productos no deseados que se generaron en cada uno de los procesos por los que pasó el flujo de exergía para su formación, $\sum \dot{I}$. El costo exergético es

$$E^* = \dot{E} + \sum_{\text{proceso}} \dot{I} \quad (6.2)$$

De manera general, el costo de un producto es la cantidad de recurso necesario para producirlo, este concepto se puede aplicar tanto a la termodinámica como a la economía. Si se traduce el concepto de costo al ámbito económico, éste representa cuánto dinero tuvo que gastarse en recurso para producir un producto. Por otra parte, en términos de la termodinámica, el costo de un producto es cuánta energía se consumió (recurso) y cuánta energía se perdió (irreversibilidad) para producir dicho producto.

Para evaluar el costo del recurso utilizado en la formación del producto, se relaciona a la eficiencia exergética y el costo exergético, aunque las unidades de ambos conceptos son diferentes, ya que, la eficiencia exergética es adimensional y el costo exergético tiene unidades de energía (kW o MW), ambas evalúan el costo del producto considerando su recurso. La

eficiencia exergética es la relación entre las corrientes exergéticas del producto y del recurso y su inverso se conoce como consumo exergético unitario, que representa la cantidad de recurso necesaria para obtener una unidad de producto

$$\kappa_j = \frac{\dot{F}_j}{\dot{P}_j} = \frac{1}{\eta_{EXE, j}} \quad (6.3)$$

Como todos los procesos están encadenados, el recurso que ingresa al equipo se deriva del producto del equipo anterior como se muestra en la Fig. (6.3), es decir, el producto del i -ésimo equipo es igual al recurso del j -ésimo equipo, $\dot{P}_i = \dot{F}_j$. Entonces, reescribiendo la ec. (6.3), el inverso de la eficiencia exergética aplicando el encadenamiento de equipos, se define al consumo unitario

$$k_j = \frac{\dot{P}_i}{\dot{P}_j} = \frac{1}{\eta_{EXE}} \quad (6.4)$$

De manera general, el inverso de la eficiencia exergética es el consumo exergético unitario y al aplicar el encadenamiento se define al consumo unitario

$$\frac{1}{\eta_{EXE}} = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} = \kappa = k \quad (6.5)$$

6.2.1. Reglas de asignación de costos exergéticos

Para la asignación del costo exergético de cada proceso, no sólo es importante el contenido exergético de las corrientes de materia, debido a que, la exergía es una propiedad termodinámica y, es función del estado que refleja el máximo trabajo útil que se obtiene de llevar un estado al estado de equilibrio y en este caso, se considera que el costo es mínimo; por esta razón, la asignación de costos involucra el contenido exergético del recurso consumido para obtener la unidad de producto.

El concepto de costo es intuitivo y se define como la suma del costo asociado al proceso de formación de un recurso y la cantidad de dicho recurso consumido para generar un producto. En otras palabras, el costo de un producto incluye tanto el costo derivado del proceso de formación del recurso como la cantidad de recurso utilizada en su obtención.

De manera análoga, el costo exergético es la cantidad de exergía requerida para producir un producto, más la suma de las irreversibilidades generadas durante la formación de dicho recurso. Es decir, el costo de una unidad de producto debe reflejar tanto el consumo de los recursos utilizados como el costo asociado a las irreversibilidades producidas en los procesos anteriores. Por su parte, el costo exergético unitario se calcula como la relación entre el costo exergético total y la corriente exergética correspondiente.

$$k^* = \frac{E^*}{\dot{E}} \quad (6.6)$$

Para sistemas térmicos complejos, el imputar el costo de un producto en función del recurso consumido se vuelve complejo, debido a que, el costo de las corrientes exergéticas se forman de acuerdo al propósito del equipo y éstas se relacionan entre sí mediante uniones o bifurcaciones.

De acuerdo con la teoría termoeconómica (Torres and Valero, 2000), se proponen tres reglas, éstas permiten asignar el costo de las corrientes exergéticas de acuerdo al papel que juega cada una, puede ser, como recurso que proviene del medio ambiente, corrientes que se rigen por el encadenamiento y las corrientes exergéticas de los productos de los equipos

que se bifurcan para ser recursos de los equipos posteriores. A continuación se describe cada proposición para la asignación de costos exergéticos o proposiciones FP.

Proposición 1:

En ausencia de asignaciones externas, los recursos que provienen del medio ambiente y entran al sistema tienen un costo exergético igual a su corriente exergética.

$$E_i^* = \dot{E}_i \quad (6.7)$$

Esto implica que el costo exergético de estos recursos se mide directamente en función de la exergía que poseen al entrar al sistema. En este contexto, el costo exergético unitario de dichos recursos es igual a uno, ya que en la formación del recurso externo no se generan irreversibilidades que alteren su costo exergético al entrar al sistema.

Proposición 2:

El costo exergético del producto de cualquier componente en el sistema es igual a la suma de los costos exergéticos de los recursos que forman el recurso de ese componente. Es decir, el costo exergético del producto es igual al costo exergético del recurso con el que se forma el producto

$$P_i^* = F_i^* \quad (6.8)$$

Proposición 3:

Se dice que, si el producto de algún equipo dentro del sistema térmico, lo forman varias corrientes exergéticas que tienen la misma calidad termodinámica, es decir, que las corrientes exergéticas que conforman al producto son del mismo tipo de corriente y tiene el mismo origen, todas éstas tiene el mismo costo exergético unitario. Bajo la consideración acerca de la calidad termodinámica, si en un equipo tiene dos o más productos que provienen del mismo proceso, su costo exergético unitario de cada producto es igual

$$k_i^* = k_j^* \quad (6.9)$$

Para una mejor comprensión sobre la calidad termodinámica que se menciona en la proposición 3, en la Fig. (6.4) se muestra el diagrama esquemático de la Turbina de gas GT24 y la calidad termodinámica de cada corriente. De manera general, la calidad termodinámica clasifica las corrientes exergéticas del recurso y producto según su función en los equipos productivos. En el diagrama se muestran dos tipos de corrientes exergéticas, una corresponde a las corriente de materia y la otra, a las corrientes asociadas a la potencia generada por el sistema. Entre las corrientes de materia se incluyen el flujo de aire (color azul), el flujo de combustible (color amarillo), el flujo de los gases de combustión de la primera cámara (color rojo) y de la segunda cámara de combustión (color verde). Cada una de estas corrientes se origina a partir de diferentes procesos: la compresión, la entrada de combustible a ambas cámaras de combustión, y los primeros y segundos procesos de combustión, respectivamente. Para el caso de las corrientes asociadas a la potencia, ambas tienen la misma calidad por ser energía ordenada, pero en cuanto a su calidad termodinámica son distintas, porque derivan de diferentes procesos, como es la expansión de alta y baja presión, color gris y color negro, respectivamente.

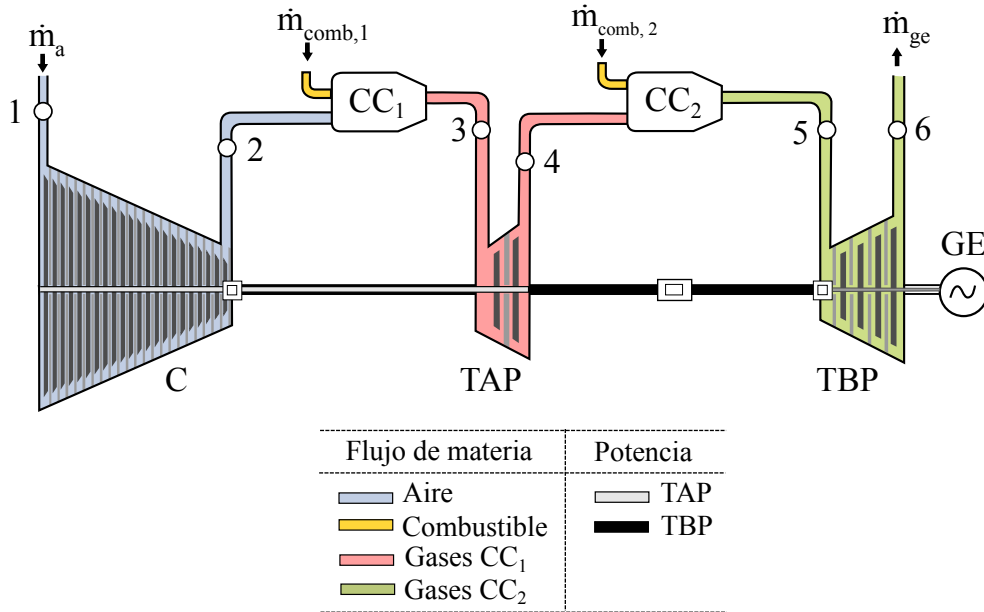


Figura 6.4: Calidad termodinámica de los procesos de la GT24

6.3. Modelo Recurso-Producto-Residuo o FPR

Como se estudió en la sección (6.2), la metodología de la formación del costo exergético formula el procedimiento de la asignación de costos exergéticos mediante el propósito productivo y las proposiciones FP para el recurso externo y el producto útil del sistema, al igual que el recurso y producto de cada equipo, por tanto, esta metodología no responde a las causas del proceso de formación de costos exergéticos y no considera a la contribución del residuo del sistema al no asignarle un costo. Sin embargo, existe una metodología llamado modelo FPR que formula reglas generales, que relacionan a los costos exergéticos con la eficiencia exergética, ya sea por equipo o del sistema; en este modelo no sólo se identifican las causas de los costos, sino también permite analizar en detalle el proceso de formación del residuo.

El modelo FPR relaciona a las variables exergoeconómicas (costos exergéticos y costos exergéticos unitarios del recurso, producto y residuo y el consumo exergético unitario) con los recursos externos y la eficiencia exergética de los componentes. En cuanto al residuo, este modelo permite identificar qué equipos contribuyen a la formación del residuo e imputar el costo a estos equipos; sin embargo, la información no está completa, ya que el residuo es aquel que se envía al ambiente, no es posible identificar qué parte de los costos de un componente se deberá a las irreversibilidades internas y cuál a las irreversibilidades externas.

Ahora bien, para implementar el modelo FPR, lo primero que se debe realizar es trasladar el diagrama físico a la estructura productiva, en donde se identifica el propósito productivo de los equipos; posteriormente, se construye la matriz de adyacencia, que representa a la estructura productiva, como una manera de describir las conexiones que existen entre los equipos y las corrientes exergéticas. La matriz de adyacencia FPR ($n \times n$) o Tabla FPR de elementos $\dot{E}_{ij}$ y $\dot{R}_{ij}$, que se forman a través de dos procesos de producción; por una parte, la formación del producto que sirve como recurso para otro equipo o el ambiente y por otra parte, la formación e imputación de los residuos generados por el propio proceso.

En la Fig. (6.5) se muestra la representación general de la matriz de adyacencia FPR,

donde se muestran los elementos que la conforman. En la primera columna de la matriz de adyacencia FPR se encuentra el producto de los equipos, esta columna comienza con el producto del medio ambiente ($\dot{P}_0$) y hacia abajo se coloca el producto de los equipos ($\dot{P}_i$) en orden como se colocaron en la estructura productiva, por ejemplo, el equipo 1 es la CC_1 , el equipo 2 es el C y así sucesivamente.

Por otra parte, en la primera fila se coloca el recurso y el residuo por equipo. En cuanto al recurso, este se divide en el recurso del medio ambiente ($\dot{F}_0$) y el recurso de los equipos ($\dot{F}_j$). Para el caso del residuo, sólo se coloca el residuo imputado a cada equipo ($\dot{R}_j$), porque el medio ambiente no genera ningún residuo, porque no lleva a cabo ningún proceso ($\dot{R}_0 = 0$); además, en un sistema puede existir más de un residuo; por ejemplo, el residuo físico ($\dot{R}_j^{PH}$), el residuo químico ($\dot{R}_j^{CH}$), entre otros, y cada uno de ellos debe ser colocado en la matriz de adyacencia FPR.

En la segunda columna, están las corrientes exergéticas $\dot{E}_{00}$ y $\dot{E}_{i0}$, donde la corriente exergética $\dot{E}_{00}$ no tiene valor porque el producto del medio ambiente no puede ser su propio recurso. Para la corriente $\dot{E}_{i0}$, representa el producto de los equipos que sirven como recurso al medio ambiente.

A partir de la tercera columna hasta la columna n , contienen las corrientes exergéticas $\dot{E}_{0j}$ y $\dot{E}_{ij}$, donde las corrientes exergéticas $\dot{E}_{0j}$ representan el producto del medio ambiente que sirve como recurso para los equipos. Por ejemplo, en la cámara de combustión, su recurso es el flujo de combustible que proviene del medio ambiente. Para las corrientes exergéticas $\dot{E}_{ij}$, estas representan el producto de los equipos que sirve como recurso para los equipos posteriores.

Para la columna del residuo, la fila ($\dot{R}_{0j}$) no tiene valor, porque el producto del medio ambiente no genera ningún costo dentro del sistema. En cuanto a la corriente exergética del residuo $\dot{R}_{ij}$, representa la contribución de los equipos en la formación de un residuo total.

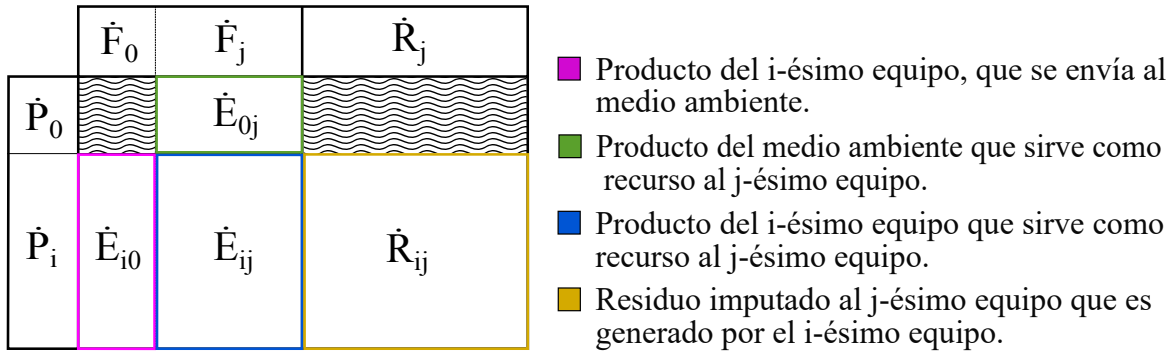


Figura 6.5: Forma general de la matriz de adyacencia FPR.

Tal como se indicó previamente, la metodología FPR tiene como objetivo analizar la distribución del recurso utilizado para obtener un producto, considerando el propósito por equipo y su calidad termodinámica. El producto del i-ésimo equipo integra el producto de este elemento que sirve como recurso al medio ambiente, el producto que sirve como recurso a los j-ésimos equipos y la parte del producto que contribuye a la formación del residuo; es decir

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ij} + \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ij} \quad \text{donde} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.10)$$

El recurso del i-ésimo equipo se forma a través del recurso que proviene del medio am-

biente y de las proporciones en la que contribuye el producto de los j -ésimos equipos

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} \quad \text{donde} \quad i = 1, \dots, n \quad (6.11)$$

Mientras que, el residuo del i -ésimo equipo, es la suma de todas las contribuciones de los j -ésimo equipos a su formación y se expresa como

$$\dot{R}_i = \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ji} \quad \text{donde} \quad i = 1, \dots, n \quad (6.12)$$

Parte importante de esta metodología, es identificar la fracción con la que contribuye el producto del j -ésimo elemento en la formación del recurso del i -ésimo elemento. En el modelo FPR a esta proporción se llama coeficiente de distribución o de bifurcación. En la Fig. (6.6) se representan a los coeficientes de distribución del recurso y del residuo y en la estructura productiva se pueden observar mediante las bifurcaciones.

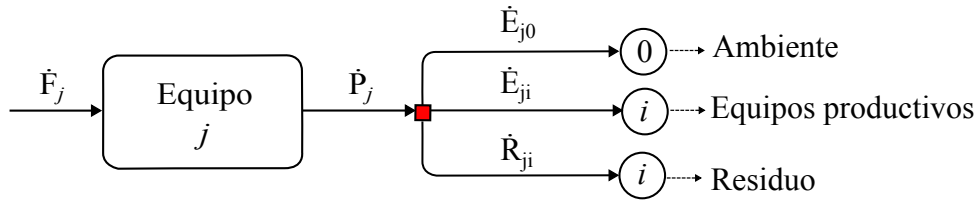


Figura 6.6: Representación gráfica del modelo FPR

El **coeficiente de distribución para el recurso** representa a la cantidad que se toma del producto para formar un recurso, entonces, el coeficiente de distribución del j -ésimo equipo es el cociente de la corriente exergética del recurso del i -ésimo equipo ($\dot{E}_{ji}$) entre el producto total del j -ésimo equipo.

$$\phi_{ij} = \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_j} \quad (6.13)$$

Por otra parte, el **coeficiente de distribución del residuo** es la cantidad del producto que se toma para formar un residuo, es decir, el coeficiente de distribución del residuo es el cociente entre la corriente exergética del residuo imputado al j -ésimo equipo ($\dot{R}_{ji}$) entre el producto total del equipo j .

$$\psi_{ij} = \frac{\dot{R}_{ji}}{\dot{P}_j} \quad (6.14)$$

Debido a que ambas corrientes del recurso y residuo se derivan del mismo producto, la sumatoria de los coeficientes de distribución debe ser igual a uno

$$\sum_{i=0}^n \phi_{ij} + \psi_{ij} = 1 \quad (6.15)$$

Las ecs. (6.11) y (6.12) representan el recurso y residuo del i -ésimo equipo, respectivamente. En la expresión del recurso, ésta se constituye de la aportación del medio ambiente, la contribución de los j -ésimos equipos para la formación de la corriente exergética del i -ésimo equipo y el residuo del i -ésimo equipo es formado por los j -ésimos equipos; para el residuo

sólo se muestra la contribución de los equipos en la formación del residuo del equipo i . Parte importante de la metodología FPR es que, permite conocer a fondo el comportamiento de los equipos que constituyen al sistema térmico, porque permite conocer cuáles son los equipos que contribuyen a la formación de un recurso o residuo y en qué proporción contribuyen; esta proporción se conoce a través de los coeficientes de distribución. Al reescribir el recurso y residuo de i -ésimo equipo en función de los coeficientes de distribución

$$\begin{aligned}\dot{F}_i &= \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \phi_{ij} \dot{P}_j \\ \dot{R}_i &= \sum_{j=1}^n \psi_{ij} \dot{P}_j\end{aligned}\tag{6.16}$$

NOTA: Debido a que el modelo FPR se enfoca en estudiar a la formación y distribución del recurso a lo largo de los procesos y asociar un costo al residuo, el producto no se escribe de forma directa en función de los coeficientes de distribución, a menos, que se utilice el concepto del balance general del costo, $\dot{P}_i = \dot{F}_i + \dot{R}_i$. Por lo tanto

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \phi_{ij} \dot{P}_j + \sum_{j=1}^n \psi_{ij} \dot{P}_j\tag{6.17}$$

Las expresiones de la ec. (6.16) permiten determinar el recurso utilizado y el residuo generado de cada equipo que conforman al sistema. No obstante, se debe ampliar esta visión para comprender el recurso total que se extrae del medio ambiente e ingresa al sistema global, así como el producto final o útil que, tras los diferentes procesos, es enviado de vuelta al ambiente. Lo cual permite no sólo conocer el comportamiento de cada equipo como sistemas aislados, sino también, da una perspectiva general de las necesidades y aportaciones del sistema al medio ambiente. Por esta razón, el recurso y producto total del sistema se escriben como

$$\begin{aligned}\dot{F}_T &\equiv \dot{P}_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{0j} \\ \dot{P}_T &\equiv \dot{F}_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{j0}\end{aligned}\tag{6.18}$$

donde, $\dot{F}_0$ y $\dot{P}_0$ se representa en la Fig. (6.5), las áreas de color rosa y verde, respectivamente.

El producto total o útil del sistema en función de los coeficientes de distribución del recurso es

$$\dot{P}_T = \sum_{j=1}^n \phi_{0j} \dot{P}_j\tag{6.19}$$

En un sistema, existen varias razones que complican la identificación del recurso, producto y residuo de los equipos que lo conforman. La primera se relaciona con la complejidad del sistema térmico, éste incluye una gran cantidad de equipos interconectados que trabajan conjuntamente para obtener el producto útil, lo que hace que, la identificación sea un desafío. La segunda razón está asociada al nivel de agregación: **a menor nivel de agregación, se involucra un mayor número de equipos**. Sin embargo, esta disminución en el nivel de agregación permite realizar un análisis más detallado de los procesos.

Para abordar la problemática de la identificación de recursos, productos y residuos en sistemas complejos o con un bajo nivel de agregación, se transforman las ecuaciones en operaciones más manejables, adaptadas para gestionar una gran cantidad de equipos. Esta transformación se manifiesta principalmente en la sumatoria de los elementos que contribuyen en la formación del recurso y del residuo. Dado que, estos elementos forman un conjunto, se pueden representar de manera matricial. Al expresar la sumatoria en forma de matriz, cada elemento de la suma corresponde a una entrada en la matriz, lo que permite aplicar operaciones matriciales para obtener el resultado de la suma de manera sistemática.

Para sistemas complejos o con un bajo nivel de agregación, el recurso de cada equipo y su residuo, se expresa en función de su producto mediante operaciones matriciales

$$\begin{aligned}\mathbf{F} &= \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P} \\ \mathbf{R} &= \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}\end{aligned}\quad (6.20)$$

donde

- $\mathbf{F}$ = Recurso total; matriz columna de dimensiones (nx1).
- $\mathbf{R}$ = Residuo total; matriz columna de dimensiones (nx1).
- $\mathbf{P}$ = Producto total; matriz fila de dimensiones (nx1).
- $\mathbf{F}_e$ = Recurso externo; matriz fila de dimensiones (nx1).
- $\langle \mathbf{FP} \rangle$ = Matriz asociada a los coeficientes de distribución del recurso ϕ_{ij} ; matriz cuadrada de dimensiones (nxn).
- $\langle \mathbf{RP} \rangle$ = Matriz asociada a los coeficientes de distribución del residuo ψ_{ij} ; matriz cuadrada de dimensiones (nxn).

NOTA: Se dice que es total, al conjunto de las contribuciones de los equipos que integran al sistema, ya sea, del recurso, producto o del residuo.

Las matrices que integran a las expresiones del recurso y del residuo de la ec. (6.20) son submatrices de la matriz de adyacencia FPR. Dichas submatrices se representan de forma gráfica en la Fig. (6.7).

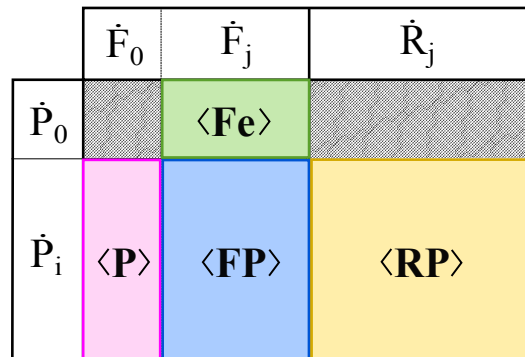


Figura 6.7: Modelo FPR de forma matricial.

Al inicio de esta sección, se destacó la importancia del modelo FPR en la asignación de los costos exergéticos y exergoeconómicos del recurso, producto y, especialmente, del residuo.

Este modelo, en términos generales, establece la relación entre las variables exergoeconómicas, el recurso externo y la eficiencia exergética de los equipos. Además, profundiza en cómo se interrelacionan el recurso que ingresa al sistema, el recurso utilizado por cada equipo, y la eficiencia exergética de cada uno. Este enfoque integral ofrece un análisis completo de la operación de un sistema térmico.

Por lo tanto, lo primero es comprender el comportamiento de los equipos a lo largo de los procesos a través de la eficiencia exergética, o en su defecto, el inverso del consumo exergético unitario; este parámetro pertenece al modelo FPR. Un ejemplo claro de la relación que existe entre eficiencia exergética, el recurso externo y el producto útil es: A menor eficiencia exergética, mayor consumo de recursos para obtener el mismo producto.

De acuerdo a la ec. (6.3), el recurso del i -ésimo equipo en función del consumo exergético unitario, representa la cantidad del recurso necesario en términos de exergía para obtener su producto

$$\dot{F}_i = \kappa_i \dot{P}_i \quad (6.21)$$

Al transformar la ecuación anterior a una forma matricial, el recurso de cada equipo que compone el sistema se expresa en función del producto de cada equipo y la matriz $\langle \mathbf{K}_D \rangle$. Esta matriz es cuadrada, de dimensiones $(n \times n)$, y sólo su diagonal principal tiene valores ($a_{ij} \neq 0$, cuando $i=j$), ya que contiene a los consumos exergéticos unitarios de cada equipo

$$\mathbf{F} = \langle \mathbf{K}_D \rangle \mathbf{P} \quad (6.22)$$

Una vez que se encontró la relación entre el recurso y el producto de cada equipo con su eficiencia exergética (consumo exergético unitario), el segundo paso ahora es comprender como se relaciona el recurso externo ($\mathbf{F}_e$), el producto de cada equipo ($\mathbf{P}$) y la matriz de los coeficientes de distribución del recurso ($\mathbf{FP}$)

$$\mathbf{F}_e = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle) \mathbf{P} \quad (6.23)$$

Finalmente, para aplicar por completo el modelo FPR que permita relacionar a las variables exergoeconómicas, el recurso que ingresa al sistema y la eficiencia exergética de cada equipo, el producto, el recurso, el residuo y la irreversibilidad, así como, el producto útil y el recurso total del sistema se emplean las siguientes expresiones

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &= \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e & \text{donde} & \quad \langle \mathbf{P} | = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle)^{-1} \\ \mathbf{F} &= \langle \mathbf{F} | \mathbf{F}_e & \text{donde} & \quad \langle \mathbf{F} | = \mathbf{K}_D \langle \mathbf{P} | \\ \mathbf{R} &= \langle \mathbf{R} | \mathbf{F}_e & \text{donde} & \quad \langle \mathbf{R} | = \langle \mathbf{RP} \rangle \langle \mathbf{P} | \\ \mathbf{I} &= \langle \mathbf{I} | \mathbf{F}_e & \text{donde} & \quad \langle \mathbf{I} | = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \langle \mathbf{P} | \\ \mathbf{P}_T &= {}^t \Phi \mathbf{P} & \text{donde} & \quad \mathbf{P} = \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e \\ \mathbf{F}_T &= {}^t \mathbf{u} \mathbf{F}_e & \text{donde} & \quad {}^t \mathbf{u} = (1, 1, \dots, n) \end{aligned} \quad (6.24)$$

donde

- $\langle \mathbf{F} |$, $\langle \mathbf{P} |$, $\langle \mathbf{R} |$, $\langle \mathbf{I} |$ = Operador del recurso, producto, residuo e irreversibilidad; matriz cuadrada de dimensiones $(n \times n)$.
- $\mathbf{U}_D$; matriz identidad de dimensiones $(n \times n)$.
- ${}^t \mathbf{u}$; vector fila unitario $(1 \times n)$.

- Φ ; es la matriz fila que contiene a los productos que son enviados al medio ambiente de dimensiones $(1 \times n)$.

NOTA: Las deducciones de las ecs. (6.24) se muestran en el APÉNDICE C.

El significado de cada una de las ecuaciones enriquece la comprensión del modelo FPR. La ecuación del producto (**P**) representa qué, parte del recurso externo se utiliza como producto de los elementos que componen al sistema. El recurso (**F**) representa qué, parte del recurso externo es utilizado como un recurso de los equipos del sistema. Para la irreversibilidad (**I**) representa qué, parte del recurso externo se convierte en una irreversibilidad interna de cada equipo. Finalmente, la ecuación del residuo (**R**), representa que, parte del residuo externo contribuye en la formación del residuo que es enviado al medio ambiente.

6.3.1. Costos exergéticos

La idea general del concepto de termoeconomía es encontrar analogías o equivalencias entre los principios de la termodinámica (Primera y Segunda Ley de la Termodinámica y Exergía) y las teorías económicas (que estudian la asignación y el uso de recursos). Esta analogía o equivalencia entre ambas ciencias, se establecen mediante leyes isomórficas que buscan identificar patrones o principios similares entre los sistemas termodinámicos y los económicos, permitiendo una mejor comprensión y gestión de los recursos energéticos.

Un sistema termodinámico o térmico está compuesto por equipos que llevan a cabo procesos para producir un determinado producto. En cada uno de estos procesos, se manejan corrientes exergéticas que entran y salen del equipo con el objetivo de alcanzar el propósito productivo. Durante este intercambio, **la calidad de las corrientes exergéticas puede variar**, ya sea aumentando o disminuyendo según el proceso involucrado. Cualquier cambio en la calidad de estas corrientes implica un costo, el cual se evalúa a través de los costos exergéticos.

El costo exergético es una propiedad que surge del propio proceso. No se trata de una propiedad termodinámica inherente al fluido de trabajo, sino de una característica relacionada con las corrientes exergéticas “involucradas” en los distintos procesos de un sistema térmico.

En la Fig. (6.8) se ilustra el concepto de costo exergético en un sistema térmico. Para su funcionamiento, un sistema requiere ciertos fluidos de trabajo, los cuales poseen propiedades específicas, como el flujo de exergía. Un sistema está compuesto por diversos equipos diseñados para cumplir un propósito productivo, que depende de la interacción entre estos equipos y el fluido de trabajo. En términos simples, se podría suponer que, el cumplimiento de este propósito productivo se basa únicamente en el flujo de exergía del fluido de trabajo. Sin embargo, esta idea es incorrecta, ya que el flujo de exergía por sí solo no es suficiente para alcanzar el propósito del equipo.

Para lograrlo, es necesario introducir el concepto de **corriente exergética**, que resulta de la combinación de dos o más flujos de exergía. Cabe destacar que, en algunos casos, un solo flujo de exergía puede constituir una corriente exergética. Por ejemplo, en una cámara de combustión, el flujo de combustible representa la corriente exergética del equipo. Por otro lado, en la turbina de alta presión, la corriente exergética se forma a partir de la diferencia entre los flujos de exergía de los estados en el proceso (estados 3 y 4), siendo su corriente exergética $\dot{E}_3 - \dot{E}_4$.

Las corrientes exergéticas se clasifican según su función en el equipo, pudiendo ser **recurso**, **producto** o **residuo**. Cada corriente exergética conlleva un costo asociado, derivado de

su proceso de formación, desde el flujo de exergía inicial hasta convertirse en una corriente exergética. Este costo inherente se denomina **costo exergético**.

En resumen, uno o más flujos de exergía forman a una corriente exergética, y a cada una de estas corrientes se le asigna un costo, conocido como costo exergético. El costo exergético al tener como base al flujo de exergía, sus unidades son kW o MW.

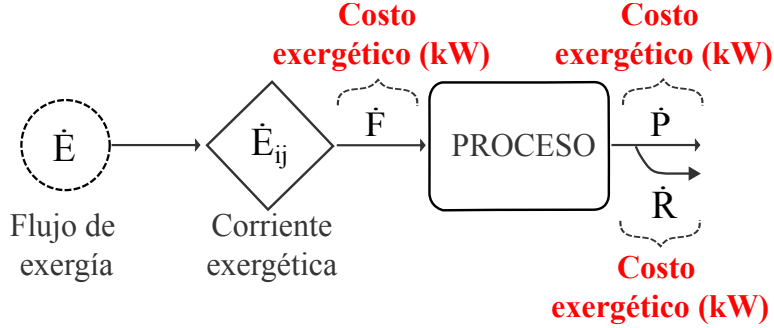


Figura 6.8: Formación de un costo exergético.

Considerando que cada corriente exergética involucrada en un proceso se le asocia un costo exergético, para conocer el costo exergético de las corrientes de entrada o salida, o bien, el recurso, producto y residuo de cada equipo, el costo se expresa de manera similar a las ecs. (6.10), (6.11) y (6.12)

$$\begin{aligned}
 P_i^* &= E_{i0}^* + \sum_{j=1}^n E_{ij}^* + \sum_{j=1}^n R_{ij}^* \\
 F_i^* &= E_{0i}^* + \sum_{j=1}^n E_{ji}^* \\
 R_i^* &= \sum_{j=1}^n R_{ji}^*
 \end{aligned} \tag{6.25}$$

donde, $j = 0, 1, \dots, n$ representa al medio ambiente y a los equipos productivos; $i = 1, \dots, n$ son los equipos productivos.

Una diferencia clave entre el modelo FPR y la formación del costo exergético se encuentra en la forma de asignación de los costos exergéticos, que tienen en cuenta el residuo generado por el sistema. Esto facilita la adaptación de la regla de asignación de costos según el modelo FPR. Las reglas de asignación se muestran a continuación

Proposición 1: Regla de los recursos

En ausencia de asignaciones externas, el costo de los recursos externos es igual a su flujo de exergía

$$E_i^* = \dot{E}_i$$

Proposición 2: Regla de conservación de costos

Para cada equipo del sistema, el costo exergético del producto útil es igual al costo exergético del recurso

$$P_{\text{útil}}^* = F_i^* \quad (6.26)$$

Como el modelo FPR considera al residuo formado por los procesos, es importante destacar que, para esta regla de asignación de costos se considera el producto útil, por la siguiente razón: al i -ésimo equipo entra un recurso ($\dot{F}_i$) y, debido al proceso, se obtiene un producto ($\dot{P}_i$). Este producto puede ser un producto útil ($\dot{P}_{\text{útil}}$) o un residuo ($\dot{R}_i$). En la Fig. (6.9) se muestran las corrientes exergéticas que forman parte de la proposición 2 del modelo FPR

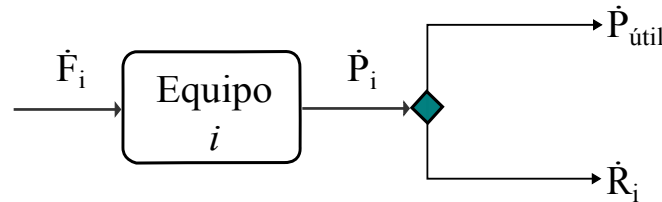


Figura 6.9: Representación de la proposición 2 del modelo FPR

El producto del i -ésimo equipo es igual a la suma del producto útil más el residuo, esto se expresa como

$$\dot{P}_i = \dot{P}_{\text{útil}} + \dot{R}_i$$

Como a cada corriente exergética le corresponde un costo exergético, el costo exergético del producto del i -ésimo equipo se expresa como

$$P_i^* = P_{\text{útil}}^* + R_i^* \quad (6.27)$$

De la ec. (6.27) se despeja al costo exergético del producto útil para sustituirlo en la ec. (6.26), dando lugar a la proposición 2 del modelo FPR. La proposición expresa que, el costo exergético del producto del i -ésimo es igual al costo exergético del recurso más el costo exergético del residuo.

$$P_i^* = F_i^* + R_i^*$$

Proposición 3: Regla del producto

Bajo la consideración de que toda corriente exergética debe tener la misma calidad termodinámica, se dice que el costo exergético del producto es igual al costo exergético de las corrientes que se derivan de este, lo que quiere decir que, el costo exergético unitario del producto del equipo es igual al costo exergético unitario del recurso de otros equipos, productos útiles o residuos.

$$k_{ij}^* = k_{P,i}^*$$

Es importante definir el significado de cada uno de los términos de la proposición 3; $k_{P,i}^*$, representa el costo exergético unitario del producto del i -ésimo componente; por otro lado, k_{ij}^* representa a la distribución de la corriente que proviene del equipo i , es decir, que sale una corriente de exergía del elemento i -ésimo que será recurso para el elemento j .

Otra manera de reescribir la proposición 3 para el j -ésimo equipo mediante la definición del costo exergético unitario de la ec. (6.6), se tiene que

$$k_{ji}^* = k_{P,j}^* \quad \text{o bien} \quad \frac{E_{ji}^*}{\dot{E}_{ji}} = \frac{P_j^*}{\dot{P}_j} \quad (6.28)$$

Con esta relación entre la proposición 3 y el concepto del costo exergético unitario, se tiene una nueva manera de obtener el costo exergético del recurso en función de los coeficientes de distribución del residuo

$$F_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \phi_{ij} P_j^* \quad \text{donde} \quad i = 1, \dots, n \quad (6.29)$$

Esta misma relación entre los costos exergéticos unitarios y el producto del equipo es igual al producto que sirve como recurso para otro equipo, se puede aplicar al residuo como se muestra en la Fig. (6.9), donde se puede observar que, un producto se deriva de un producto que sirve como recurso o residuo del propio equipo. Entonces la relación entre los costos exergéticos unitarios del producto y el residuo

$$k_{R,j}^* = k_{P,j}^* \quad \text{o bien} \quad \frac{R_{ji}^*}{\dot{R}_{ji}} = \frac{P_j^*}{\dot{P}_j} \quad (6.30)$$

Con esta relación se reescribe el costo exergético del residuo en función de los coeficientes de distribución del residuo

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n \psi_{ij} P_j^* \quad \text{donde} \quad i = 1, \dots, n \quad (6.31)$$

Como se muestra en las ecs. (6.29) y (6.31), ambas expresiones se encuentran en función de los coeficientes de distribución del recurso y del residuo, respectivamente. Por la regla de asignación de costos, los coeficientes son los mismo para las corrientes exergéticas, es decir, el costo exergético es proporcional a su exergía.

En termoeconomía, al basarse en las leyes isomórficas, las ecuaciones que describen las corrientes exergéticas son equivalentes a las ecuaciones que representan los costos exergéticos de los recursos, productos y residuos. Por lo tanto, los costos exergéticos de los recursos y residuos se pueden expresar de manera matricial de la siguiente forma

$$\begin{aligned} \mathbf{F}^* &= \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^* \\ \mathbf{R}^* &= \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^* \end{aligned} \quad (6.32)$$

De acuerdo con la proposición 2, que trata sobre la conservación de costos, el balance general de costos para el modelo FPR se expresa como

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}^* + \mathbf{R}^* \quad (6.33)$$

De igual manera que el recurso y el residuo, la expresión matricial del costo exergético del producto en función de los coeficientes de distribución se escribe como

$$\mathbf{P}^* = \langle \mathbf{P}^* | \mathbf{F}_e \quad \text{donde} \quad \langle \mathbf{P}^* | = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle)^{-1} \quad (6.34)$$

6.3.2. Costos exergoeconómicos

Parte importante de los estudios que se realizan en la línea de investigación de la termoeconomía, se basan en obtener cuánto cuesta en términos de recurso, producto y residuo cumplir el propósito productivo de un sistema térmico. Este costo no sólo se refleja en términos de potencia como se vio en la sección anterior con los costos exergéticos (W, kW, MW,

etc.); sino también, se reflejan en costos económicos, es decir, dinero por unidad de tiempo (\$/tiempo, USD/tiempo, €/tiempo, etc.).

Estos costos económicos o según el argot de la termoeconomía, exergoeconómicos, asignan un valor económico a la exergía consumida y destruida en los procesos, permitiendo evaluar el desempeño de los equipos y sistemas desde una perspectiva tanto técnica como financiera. En un sistema térmico ingresa un recurso, que tiene una exergía que se consume o se degrada a lo largo de los procesos, generando tanto productos útiles como residuos, lo que se traduce en diferentes costos asociados a estas corrientes exergéticas.

El enfoque exergoeconómico no sólo asigna un costo a las corrientes exergéticas relacionadas con los recursos, productos y residuos, también considera a la eficiencia con la que se utilizan, tomando en cuenta a las irreversibilidades del proceso, que generan pérdidas de exergía y, en consecuencia, pérdidas económicas.

En un análisis exergoeconómico, el costo no sólo se evalúa con relación a las corrientes exergéticas relacionadas en los procesos, sino que también se consideran otros costos asociados con el sistema térmico. Éstos incluyen: costos de amortización, operación y mantenimiento. Entonces, la formación de un costo económico o exergoeconómico de un sistema, se compone de dos factores, el costo asociado al recurso que ingresa al sistema y el costo de la instalación (Costos de amortización, operación y mantenimiento.) A continuación se explica cada uno de los costos que constituyen a los costos de la instalación:

- **Costos de amortización:** Son aquellos costos asociados con la inversión inicial, es decir, es la recuperación gradual del costo de inversión a lo largo de la vida útil del sistema termodinámico; estos costos son de los equipos o instalaciones. La amortización es un costo del activo (equipos o instalaciones) que refleja la depreciación del valor del equipo debido al desgaste y la obsolescencia.
- **Costos de operación:** Son los costos asociados al funcionamiento diario de un sistema, equipo o instalación. Estos costos abarcan costos energéticos (Energía necesaria para operar el sistema), costos de personal (salarios, beneficios, capacitación, etc.) y costos de insumos (recursos o materias primas y recursos consumidos durante la operación como lubricantes, refrigerantes, entre otros).
- **Costos de mantenimiento:** Estos costos son los gastos relacionados con la prevención, preservación y reparación de los equipos para que funcionen de forma eficiente. Los costos de prevención son gastos programados, con el fin, de prevenir fallas; los gastos de preservación consta de los gastos de mantenimiento correctivo como el reemplazo de piezas desgastada; los gastos de reparación son aquellos que surgen por fallas imprevistas o averías del equipo.

En la Fig. (6.10) se presenta una representación gráfica de los costos exergoeconómicos asociados a un equipo dentro de un sistema térmico. El diagrama está diseñado para reflejar el enfoque integral del análisis exergoeconómico, considerando todas las fuentes de costos del sistema. Los costos de los recursos, los productos y los residuos se muestran como las principales entradas y salidas, debido a su impacto directo en el balance exergético y económico. En el interior del equipo, se destacan los costos no energéticos, es decir, los costos de operación, los costos de mantenimiento y los costos de amortización, que se relacionan para conformar los costos internos del equipo. Esta estructura facilita la comprensión de cómo cada componente contribuye a los costos totales de los productos, destacando la relación entre las leyes de la termodinámica y los principios económicos que fundamenta el análisis.

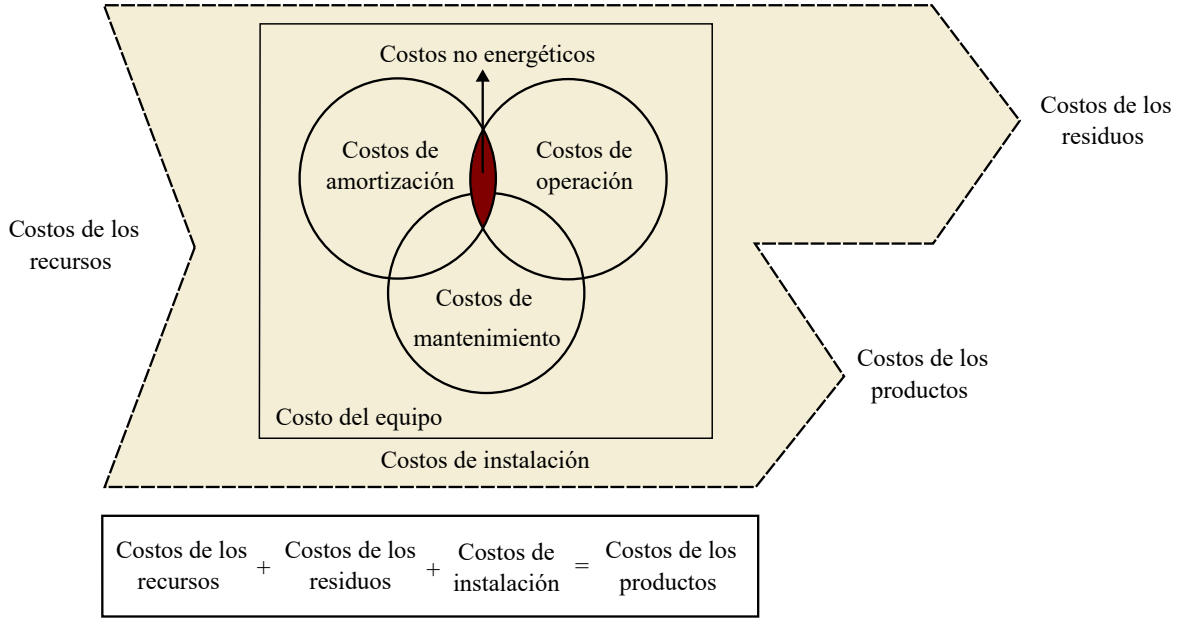


Figura 6.10: Costos exergoeconómicos de un equipo.

Basado en lo anterior, para evaluar los costos exergoeconómicos de un sistema térmico es necesario considerar a los términos de costos del combustible consumido y del costo de los equipos considerando su amortización y mantenimiento. De manera análoga a los costos exergéticos, el balance general de costos exergoeconómicos se expresa en función de los costos del recurso, Π_F ; producto, Π_P ; y residuo, Π_R ; sin embargo, existe otro término conocido como costos de instalación, $\dot{Z}$, que relaciona a los factores de costos no energéticos (amortización, operación y mantenimiento) con los costos de adquisición del equipo. El balance general de costos exergoeconómicos se expresa como

$$\Pi_{P,i} = \Pi_{F,i} + \Pi_{R,i}^k + \dot{Z}_i$$

o bien, de formar matricial el balance general de costos exergoeconómicos es

$$\mathbf{\Pi}_P = \mathbf{\Pi}_F + \mathbf{\Pi}_R + \mathbf{Z} \quad (6.35)$$

Parte importante del análisis exergoeconómico es considerar el costo asociado a los recursos externos. Esto se debe a que, en cualquier sistema, el costo del combustible juega un papel fundamental. Por ejemplo, si un equipo dentro del sistema no opera de manera eficiente, esto se refleja en el consumo de combustible, puede aumentar o disminuir. Como resultado, los costos operativos también pueden variar. Un caso adicional es el precio del combustible en el mercado: si éste aumenta, el costo de generación de potencia se incrementará.

Por lo tanto, en un análisis exergoeconómico, es esencial determinar el costo del recurso externo, mediante el costo del combustible, c_{comb} , y el recurso externo, $\dot{E}_{0j}$. De forma matricial, el costo del recurso externo se expresa como:

$$\mathbf{\Pi}_e = c_{comb} \dot{E}_{0j} \quad (6.36)$$

Otro aspecto importante, es el costo de instalación. En este costo relaciona al factor de mantenimiento (φ), el número de horas de operación por año (n), el factor de amortización anual (A) y el precio de cada equipo (Z), ya que, representan los costos de operación y de inversión de un sistema térmico. Los costo de adquisición se expresa como

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i A \varphi}{n}$$

o bien

$$\mathbf{Z} = [\dot{Z}_1, \dot{Z}_2, \dots, \dot{Z}_i] \quad (6.37)$$

Para determinar el costo exergoeconómico del producto, es importante recordar que, tanto el **análisis termoeconómico** (costos exergéticos) como el **análisis exergoeconómico** (costos exergoeconómicos) se basan en principios isomórficos. Esto significa que, en el análisis termoeconómico, las expresiones que describen a las corrientes exergéticas y a los costos exergéticos son equivalentes. De manera similar, en el contexto de los costos exergoeconómicos, las expresiones correspondientes son equivalentes a las de los costos exergéticos.

La diferencia entre el costo exergético y el costo exergoeconómico del producto, radica en que, el costo exergético sólo considera al costo exergético del recurso y residuo; y el costo exergoeconómico además del costo del recurso y residuo considera el costo de instalación. Por lo tanto el costo exergoeconómico del producto se expresa como

$$\Pi_{P,i} = \Pi_{i0} + \Pi_{ij} + \Pi_{R,ij} + Z_i$$

o bien, de forma matricial, el costo exergoeconómico es

$$\mathbf{\Pi}_P = \langle \mathbf{P}^* | \mathbf{\Pi}_e + \mathbf{Z} \quad (6.38)$$

Por otra parte, el costo exergoeconómico del recurso del i-ésimo equipo está integrado por los costo del recurso externo ($\Pi_{0,i}$) y el costo del producto del j-ésimo equipo que sirve como recurso ($\Pi_{j,i}$) .

$$\Pi_{F,i} = \Pi_{0i} + \sum_{j=1}^n \Pi_{ji} \quad (6.39)$$

Debido a que, el costo exergoeconómico del recurso del i-ésimo equipo se compone del costo del recurso externo y de la contribución del costo del j-ésimo equipo (encadenamiento), entonces, reescribiendo la ec. (6.39) en función de los coeficientes de distribución del recurso

$$\Pi_{F,i} = \Pi_{0i} + \sum_{j=1}^n \phi_{ij} \Pi_{P,j} \quad (6.40)$$

o bien, de forma matricial el costo exergoeconómico del recurso es

$$\mathbf{\Pi}_F = \mathbf{\Pi}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{\Pi}_P \quad (6.41)$$

El costo exergoeconómico del residuo generado por el i-ésimo equipo ($\Pi_{R,i}$), se expresa de manera análoga a su costo exergético

$$\Pi_{R,i} = \Pi_{ji}$$

De igual manera que, el costo exergoeconómico del recurso, el costo del residuo se forma mediante todas las contribuciones de los equipos correspondientes, es decir, no todos los equipos pueden formar un residuo, pero si alguno. Por esta razón, el costo exergoeconómico del residuo del i-ésimo equipo se reescribe en función de los coeficientes de distribución

$$\Pi_{R,i} = \psi_{ij} \Pi_{P,j} \quad (6.42)$$

De forma matricial el residuo se expresa como

$$\Pi_R = \langle \mathbf{RP} \rangle \Pi_P \quad (6.43)$$

6.4. Análisis exergoeconómico de la GT24

Como se mencionó anteriormente, el caso de estudio es la Turbina de gas GT24. A este sistema se aplica la metodología FPR con el objetivo de determinar los costos exergéticos y exergoeconómicos asociados a su proceso de operación.

De acuerdo con la metodología FPR, el primer paso consiste en identificar el propósito productivo de cada equipo (C, CC₁, TAP, CC₂, TBP y GE), con el fin de establecer el recurso y el producto de cada uno. Con esta información, el segundo paso es construir la estructura productiva, donde se representan las interacciones entre las corrientes exergéticas de los distintos equipos. Además, se identifican los equipos responsables de la formación del residuo, esto es, los gases de escape, que se componen de residuo físico y químico. Tanto el primer paso como el segundo se describieron en la sección (6.1).

El tercer paso en la metodología FPR, es plantear la matriz de adyacencia FPR en términos generales, o sea, formular la matriz considerando a todas las corrientes exergéticas $\dot{E}_{ij}$, $\dot{R}_{ij}^{PH}$ y $\dot{R}_{ij}^{CH}$, sin tomar en cuenta el propósito productivo de los equipos.

Para la matriz de adyacencia FPR de la GT24, los equipos se enumeran de la siguiente manera: el equipo cero corresponde al medio ambiente, el primer equipo es la CC₁, el segundo es el C, el tercer equipo es la CC₂, el cuarto equipo es la TAP, el quinto equipo es la TBP y el sexto equipo es el GE. La matriz de adyacencia de la GT24 en términos generales se presenta en la Tabla (6.2).

Tabla 6.2: Matriz general de adyacencia de la GT24.

	$\dot{E}_{ij}$							$\dot{R}^{PH} \ / \ \dot{R}^{CH}$					
	$\dot{F}_0$	$\dot{F}_1$	$\dot{F}_2$	$\dot{F}_3$	$\dot{F}_4$	$\dot{F}_5$	$\dot{F}_6$	$\dot{R}_1$	$\dot{R}_2$	$\dot{R}_3$	$\dot{R}_4$	$\dot{R}_5$	$\dot{R}_6$
$\dot{P}_0$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$	$\dot{E}_{02}$	$\dot{E}_{03}$	$\dot{E}_{04}$	$\dot{E}_{05}$	$\dot{E}_{06}$	$\dot{R}_{01}$	$\dot{R}_{02}$	$\dot{R}_{03}$	$\dot{R}_{04}$	$\dot{R}_{05}$	$\dot{R}_{06}$
$\dot{P}_1$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{15}$	$\dot{E}_{16}$	$\dot{R}_{11}$	$\dot{R}_{12}$	$\dot{R}_{13}$	$\dot{R}_{14}$	$\dot{R}_{15}$	$\dot{R}_{16}$
$\dot{P}_2$	$\dot{E}_{20}$	$\dot{E}_{21}$	$\dot{E}_{22}$	$\dot{E}_{23}$	$\dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{25}$	$\dot{E}_{26}$	$\dot{R}_{21}$	$\dot{R}_{22}$	$\dot{R}_{23}$	$\dot{R}_{24}$	$\dot{R}_{25}$	$\dot{R}_{26}$
$\dot{P}_3$	$\dot{E}_{30}$	$\dot{E}_{31}$	$\dot{E}_{32}$	$\dot{E}_{33}$	$\dot{E}_{34}$	$\dot{E}_{35}$	$\dot{E}_{36}$	$\dot{R}_{31}$	$\dot{R}_{32}$	$\dot{R}_{33}$	$\dot{R}_{34}$	$\dot{R}_{35}$	$\dot{R}_{36}$
$\dot{P}_4$	$\dot{E}_{40}$	$\dot{E}_{41}$	$\dot{E}_{42}$	$\dot{E}_{43}$	$\dot{E}_{44}$	$\dot{E}_{45}$	$\dot{E}_{46}$	$\dot{R}_{41}$	$\dot{R}_{42}$	$\dot{R}_{43}$	$\dot{R}_{44}$	$\dot{R}_{45}$	$\dot{R}_{46}$
$\dot{P}_5$	$\dot{E}_{50}$	$\dot{E}_{51}$	$\dot{E}_{52}$	$\dot{E}_{53}$	$\dot{E}_{54}$	$\dot{E}_{55}$	$\dot{E}_{56}$	$\dot{R}_{51}$	$\dot{R}_{52}$	$\dot{R}_{53}$	$\dot{R}_{54}$	$\dot{R}_{55}$	$\dot{R}_{56}$
$\dot{P}_6$	$\dot{E}_{60}$	$\dot{E}_{61}$	$\dot{E}_{62}$	$\dot{E}_{63}$	$\dot{E}_{64}$	$\dot{E}_{65}$	$\dot{E}_{66}$	$\dot{R}_{61}$	$\dot{R}_{62}$	$\dot{R}_{63}$	$\dot{R}_{64}$	$\dot{R}_{65}$	$\dot{R}_{66}$

NOTA: En términos generales, las corrientes exergéticas del residuo físico y químico de la matriz de adyacencia de la GT24 tienen la misma forma. Por esta razón, en las columnas

correspondientes al residuo aparece $\dot{R}^{PH}/\dot{R}^{CH}$, lo que indica que, ambas corrientes tienen la misma estructura. Esto cambia cuando se aplica el propósito productivo de los equipos, esto se explica más adelante.

Una vez que se establece la matriz de adyacencia de la GT24 en términos generales, el siguiente paso es deducir las corrientes exergéticas que participan en el sistema. Para identificar las corrientes exergéticas en los procesos (propósito productivo), es necesario comprender cómo se lee la matriz de adyacencia. Por lo tanto, el producto del i -ésimo equipo que sirve como recurso para el j -ésimo equipo y a su vez genera un residuo.

Además de lo mencionado, existen aspectos generales que no involucran el propósito productivo de los equipos se enlistan a continuación:

- Para la sección FP, los elementos que forman la diagonal principal son cero, debido a que el producto del i -ésimo equipo no forma a su propio recurso.

$$\dot{E}_{ij} = 0 \quad \text{donde} \quad i = j$$

- Para la sección PR, los elementos $i=j$ sólo tienen valor, y no el resto de los elementos, ya que, el residuo de cada equipo se atribuye a sí mismo como consecuencia del proceso.

$$\dot{R}_{ij} = 0 \quad \text{donde} \quad i \neq j$$

Continuando con el caso de estudio, según su estructura productiva, no todos los equipos contribuyen en la formación de recursos para otros equipos ni contribuyen a la formación de residuos en el sistema. Entonces, al comprender que no todos los equipos forman un recurso y no contribuyen a la formación del residuo total del sistema, algunas entradas $\dot{E}_{ij}$ y $\dot{R}_{ij}$ de la matriz de adyacencia FPR son cero. Para entender cómo se eliminan las corrientes exergéticas $\dot{E}_{ij}$, $\dot{R}_{ij}^{PH}$ y $\dot{R}_{ij}^{CH}$ se toma como ejemplo a la CC₁ (equipo 1). Para el caso de la CC₁, su recurso proviene del medio ambiente y su producto sirve para formar el recurso de la TAP y la TBP. Además, en la estructura productiva se observa que es uno de los equipos que contribuye a la formación del residuo físico y químico, ya que forma parte de las líneas de $\dot{E}_6^{PH}$ y $\dot{E}_6^{CH}$. Esto, según la matriz de adyacencia es

Para $i = 1$ y $j = 1, 2, 3, 4, 5, 6$

Equipos productivos

- El producto del equipo 1 no es recurso del equipo 0, $\dot{E}_{10} = 0$
- El producto del equipo 1 no es recurso del mismo equipo, $\dot{E}_{11} = 0$
- El producto del equipo 1 no es recurso del equipo 2, $\dot{E}_{12} = 0$
- El producto del equipo 1 no es recurso del equipo 3, $\dot{E}_{13} = 0$
- El producto del equipo 1 es recurso del equipo 4, $\dot{E}_{14} \neq 0$
- El producto del equipo 1 es recurso del equipo 5, $\dot{E}_{15} \neq 0$
- El producto del equipo 1 no es recurso del equipo 6, $\dot{E}_{16} = 0$

Residuo físico y químico

- El producto del equipo 1 forma parte del residuo físico, es decir, $\dot{R}_{11}^{PH} \neq 0$

- El producto del equipo 1 forma parte del residuo químico, es decir, $\dot{R}_{11}^{CH} \neq 0$

El procedimiento utilizado para deducir las corrientes exergéticas que participan en la CC₁ también se aplica al resto de los equipos que integran la GT24. Entre los aspectos más importantes del sistema de la GT24, se destaca que el C, la CC₁ y la CC₂ contribuyen a la formación del residuo físico; y que, para el residuo químico, sólo la CC₁ y la CC₂ son responsables de su formación. Por tanto, reescribiendo para los elementos Tabla (6.2) se tiene que

Tabla 6.3: Matriz de adyacencia FPR de la Turbina de gas GT24.

	$\dot{F}_0$	$\dot{F}_1$	$\dot{F}_2$	$\dot{F}_3$	$\dot{F}_4$	$\dot{F}_5$	$\dot{R}_1^{PH}$	$\dot{R}_2^{PH}$	$\dot{R}_3^{PH}$	$\dot{R}_4^{PH}$	$\dot{R}_5^{PH}$	$\dot{R}_1^{CH}$	$\dot{R}_2^{CH}$	$\dot{R}_3^{CH}$	$\dot{R}_4^{CH}$	$\dot{R}_5^{CH}$
$\dot{P}_0$	0	$\dot{E}_{01}$	0	$\dot{E}_{03}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\dot{P}_1$	0	0	0	0	$\dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{15}$	$\dot{R}_{11}$	0	0	0	0	$\dot{R}_{11}$	0	0	0	0
$\dot{P}_2$	0	0	0	0	$\dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{25}$	0	$\dot{R}_{22}$	0	0	0	0	0	0	0	0
$\dot{P}_3$	0	0	0	0	$\dot{E}_{34}$	$\dot{E}_{35}$	0	0	$\dot{R}_{33}$	0	0	0	0	$\dot{R}_{33}$	0	0
$\dot{P}_4$	0	0	$\dot{E}_{42}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\dot{P}_5$	0	0	$\dot{E}_{52}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\dot{P}_6$	$\dot{E}_{60}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Como se muestra en las estructuras productivas (6.1) y (6.2), existen corrientes exergéticas de recurso que son formadas por dos o más corrientes exergéticas correspondiente al producto de alguno de los equipos anteriores. Para conocer en qué proporción contribuye el producto de alguno de los equipos en el recurso del equipo posterior se utilizan a los coeficientes de recirculación.

Estos coeficientes de recirculación, al igual que los coeficientes de distribución, representan una proporción que se aplica tanto al recurso como al residuo. Para comprender el significado de los coeficientes de distribución, se toma como ejemplo el equipo j (ver Fig. 6.6). En este caso, se asume que la corriente exergética producida por el equipo i forma parte de la corriente exergética del recurso del equipo j . En otras palabras, esto significa que el coeficiente de distribución indica la proporción en la que la corriente $\dot{E}_{ij}$ contribuye a la formación del recurso total $\dot{F}_j$.

De manera similar, los coeficientes de distribución para el residuo siguen la misma lógica que los coeficientes de distribución del recurso. O sea, representan la proporción en la que el residuo generado por el equipo i ($\dot{R}_{ij}$) contribuye a la formación del residuo total $\dot{R}_j$

$$r_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{F}_j}$$

$$\rho_{ij} = \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{R}_j}$$
(6.44)

Al analizar la Tabla (6.3), se observa que algunas de las entradas en la matriz de adyacencia de la Turbina de gas GT24 se generan a partir de la combinación de múltiples corrientes exergéticas. Por ejemplo:

- El recurso de la TAP está formado por el producto de la CC₁ y el C, que de acuerdo con la matriz de adyacencia corresponde a las entradas $\dot{E}_{14}$ y $\dot{E}_{24}$, respectivamente

$$\dot{E}_{14} = r_1(\dot{E}_3 - \dot{E}_4) \quad \text{y} \quad \dot{E}_{24} = r_2(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$$

- El recurso de la TBP está formado por el producto de la CC₁, el C y la CC₂, que de acuerdo con la matriz de adyacencia corresponde a las entradas $\dot{E}_{15}$, $\dot{E}_{25}$ y $\dot{E}_{35}$, respectivamente

$$\dot{E}_{15} = r_1(\dot{E}_5 - \dot{E}_6), \quad \dot{E}_{25} = r_2(\dot{E}_5 - \dot{E}_6) \quad \text{y} \quad \dot{E}_{35} = r_3(\dot{E}_5 - \dot{E}_6)$$

- Para el caso del residuo físico de los gases de escape, éste se imputa a la CC₁, el C y la CC₂, que de acuerdo con la matriz de adyacencia corresponde a las entradas $\dot{R}_{11}^{PH}$, $\dot{R}_{22}^{PH}$ y $\dot{R}_{33}^{PH}$, respectivamente

$$\dot{R}_{11}^{PH} = \rho_1 (\dot{E}_6^{PH}), \quad \dot{R}_{22}^{PH} = \rho_2 (\dot{E}_6^{PH}) \quad \text{y} \quad \dot{R}_{33}^{PH} = \rho_3 (\dot{E}_6^{PH})$$

- En la formación del residuo químico de los gases de combustión, solo se imputan a la CC₁ y a la CC₂, que de acuerdo con la matriz de adyacencia corresponde a las entradas $\dot{R}_{11}^{CH}$ y $\dot{R}_{33}^{CH}$, respectivamente

$$\dot{R}_{11}^{CH} = \rho_1 (\dot{E}_6^{CH}) \quad \text{y} \quad \dot{R}_{33}^{CH} = \rho_3 (\dot{E}_6^{CH})$$

Los coeficientes de recirculación del recurso según la estructura productiva de la GT24 r_1 , r_2 , r_3 y r_4 del recurso se definen como

$$r_1 = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_3}, \quad r_2 = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_3}, \quad r_3 = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{E}_5} \quad \text{y} \quad r_4 = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_5}$$

Los coeficientes de recirculación del residuo para los gases de escape con su componente física y química

ρ^{PH}	$\rho_1 = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_{6,T}^{PH}}$	$\rho_2 = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_0}{\dot{E}_{6,T}^{PH}}$	$\rho_3 = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{E}_{6,T}^{PH}}$
ρ^{CH}	$\rho_1 = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_{6,T}^{CH}}$	$\rho_3 = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{E}_{6,T}^{CH}}$	

6.5. Resultados del análisis exergoeconómico

Como resultado de la implementación de la metodología FPR en la Turbina GT24, se obtienen las principales variables exergoeconómicas, que incluyen el análisis de las corrientes exergéticas, los costos exergéticos y los costos exergoeconómicos asociados a los equipos que conforman el sistema.

Los resultados obtenidos destacan cuáles son los equipos que presentan los mayores costos exergéticos y exergoeconómicos en el recurso, producto y residuo bajo las condiciones de operación del caso de estudio.

Además, se lleva a cabo un análisis comparativo de la concentración de CH_4 en la composición del combustible utilizado, específicamente comparando valores del 78 % y 96 % de CH_4 con respecto a la concentración del caso de estudio (83.877 % de CH_4), con el objetivo de evaluar su impacto en los costos exergéticos y exergoeconómicos de cada proceso dentro del sistema. Esta comparación permite determinar de manera detallada cómo el cambio en la composición del combustible afecta el desempeño exergoeconómico de la GT24, así como de los distintos equipos que la conforman.

En la Tabla (6.4) se presentan a las corrientes exergéticas correspondientes al recurso, producto y residuo físico y químico. De los resultados obtenidos, se puede observar que, el recurso externo sólo entra en la primera y segunda cámara de combustión, ya que este recurso corresponde al flujo de combustible. El total del recurso externo es de 379.85 MW, distribuyéndose el 77.61 % en la CC_1 y el 22.38 % en la CC_2 . Esto se debe a que en la primera cámara de combustión ingresa un mayor flujo de combustible en comparación con la segunda cámara, ya que en la primera reacción de combustión la temperatura experimenta un incremento significativo, pasando de 581.46°C a 1250°C . En contraste, en la segunda cámara, la diferencia de temperatura es menor, con un aumento de 1099.86°C a 1250°C . Esta diferencia en los gradientes térmicos entre ambas cámaras se refleja directamente en sus corrientes exergéticas, evidenciando el impacto de la distribución del combustible en el proceso de combustión secuencial.

En cuanto al consumo de recursos, la CC_1 y la TBP son los equipos que requieren más recursos en comparación con los demás. En el caso de la CC_1 , su alto consumo de recursos se debe al tirante térmico entre los estados de entrada y salida. Por otro lado, el elevado consumo de recursos de la TBP responde a la necesidad de generar una mayor cantidad de producto, ya que su función principal es generar una potencia alta que abastezca tanto a la C como al GE.

Además de consumir más recursos, estos equipos también generan mayores productos en comparación con el resto. En el caso de la CC_1 , el producto generado es considerablemente alto; sin embargo, también se presenta una pérdida significativa de recursos debido a las mayores irreversibilidades que ocurren durante la reacción de combustión. En cambio, la TBP transforma prácticamente todo su recurso en producto, gracias a su alta eficiencia exergética.

Continuando con el análisis del recurso y producto, el GE se destaca por tener una eficiencia del 100 %, lo que refleja que, el recurso es igual al producto que se genera.

En cuanto al residuo físico, la primera cámara de combustión es la que contribuye en gran medida al residuo físico total con 56.54 MW, lo que representa el 48.58 %. Esto se debe al proceso físico del sistema, lo que quiere decir que, el tirante exergético en ese proceso es alto, debido a la diferencia de temperaturas entre los estados 2 y 3.

Al residuo químico sólo lo forman las dos cámaras de combustión, ya que este residuo se asocia a la reacción de combustión. Sin embargo, la segunda cámara es la que más contribuye

al residuo químico. De los 18.11 MW de residuo químico, el 67.33 % corresponde al residuo generado por la segunda cámara.

Tabla 6.4: Corrientes exergéticas asociadas al recurso, producto y residuo.

Equipo	$\dot{F}_e$ (MW)	$\dot{F}$ (MW)	$\dot{P}$ (MW)	$\dot{R}^{PH}$ (MW)	$\dot{R}^{CH}$ (MW)
C	0	182.30	174.36	42.53	0
CC ₁	294.83	294.83	237.71	56.54	5.91
TAP	0	64.30	62.87	0	0
CC ₂	85.02	85.02	82.14	17.06	12.19
TBP	0	295.65	284.52	0	0
GE	0	165	165	0	0

En la Tabla (6.5) se presenta el modelo FPR aplicado a la Turbina GT24. Tal como se puede observar en la matriz de adyacencia FPR, los valores correspondientes al recurso total y al producto total son idénticos a los que se muestran en la Tabla (6.4). Sin embargo, la matriz de adyacencia permite una visión más detallada, para visualizar la distribución del recurso y del producto en cada equipo, y cómo éstos se relacionan con el resto de los equipos en el sistema. Esta representación facilita un análisis más profundo de cómo cada componente contribuye a las corrientes exergéticas de los recursos y los productos dentro del proceso en general.

Como se mencionó, la TBP es el equipo que más consume recurso en el sistema, que esta formado por el C, la CC₁ y la CC₂. El recurso total consumido por la TBP es de 295.65 MW, de los cuales 143.94 MW corresponden a la CC₁, 108.27 MW al C y 43.43 MW a la CC₂. Este equipo, al tener una eficiencia del 96.23 %, se refleja en su producto, que alcanza un valor de 284.52 MW. Esto implica que sólo tuvo una pérdida del 3.76 %, que resulta beneficioso para el sistema, ya que la TBP es el equipo que alimenta tanto al C como al GE.

Del producto total de la TBP, 149.34 MW son suministrados al C, lo que representa el 81.91 % del recurso total consumido por el compresor. El resto del producto de la TBP, equivalente a 135.17 MW, se envían al GE.

El segundo equipo que más consume recursos en el sistema es la CC₁. Este alto consumo se debe a que, el equipo requiere de un mayor flujo de combustible para llevar a cabo una combustión secuencial. Este flujo de combustible se refleja en su recurso total, que es de 294.83 MW; mientras que, su producto es de 237.71 MW. Esto implica que, durante el proceso de combustión de la primera cámara se perdió el 19.37 % del recurso. La formación del producto de la CC₁ está asociada al producto de la TAP y la TBP, además del residuo físico y químico generado por el propio equipo. El producto total de la CC₁, de 237.71 MW, se distribuye de la siguiente manera: la TAP contribuye con 31.30 MW, la TBP con 143.94 MW, el residuo físico con 56.54 MW y el residuo químico con 5.91 MW. Este balance evidencia la importancia de las interacciones entre los equipos y el papel importante de la CC₁ en el sistema.

Para el caso del residuo físico, los equipos que contribuyen su formación es el C, la CC₁ y la CC₂ como se muestra en la Fig.(6.1). El C es el equipo más contribuye en la formación

del residuo físico debido a que durante el proceso de combustión se debe elevar la presión desde 1.01325 bar a 30.40 bar, dando lugar a un tirante térmico alto. El residuo físico es de 116.13 MW, distribuyéndose de la siguiente manera: el 48.68 % corresponde a la C, el 36.62 % a la CC₁, y el 14.7 % a la CC₂.

Tabla 6.5: Modelo FPR de la GT24.

	$\dot{F}_0$	$\dot{F}_{CC_1}$	$\dot{F}_C$	$\dot{F}_{CC_2}$	$\dot{F}_{TAP}$	$\dot{F}_{TBP}$	$\dot{F}_{GE}$	$\dot{R}^{PH}$	$\dot{R}^{CH}$	$\dot{P}_{Total}$
$\dot{P}_0$	0	294.82	0	85.02	0	0	0	0	0	379.85
$\dot{P}_{CC_1}$	0	0	0	0	31.30	143.94	0	56.54	5.91	237.71
$\dot{P}_C$	0	0	0	0	23.54	108.27	0	42.53	0	174.36
$\dot{P}_{CC_2}$	0	0	0	0	9.44	43.43	0	17.06	121.93	82.14
$\dot{P}_{TAP}$	0	0	32.95	0	0	0	29.82	0	0	62.87
$\dot{P}_{TBP}$	0	0	149.34	0	0	0	135.17	0	0	284.52
$\dot{P}_{GE}$	165	0	0	0	0	0	0	0	0	165
$\dot{F}_{Total}$	165	294.83	182.30	85.02	64.30	295.65	165	116.13	18.10	1386.35

En la Tabla (6.6) se presentan a los costos exergéticos correspondientes a los recursos, productos y residuos de cada uno de los equipos que conforman a la Turbina de gas GT24. En esta tabla se puede observar que, para la TAP, la TBP y el GE, el costo exergético del recurso es igual al del producto, debido a que, estos equipos no participan en la formación del residuo del sistema. En cambio, en el caso del C, la CC₁ y la CC₂, estos equipos sí contribuyen a la formación del residuo del sistema, por ende, su costo exergético del recurso es distinto al costo exergético del producto. Para cualquiera de estos tres equipos, el costo exergético del recurso es menor al costo exergético del producto. Esta diferencia entre ambos costos representa el costo exergético del residuo.

Tabla 6.6: Costos exergéticos del recurso, producto y residuo de los equipos de la GT24.

Equipo	F^* (MW)	P^* (MW)	R^* (MW)
C	419.69	555.10	135.41
CC ₁	294.83	399.90	105.08
TAP	142.83	143.83	0
CC ₂	85.02	132.06	47.04
TBP	656.71	656.71	0
GE	379.85	379.85	0

En la Tabla (6.7) se presentan los costos exergoeconómicos del recurso, producto y residuo de cada uno de los equipos que conforman la GT24. En la primera columna se presentan los

costos de instalación, donde se observa que el compresor es el equipo que más contribuye a los costos de instalación, con un valor de 1,626.60 USD/h, lo que representa el 62.49 %. Esto se debe a que su costo de instalación depende del costo del equipo, y a su vez, está determinado por las presiones de admisión y descarga del compresor.

Para los costos del recurso externo, para que la GT24 genere 165MW debe invertir 3,897.28 USD/h de combustible, del cual, el 77.61 % del costo del recurso externo es de la CC_1 y el resto para la CC_2 . Estos costos dependen tanto del costo del combustible en el mercado, así como, del flujo de combustible que requiere cada equipo.

En lo que respecta al costo del residuo, éste asciende a 4,423.55 USD/h, donde 4,114.20 USD/h corresponden al residuo físico y 309.35 USD/h al residuo químico. Para el residuo físico, el C es el equipo que realiza la mayor contribución, con un costo de 2,842.05 USD/h. En el caso del residuo químico, la CC_2 destaca como el principal contribuyente, con 206.50 USD/h.

De manera general, para que la GT24 genere 165 MW, su costo de operación total es de 6,500.23 USD/h. De este monto, 2,602.95 USD/h corresponden a los costos de instalación y 3,897.28 USD/h a los costos asociados al recurso externo.

Tabla 6.7: Costos exergoeconómicos del recurso, producto y residuo por equipo y en general de la GT24.

Equipo	Z (USD/h)	Π_e (USD/h)	Π_F (USD/h)	Π_P (USD/h)	Π_R^{PH} (USD/h)	Π_R^{CH} (USD/h)
C	1,626.60	0	7,181.91	11,650.57	2,842.05	0
CC_1	22.26	3,024.93	3,024.93	4,133.21	983.17	102.84
TAP	139.35	0	2,277.96	2,417.30	0	0
CC_2	23.28	872.35	872.35	1,391.12	288.97	206.50
TBP	791.43	0	10,473.39	11,264.82	0	0
GE	0	0	6,500.23	6,500.23	0	0
GT24	2602.95	3897.28	6500.23	6500.23	4,114.20	309.35

Para continuar con el análisis exergoeconómico de la Turbina de gas GT24, se toma como parámetro la concentración de metano, CH_4 , que será variada para analizar el comportamiento del sistema a diferentes concentraciones. Las concentraciones que participarán en el análisis son 78 %, 83.877 % y 96 % de CH_4 .

Cabe recalcar que, el combustible que entra al sistema está compuesto por 14 elementos, de los cuales el CH_4 forma parte. Además, es importante destacar que la concentración de 83.877 % corresponde al caso de estudio. Este enfoque permite evaluar cómo las variaciones en la concentración de metano afectan las características y el desempeño del sistema en términos exergoeconómicos.

Para comenzar con el análisis exergoeconómico en función de las concentraciones de CH_4 , en la Fig. (6.11) se muestra el costo exergético del producto de cada uno de los equipos de la GT24.

En la Fig. (6.11) se muestra la distribución del costo exergético de cada equipo que forma parte de la GT24 esto para diferentes concentraciones de CH_4 . Se observa que, el costo

exergético del producto está en función del corriente exergética del producto, la irreversibilidad y residuo físico y químico, esto es por la definición de costo exergético que es la corriente exergética más todas las irreversibilidades, éstas pueden ser las irreversibilidades del equipo (irreversibilidad interna) o el residuo (irreversibilidad externa).

Al analizar el gráfico, se observa que, el costo exergético de la CC_1 y la CC_2 depende únicamente de sus propias características. Esto significa que, el costo exergético del producto está determinado por su flujo exergético, sus irreversibilidades internas y sus residuos físicos y químicos. Esto ocurre porque ambas cámaras interactúan únicamente con el medio ambiente, no genera procesos que contribuyan a la irreversibilidad o residuos adicionales que afecten el costo exergético del producto de las cámaras.

Por lo tanto, al analizar el costo en función de las concentraciones de CH_4 , se observa que para la CC_1 , a medida que se incrementa la concentración, el costo exergético del producto disminuye. En cambio, para la CC_2 , se observa lo contrario: a medida que aumenta la concentración, el costo exergético aumenta. Esto se debe a que, para la CC_1 , se presenta una menor irreversibilidad y un menor residuo, mientras que para la CC_2 , ambos factores (irreversibilidad y residuo) aumentan, elevando el costo exergético.

El costo exergético del producto de la CC_1 para una concentración de 78 % de CH_4 es de 400.035 MW, desglosado 237.76 MW corresponden a su corriente exergética, 77.51 MW a la irreversibilidad, y 76.71 MW y 8.03 MW a los residuos físico y químico, respectivamente. Al aumentar la concentración a 83.877 % y 96 %, el costo exergético disminuye en un 0.033 % y un 0.091 %, respectivamente.

El comportamiento de ambas cámaras de combustión no es el mismo para el resto de los equipos que conforman el sistema de la GT24. En el caso de los otros equipos, el costo exergético del producto se forma a partir de la contribución de ellos mismos. Por ejemplo, para el C, su costo exergético depende de su propia irreversibilidad y de la irreversibilidad de la CC_1 , la CC_2 , la TAP y la TBP, y así ocurre para todos los demás equipos.

En cuanto al residuo, la contribución depende de los equipos responsables de la formación del residuo físico y químico, tal como se muestra en la estructura productiva. Continuando con el ejemplo del C, su residuo físico incluye su propio residuo, además de los residuos generados por la CC_1 y la CC_2 .

Entre el resto de los equipos, destaca la TBP, ya que es el equipo con el mayor costo exergético del producto, en comparación con los demás equipos. Para cualquier concentración de CH_4 , el C es el que más contribuye en términos de irreversibilidad, así como en el residuo físico. En cuanto al residuo químico, el equipo que más contribuye es el propio equipo C, ya que su formación depende principalmente de sus propias características. A medida que incrementa la concentración de CH_4 , el costo exergético disminuye, esto debido que el producto, irreversibilidad y residuo disminuyen. Para 78 % de CH_4 su costo exergético es de 656.95 MW y al aumentar a 83.877 % y 96 % de CH_4 , el costo disminuye 0.038 % y 0.106 %, respectivamente.

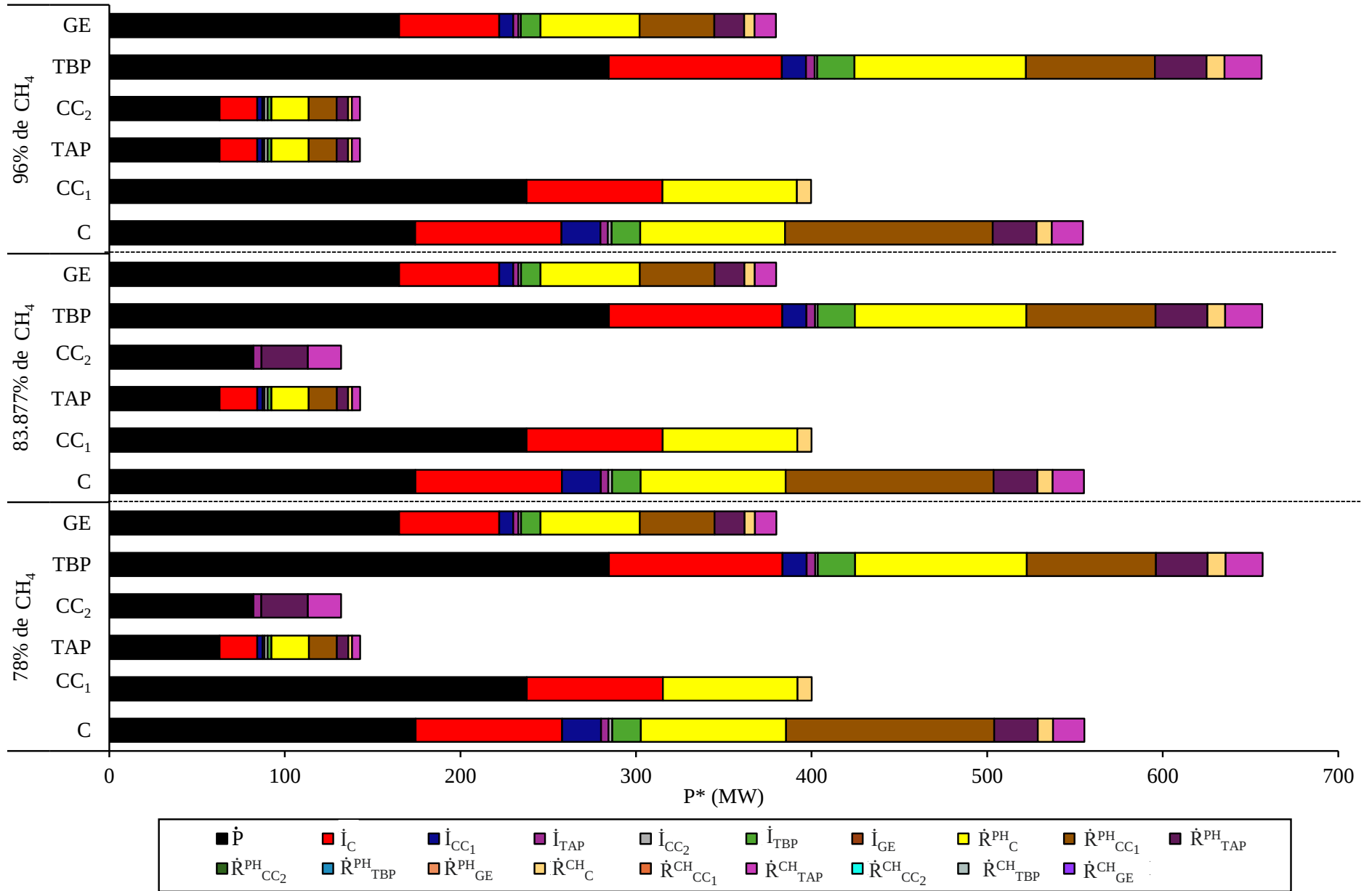


Figura 6.11: Costos exergético del producto para diferentes concentraciones de CH_4 .

Continuando con el análisis exergoeconómico en funciones de las concentraciones de CH_4 , en la Fig. (6.12) se presentan los costos exergoeconómicos del producto de cada equipo que conforma la GT24 para diferentes concentraciones de CH_4 . Al comparar las tres concentraciones de CH_4 en el combustible, se tiene que, el mayor costo exergoeconómico del producto corresponde a la concentración de 78 % de CH_4 , en contraste con las concentraciones de 83.877 % y 96 % de CH_4 . Específicamente, para las concentraciones del 78 %, 83.877 % y 96 %, los costos exergoeconómicos son 6,501.92 USD/h, 6,500.23 USD/h y 6,497.22 USD/h, respectivamente.

Esto se debe, por una parte, a que el costo exergoeconómico está influenciado por el costo del recurso externo y el costo de los equipos. En este contexto, cuando el costo exergoeconómico del producto disminuye con una menor concentración de CH_4 , también disminuye el costo exergoeconómico del recurso externo. Por ejemplo, para una concentración del 78 %, el costo del recurso externo es de 3,897.95 USD/h, lo que representa una disminución del 0.017 % y 0.047 % en comparación con las concentraciones de 83.877 % y 96 %, respectivamente. Esto se debe a que, para una concentración del 78 %, se requiere un mayor flujo de combustible en ambas cámaras de combustión en comparación con las otras dos concentraciones.

Otro factor que influye en la disminución del costo exergoeconómico es el costo asociado a los costos de instalación. A medida que aumenta la concentración de CH_4 , el costo de instalación disminuye. Por ejemplo, para una concentración de 78 % de CH_4 , el costo exergoeconómico asociado al costo de instalación es de 2603.96 USD/h. En comparación, para las concentraciones de 83.877 % y 96 %, dicho costo disminuye un 0.039 % y 0.108 %, respectivamente.

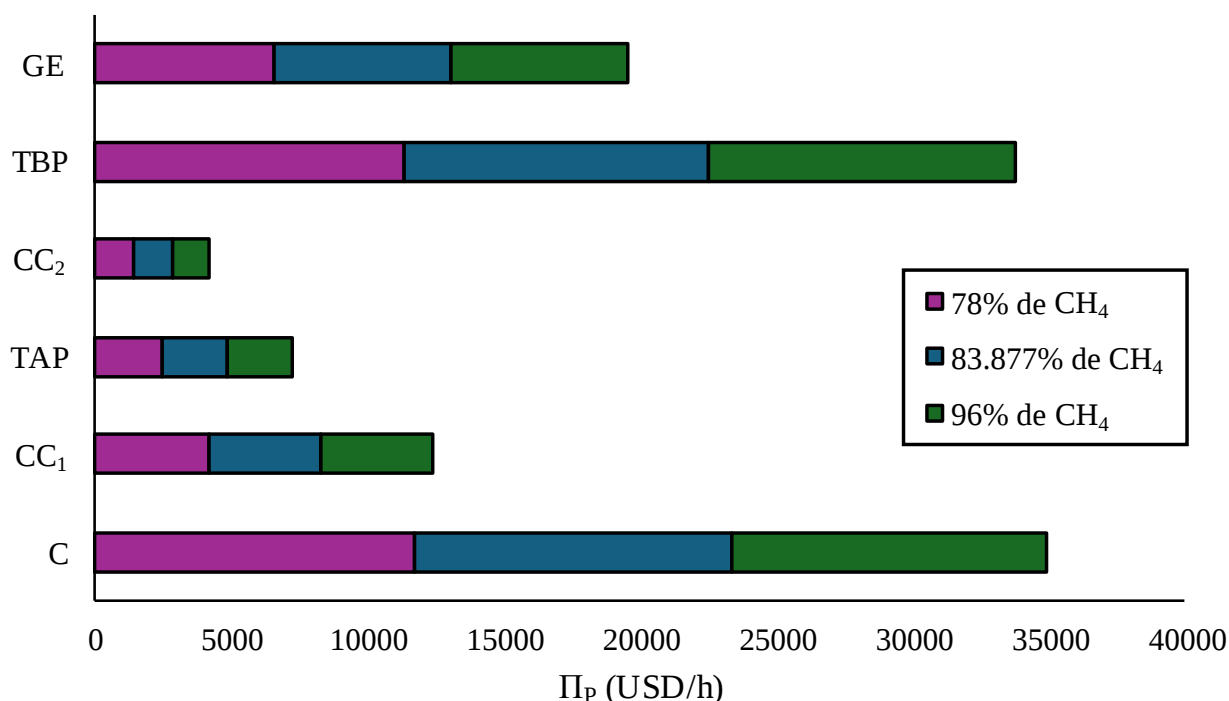


Figura 6.12: Costos exergoeconómico del producto para diferentes concentraciones de CH_4 .

En la Fig. (6.13) se presenta el costo exergoeconómico asociado al residuo para distintas concentraciones de CH_4 en el combustible. En términos generales, se observa que este costo

se divide en dos componentes: el costo asociado al residuo físico y el costo asociado al residuo químico.

De estos dos, el costo del residuo físico es el que representa la mayor contribución al costo total del residuo. Además, tanto el costo del residuo físico como del residuo químico varían en función de la concentración de CH_4 en el combustible. A medida que aumenta la concentración de CH_4 , el costo del residuo disminuye. Por ejemplo, con una concentración del 78 % de CH_4 , el costo exergoeconómico del residuo es de 4425.79 USD/h; al aumentar la concentración a 83.877 % y 96 %, estos costos disminuyen a 4423.55 USD/h y 4419.56 USD/h, respectivamente. Esta disminución en el costo del residuo se asocia principalmente al costo del residuo físico, ya que, a mayor concentración de CH_4 , menor es su costo. Esto se debe a que, con una mayor concentración de CH_4 , las corrientes exergéticas del producto del C, la CC_1 y la CC_2 disminuyen, y al obtener menor producto se genera un menor residuo.

De manera similar al costo del residuo físico, el costo del residuo químico también disminuye a medida que aumenta la concentración de CH_4 . Por ejemplo, para una concentración del 78 % de CH_4 , el costo exergoeconómico del residuo es de 309.63 USD/h; al incrementarse la concentración a 83.877 % y 96 %, dichos costos disminuyen en un 0.092 % y un 0.25 %, respectivamente. Esta reducción se explica porque, en cualquiera de las cámaras de combustión, el recurso disminuye conforme aumenta la concentración de CH_4 . Al reducirse el recurso, el producto generado por el equipo también disminuye, lo que a su vez reduce el residuo y, en consecuencia, sus costos exergoeconómicos.

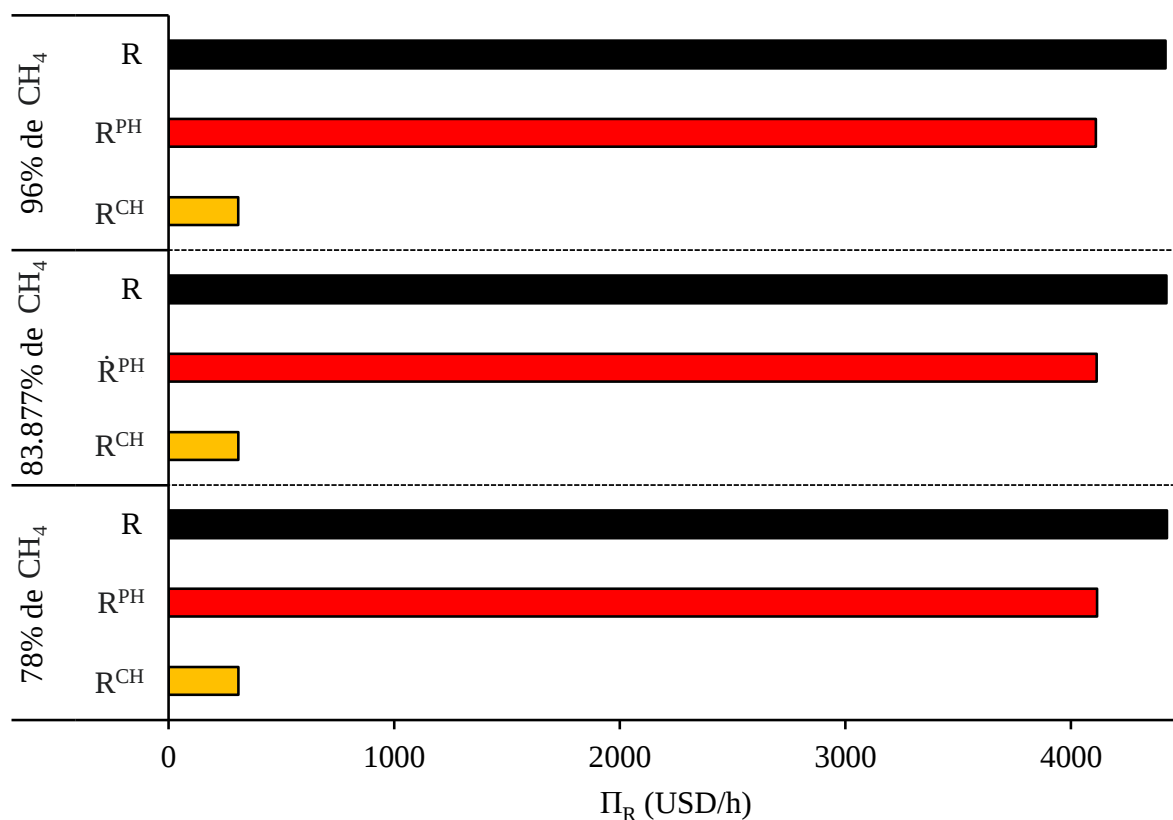


Figura 6.13: Costos exergoeconómico del residuo para diferentes concentraciones de CH_4 .

CAPÍTULO

7

ESTUDIO AMBIENTAL

Actualmente, a nivel mundial, el acelerado crecimiento demográfico ha incrementado significativamente la demanda en diversos sectores, como la salud, la alimentación, la energía, el transporte, la tecnología y las comunicaciones. Esta creciente demanda ha intensificado el consumo de recursos naturales y la generación de residuos. Además, el desarrollo orientado al confort humano ha ejercido una presión considerable sobre los sistemas naturales. Esto se refleja en la sobreexplotación de recursos, la contaminación del aire, el agua y el suelo, así como en la aceleración del cambio climático, derivada del uso insostenible del entorno natural.

De manera particular, el crecimiento de la población global ha tenido un impacto significativo en el sector energético, dado que la electricidad se considera uno de los requerimientos básicos de la sociedad. Esta creciente demanda ha obligado a los sistemas de generación y distribución de energía eléctrica a crecer continuamente para satisfacer las necesidades de la población. Sin embargo, esta expansión del sector energético ha traído consigo importantes consecuencias negativas para el medio ambiente.

Dos problemáticas ambientales principales surgen como resultado de la alta demanda energética. En primer lugar, el consumo excesivo de recursos no renovables, como el gas natural, que es ampliamente utilizado en la generación de electricidad. En segundo lugar, las emisiones de gases de efecto invernadero producidas durante los procesos de generación de energía eléctrica, que no sólo contribuyen al cambio climático, sino que también afectan negativamente la salud de las personas.

A raíz de la problemática ambiental se ha creado conciencia sobre los recursos energéticos y que, estos recursos son limitados. Debido a esto, muchos países han puesto atención en los procesos de generación de energía eléctrica y han tomado medidas drásticas para disminuir el consumo de los recursos energéticos no renovables. Esto ha despertado el interés de la comunidad científica para desarrollar técnicas, que permitan minimizar el consumo de recursos y de residuos generados por los procesos de generación de energía eléctrica.

Almutairi et al. realizaron un análisis exergoeconómico y de sostenibilidad de una turbina de gas industrial de alta potencia con recalentamiento. El sistema utilizado como caso de

estudio fue la turbina de gas GT26 Alstom, una turbina de gas secuencial y se comparó con un sistema de turbina de gas simple bajo las mismas condiciones operativas. El estudio revela que, a medida que aumenta la temperatura ambiental, también lo hacen las emisiones de CO₂ y otros contaminantes. La GT24 presenta un mayor impacto, ambiental debido a su mayor consumo de combustible, mientras que, la turbina de gas simple genera menores emisiones de CO₂ por MWh. Las emisiones de CO disminuyen al incrementar la relación aire-combustible, aunque esto provoca un aumento en las emisiones de NO_x (Almutairi et al., 2016).

En 2018, Shamoushaki y Ehyaei llevaron a cabo un análisis exergético, exergoeconómico y exergoambiental de una turbina de gas generativa, optimizándola mediante el algoritmo MOPSO, considerando tres objetivos: la eficiencia exergética, el costo exergoeconómico y las emisiones de CO₂. Se descubrió que aumentar, la relación de presiones del compresor y la temperatura de entrada de la turbina reduce las emisiones de CO₂ y mejora la eficiencia exergética. Además, se observó que un mayor costo del combustible influye más en el costo de operación que en las emisiones de CO₂ (Shamoushaki and Ehyaei, 2018).

Por otro lado, en 2023, Almutairi et al. propusieron un estudio comparativo de cuatro configuraciones de turbinas de gas (GT) con diferentes tipos de compresores (axial, axial-centrífugo, centrífugo de dos etapas y centrífugo-centrífugo), mediante análisis económico, exergoeconómico y exergoambiental. Los resultados mostraron que las emisiones de CO₂ están relacionadas con la eficiencia del motor y aumentan hasta alcanzar su valor máximo en la relación aire-combustible estequiométrica, disminuyendo con aire en exceso. Para lograr la máxima eficiencia de combustión, las emisiones de CO₂ deben ser ligeramente menores al valor máximo. El motor con compresor axial-centrífugo presentó las menores emisiones de CO₂ por kWh.

Motivado por lo anterior, en este capítulo se lleva a cabo un análisis ambiental de la turbina de gas GT24, aplicando diversos indicadores ambientales clave, que permiten evaluar el impacto que tiene el sistema al medio ambiente en términos de indicadores ambientales. Entre estos indicadores, se incluyen el potencial de calentamiento global, el potencial de lluvia ácida, la formación de smog y la toxicidad humana, que proporcionan una visión detallada de las consecuencias ambientales derivadas de su operación.

7.1. Indicadores ambientales

La operación de un sistema de generación de potencia eléctrica que emplea combustibles fósiles, como el GT24, impacta significativamente en la contaminación del aire. Esta contaminación contribuye de manera importante al calentamiento global.

La Tierra está protegida por una capa de gases conocida como gases de efecto invernadero (GEI), cuya función principal es mantener una temperatura promedio de aproximadamente 15 °C, lo que permite la existencia de diversas formas de vida. Además, los gases de efecto invernadero desempeñan un papel importante en la regulación de la radiación solar: parte de esta radiación es absorbida y retenida en la superficie terrestre, y la otra parte es reflejada de vuelta al espacio, ayudando a equilibrar el clima del planeta.

Debido a actividades en diversos sectores, como el energético, la concentración de gases de efecto invernadero (GEI) ha aumentado considerablemente. Este incremento provoca que una mayor cantidad de radiación solar quede atrapada en la Tierra, ya que la mayor densidad de estos gases dificulta que la radiación reflejada escape al espacio.

Los gases de efecto invernadero son una mezcla de compuestos gaseosos, algunos de ellos

han estado presentes en la atmósfera durante millones de años de manera natural, y otros han sido generados por actividades humanas. Entre estas actividades se encuentran la generación de electricidad, la producción de cemento, la agricultura, y la gestión de residuos, como las aguas residuales y la descomposición de alimentos, que contribuyen significativamente al aumento de su concentración en la atmósfera.

Los gases de efecto invernadero (GEI) han existido desde los inicios de la Tierra, siendo el dióxido de carbono (CO_2) y el metano (CH_4) algunos de los principales. Estos gases son emitidos por fuentes naturales como volcanes, océanos, vegetación e incluso por los seres humanos a través de la respiración. En pequeñas cantidades, estos gases no representan un riesgo para la atmósfera; sin embargo, en las últimas décadas, sus niveles han aumentado de manera alarmante. Actualmente, las concentraciones de CO_2 y CH_4 han alcanzado 380 ppm y 1.774 ppb, respectivamente. En comparación con los niveles durante la revolución industrial, estas cifras representan un incremento del 27 % para el CO_2 y del 59 % para el CH_4 . Por otro lado, el óxido nitroso (N_2O) es un gas de efecto invernadero que se genera principalmente durante procesos de combustión, en actividades agrícolas y por el uso de fertilizantes a base de nitrógeno. Actualmente, su concentración en la atmósfera es de 319 ppb, lo que implica un aumento del 18 % desde la Revolución Industrial hasta la fecha.

Los gases como el monóxido de carbono (CO), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y el dióxido de azufre (SO_2) no son gases de efecto invernadero directos, pero tienen efectos indirectos significativos en el cambio climático. El CO , aunque no actúa directamente como un GEI, reduce la capacidad de la atmósfera para eliminar el metano (CH_4). Por su parte, los óxidos de nitrógeno contribuyen a la formación de ozono troposférico (O_3), un GEI secundario. El SO_2 , aunque tampoco es un GEI, forma aerosoles de sulfato que reflejan la radiación solar, lo que tiene un efecto de enfriamiento sobre la atmósfera, pero también contribuye a la contaminación y a la lluvia ácida. Así, estos gases, aunque no contribuyen directamente al calentamiento global, juegan un papel clave en los procesos atmosféricos que influyen en el cambio climático.

Como se ha observado, tanto los gases de efecto invernadero como sus derivados tienen un impacto considerable sobre el equilibrio atmosférico. Si no se toman medidas para controlar y reducir sus emisiones, la calidad de la atmósfera podría deteriorarse de manera significativa. Este deterioro tendría consecuencias graves, ya que el aumento descontrolado de estos gases nocivos podría alcanzar niveles tan altos que pondrían en peligro la vida en la Tierra. Los elevados niveles de gases contaminantes afectarían la salud del planeta y de todos los seres vivos, haciendo que la supervivencia en condiciones habitables se vuelva casi imposible. Existen diversos parámetros que permiten evaluar el impacto ambiental y los efectos sobre los seres vivos de los gases de efecto invernadero y sus derivados. Algunos ejemplos de estos impactos incluyen el calentamiento global, la formación de smog, la lluvia ácida y la toxicidad humana.

El calentamiento global se refiere al incremento de la temperatura promedio de la atmósfera y los océanos de la Tierra, ocasionado principalmente por el aumento en la concentración de GEI en la atmósfera. Gases como el dióxido de carbono (CO_2), el metano (CH_4) y los óxidos de nitrógeno (NO_x) retienen el calor en la atmósfera, provocando que la superficie terrestre se caliente más de lo normal, lo que eleva su temperatura promedio.

Este fenómeno genera efectos a largo plazo, entre los que destacan el derretimiento de los glaciares, el aumento del nivel del mar y alteraciones en los patrones climáticos, impactando tanto a los ecosistemas como a las sociedades humanas.

La lluvia ácida es otro impacto ambiental significativo, que es un fenómeno ambiental causado por la precipitación de agua que contiene niveles elevados de ácidos, como el ácido

sulfúrico (H_2SO_4) y el ácido nítrico (HNO_3), formados a partir de contaminantes atmosféricos como el dióxido de azufre (SO_2) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). Estos ácidos se precipitan como lluvia, nieve o niebla, afectando negativamente la calidad del agua, los suelos y la vegetación, y provocando daños a los ecosistemas acuáticos y terrestres.

La formación de smog es otro fenómeno de contaminación atmosférica que se produce cuando ciertos contaminantes, como los óxidos de nitrógeno (NO_x) y los compuestos orgánicos volátiles (COVs), liberados por actividades humanas, reaccionan en la atmósfera bajo la influencia de la luz solar.

El término *smog* surge de la combinación de las palabras inglesas *smoke* (humo) y *fog* (niebla) y, originalmente, se utilizaba para describir una mezcla de humo y niebla en áreas urbanas. Actualmente, se reconoce como una capa densa y perjudicial en la atmósfera, conocida como *smog fotoquímico*, que afecta tanto a la salud humana como la visibilidad.

El *smog* está estrechamente relacionado con problemas respiratorios, como el asma y la bronquitis, además de tener efectos negativos sobre la flora y la fauna, alterando el equilibrio de los ecosistemas.

La toxicidad humana se refiere a los efectos negativos que los contaminantes tienen en la salud. Entre los principales contaminantes están los metales pesados, como el plomo (Pb), y gases como el monóxido de carbono (CO). Éstos pueden ingresar al cuerpo por inhalación, ingestión o contacto con la piel, provocando problemas que van desde irritación respiratoria hasta daños en órganos, alteraciones en el sistema nervioso y enfermedades cardiovasculares.

7.2. Evaluación ambiental

La evaluación de estos impactos ambientales y su relación con los contaminantes atmosféricos es crucial para entender el daño que causan a los ecosistemas y a la salud humana. Para este impacto, se parte del uso de indicadores como el factor de calentamiento global (GWP), el factor de lluvia ácida (ARP), el factor de formación de smog (SFP) y el factor de toxicidad humana (HTP), para determinar la magnitud de los efectos de las emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes.

El factor de riesgo de cada uno de estos indicadores ambientales, F_R , es un parámetro fundamental para realizar una evaluación ambiental. Este factor representa la proporción en la que los gases de efecto invernadero (CO , CO_2 , C_nH_m , NO , NO_2 y SO_2) contribuyen a los indicadores ambientales considerados. En la Tabla (7.1) se presentan los factores de riesgo asociados a cada uno de estos impactos.

- El **factor GWP** se expresa en unidades de kg_{CO_2} por kilogramo de emisión ($\text{kg}_{\text{CO}_2}/\text{kg}_i$), lo que indica cuántos kilogramos de CO_2 tendrían el mismo efecto sobre el calentamiento global que un kilogramo de la sustancia considerada.
- El **factor ARP** se expresa en kg_{SO_2} por kilogramo de emisión ($\text{kg}_{\text{SO}_2}/\text{kg}_i$), lo que significa cuántos kilogramos de SO_2 producirían el mismo efecto que un kilogramo de otra sustancia en términos de lluvia ácida.
- El **factor SFP** se expresa en kg_{NO_x} por kilogramo de emisión ($\text{kg}_{\text{NO}_x}/\text{kg}_i$), lo que indica cuántos kilogramos de NO_x causarían el mismo efecto que un kilogramo de otra sustancia en términos de formación de smog.
- El **factor HTP** se expresa en kg_{Pb} por kilogramo de emisión ($\text{kg}_{\text{Pb}}/\text{kg}_i$), utilizando el plomo (Pb) como referencia debido a su alta toxicidad. Este indicador muestra cuántos

kilogramos de plomo causarían el mismo efecto en términos de toxicidad humana que un kilogramo de otra sustancia.

Tabla 7.1: Factores de riesgo ambiental y de toxicidad humana.

Gases i	GWP (kg _{CO2} /kg _i)	ARP (kg _{SO2} /kg _i)	SFP (kg _{NO_x} /kg _i)	HTP (kg _{Pb} /kg _i)
CO	3	0	0	0.00014
CO ₂	1	0	0	0
C _n H _m	21	0	0.015	0
NO	40	1.07	1	0
NO ₂	40	0.7	1	0.002
SO ₂	0	1	0	0

Los datos presentados en la tabla anterior corresponden a valores de referencia que no permiten evaluar adecuadamente el impacto ambiental generado por los gases emitidos a la atmósfera. Por esta razón, surge el concepto de **indicador de riesgo ambiental**, γ_i , que facilita la evaluación del impacto de los diferentes indicadores ambientales sobre el medio ambiente, considerando la cantidad de gases que se emiten realmente.

Para determinar el indicador de riesgo ambiental se relaciona el flujo másico de la mezcla de gases, la fracción molar de cada componente de la mezcla y el factor de riesgo ambiental. Por lo tanto, el indicador de riesgo ambiental se expresa como

$$\gamma_i = \dot{m}_i \sum_{i=1}^n (y_i F_R) \quad (7.1)$$

Esto representa cuántos kg de los indicadores ambientales y de toxicidad se generan por segundo. Es decir, para el calentamiento global, cuántos kg de CO₂ se producen por segundo; para la lluvia ácida, cuántos kg de SO₂ se producen cada segundo; para la formación de smog, cuántos kg de NO_x se forman por segundo; y para la toxicidad humana, cuántos kg de Pb se generan por segundo.

Una parte fundamental en la evaluación ambiental de los sistemas de generación de energía eléctrica es comprender las emisiones que se liberan al medio ambiente en función de la potencia producida por el sistema. Estas emisiones, a su vez, inciden directamente en la evaluación de los indicadores ambientales. La relación entre la cantidad de kg de gases emitidos y la potencia generada se utiliza como **indicador de potencial ambiental**, denotado como I .

El indicador de potencial ambiental se define como la relación entre el indicador de riesgo ambiental y la potencia generada. Este cálculo parte de que, el indicador de riesgo ambiental tiene unidades de kg/s. Al multiplicar este valor por la equivalencia de segundos a horas y por la potencia generada, se obtienen las unidades correspondientes para el indicador de potencial ambiental, es decir

$$I_i [\equiv] \left(\frac{kg}{s} \right) \left(\frac{3600s}{1h} \right) (kW) = 3600 \left(\frac{kg}{kWh} \right)$$

Por lo tanto, el indicador de potencial ambiental para cualquier indicador ambiental se expresa como

$$I_i = 3600 \left(\frac{\gamma_i}{\dot{W}_M} \right)$$

7.3. Análisis ambiental a la Turbina de gas GT24

La Turbina de gas GT24 es un tipo de turbina secuencial que, está compuesto por dos cámaras de combustión. En este diseño, los gases que afectan a la atmósfera provienen de la segunda cámara de combustión. Para llevar a cabo una evaluación ambiental adecuada, es fundamental considerar diversas propiedades de los gases de combustión de esta segunda cámara. Entre estos parámetros, se incluyen el flujo másico, las fracciones molares de los componentes de la segunda mezcla de gases y la potencia generada por el sistema.

En la Tabla (7.2), se presentan los modelos matemáticos utilizados para evaluar los indicadores de riesgo ambiental y los indicadores de potencial ambiental relacionados con el impacto del calentamiento global, la lluvia ácida, la formación de smog y la toxicidad humana. Estos indicadores están asociados a la generación de potencia eléctrica de la GT24, lo que permite comprender mejor cómo las emisiones del sistema influyen en el medio ambiente y en la salud humana.

Tabla 7.2: Indicador de riesgo ambiental e indicador de potencial ambiental.

Indicadores ambientales	Indicador de riesgo ambiental	Indicador de potencial ambiental
GW	$\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(GWP_i)$	$3600 \left(\frac{\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(GWP_i)}{\dot{W}_M} \right)$
AR	$\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(ARP_i)$	$3600 \left(\frac{\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(ARP_i)}{\dot{W}_M} \right)$
SF	$\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(SFP_i)$	$3600 \left(\frac{\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(SFP_i)}{\dot{W}_M} \right)$
HF	$\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(HFP_i)$	$3600 \left(\frac{\dot{m}_{GCII} \sum_i (\psi_i)(HFP_i)}{\dot{W}_M} \right)$

donde ψ_i es la fracción molar de CO, CO₂, C_nH_m, NO, NO₂ y SO₂ de los gases de

combustión de la segunda cámara.

7.4. Resultados del análisis ambiental

Como resultados del análisis ambiental, en la Tabla (7.3) se presentan a los indicadores de factores de riesgo y los indicadores de potencial de impacto ambiental asociados con el calentamiento global, la lluvia ácida, la formación de smog y la toxicidad humana.

Según las cifras preliminares de emisiones proporcionadas por SEMARNAT en 2024, los valores asociados a la generación de potencia eléctrica con gas natural son los siguientes: para CO_2 , el intervalo varía entre 400 y 600 g/kWh; para SO_2 , entre 1 y 5 g/kWh; para NO_2 , entre 1 y 4 g/kWh; y para Pb, las emisiones son inferiores a 0.001 g/kWh.

Sin embargo, de acuerdo con los rangos reportados, únicamente el indicador relacionado con el calentamiento global excede los límites establecidos, alcanzando un valor de 670.10 gCO_2/kWh . Esto representa un incremento del 11.68 % con respecto al rango máximo estimado para 2024.

Tabla 7.3: Indicadores de factor de riesgo y de potencial ambiental de la GT24.

Indicadores ambientales	γ (g/s)	I (g/kWh)
GW	30.71	670.10
AR	94.68	2.065
SF	88.44	1.92
HF	3.65×10^{-6}	7.97×10^{-8}

Las emisiones generadas en un sistema de generación de potencia varían según diversos factores, como la potencia generada, el tipo de combustible utilizado e incluso los sistemas de medición empleados. Para analizar el comportamiento de las emisiones en el caso de la GT24, se considera el combustible como el principal parámetro de evaluación y comparación.

En este análisis, se examinan tres composiciones diferentes de gas natural. En los tres casos, el gas natural está compuesto por 14 elementos, diferenciándose únicamente en la concentración de metano (CH_4). Las concentraciones de CH_4 evaluadas son del 78 %, 83.877 % (caso de estudio) y 96 %.

En la Fig. (7.1), se presenta la variación de los indicadores ambientales en función de la concentración de CH_4 . La misma figura muestra que, independientemente del indicador ambiental considerado, una concentración de CH_4 del 78 % genera las mayores emisiones durante el proceso de generación de 165 MW.

Esto se explica porque cualquier indicador ambiental está directamente relacionado con el flujo de gases de combustión y la potencia generada. Al mantener la potencia constante, el factor principal que influye es el flujo másico de los gases de combustión. Para una concentración del 78 % de CH_4 , el flujo de gases de combustión es de 334.87 kg/s. A medida que la concentración de CH_4 aumenta a 83.877 % y 96 %, el flujo de gases de combustión disminuye en 4.08×10^{-6} % y 0.113 %, respectivamente.

Aunque estas disminuciones en el flujo son mínimas, su impacto se refleja claramente en los indicadores ambientales. Por ejemplo, en el caso del calentamiento global, con una concentración de CH_4 del 78 %, las emisiones de CO_2 alcanzan 671.77 kgCO_2/kWh . A medida

que la concentración de CH_4 aumenta a 83.877 % y 96 %, las emisiones de CO_2 disminuyen en un 0.25 % y 0.69 %, respectivamente; no obstante, siguen excediendo el rango reportado por la SEMARNAT.

Un comportamiento similar se observa en los indicadores de lluvia ácida y formación de smog: al incrementarse la concentración de CH_4 , disminuyen las emisiones de SO_2 y NO_x , respectivamente.

En cuanto a la toxicidad humana, este indicador no aparece destacado en la gráfica, ya que su impacto es mínimo en comparación con los demás indicadores ambientales. Las emisiones de Pb se encuentran en niveles extremadamente bajos, alrededor de $\times 10^{-8}$, lo que las hace prácticamente despreciables frente a otros contaminantes.

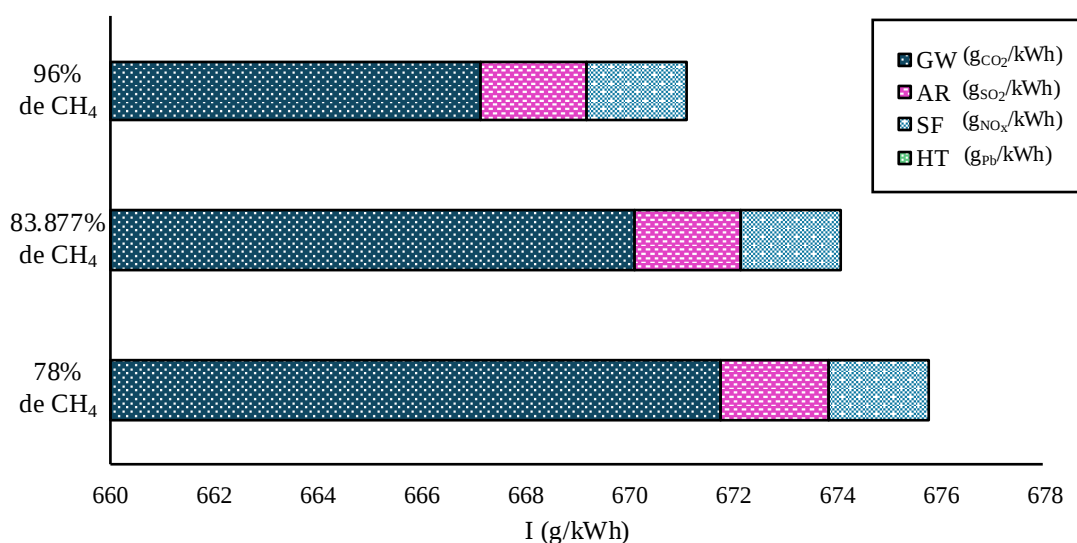


Figura 7.1: Costos exergoeconómico del producto para diferentes concentraciones de CH_4 .

CAPÍTULO

8

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha realizado un análisis exergoeconómico ambiental de la Turbina de gas GT24 desde el enfoque del proceso de combustión, evaluando el impacto de modificar la composición del combustible utilizado en el sistema. Los resultados obtenidos han permitido identificar que los cambios en el combustible influyen en el desempeño exergoeconómico ambiental del sistema.

Un aspecto clave de este análisis es examinar el comportamiento de los gases de combustión en la primera y segunda cámara en función de la composición del combustible. Se observa que, al aumentar la concentración de CH_4 del 83.877 % al 96 %, el número de moles de los gases de combustión se incrementa en ambas cámaras.

En la primera cámara de combustión, un aumento en la concentración de CH_4 requiere un mayor suministro de aire para la reacción, lo que genera un aumento en el número de moles de los gases de combustión. Sin embargo, no todo el exceso de aire participa en la reacción; la fracción no consumida contribuye al incremento en el número de moles de los gases de combustión, en particular de compuestos como CO_2 y H_2O . A su vez, el comportamiento de los gases en la primera cámara influye en la segunda reacción de combustión, afectando el número de moles de los productos en la segunda cámara.

Un incremento en la concentración de CH_4 en el combustible de la segunda cámara, trae consigo un aumento en la cantidad de aire requerido que, se ve reflejado en el O_2 de los productos de la primera cámara. Este oxígeno, junto con el flujo de combustible entran en la segunda cámara y dan lugar a un aumento en la cantidad de moles de los gases de combustión generados en esta etapa. Esto da como resultado que el número de moles de los gases de combustión de la segunda cámara sean mayores en comparación con la primera cámara.

Para garantizar el proceso de combustión secuencial en la GT24, la relación de equivalencia juega un papel importante. A medida que esta relación se aproxima a 1 en la primera cámara de combustión, la cantidad de aire en los reactivos disminuye hasta alcanzar una reacción estequiométrica. Esto implica que, en los productos generados la cantidad de oxígeno va disminuyendo, lo que se debe evitar para garantizar un segundo proceso de combustión. De

acuerdo con los resultados obtenidos, para asegurar una combustión secuencial, la relación de equivalencia de la primera cámara debe ser menor a 0.5. Una relación de equivalencia mayor a 0.5 provoca que el comportamiento de los gases de combustión de la segunda cámara se vuelve impredecible, lo que afecta sus propiedades.

La concentración de CH_4 no solo influye en las propiedades de los gases de combustión, sino también en el desempeño general del sistema. Para una relación de equivalencia de 0.4, correspondiente al caso de estudio, se observó que un aumento en la concentración de CH_4 reduce el flujo total de combustible en ambas cámaras de combustión.

Este efecto se debe a la relación entre el flujo de combustible y el poder calorífico inferior. A medida que la concentración de CH_4 aumenta del 83.877 % al 96 %, el poder calorífico inferior incrementa de 49,106.03 kJ/kg_{comb} a 49,220.59 kJ/kg_{comb}, lo que implica una mayor cantidad de energía útil contenida en los gases de combustión. Esto resulta beneficioso, ya que una mayor disponibilidad de energía térmica permite reducir el suministro de combustible, disminuyendo de 8.65 kg/s a 8.63 kg/s.

Existe una relación directa entre la relación combustible-aire y el flujo de combustible, de modo que una disminución en el flujo de combustible también implica una disminución en la relación de equivalencia. A medida que la concentración de CH_4 aumenta del 83.877 % al 96 %, la relación combustible-aire disminuye en la primera cámara de combustión de 0.02060 kg_{comb}/kg_{aire} a 0.02056 kg_{comb}/kg_{aire}, y en la segunda cámara, de 0.005942 kg_{comb}/kg_{aire} a 0.005935 kg_{comb}/kg_{aire}. Ya que el flujo de calor suministrado, al estar en función del flujo de combustible, a mayor concentración de CH_4 éste disminuye.

Bajo la premisa de que la potencia generada se mantiene en 165 MW para cualquier concentración de CH_4 , el aumento de CH_4 del 83.877 % al 96 % provoca una reducción en el flujo de calor, pasando de 425.07 MW a 424.97 MW. Como resultado, se observa un ligero incremento en la eficiencia térmica de 38.81 % a 38.82 %.

Según el análisis exergético, los equipos que más contribuyen a la irreversibilidad de la GT24 son la primera cámara de combustión, la turbina de baja presión y el compresor. La reducción de la irreversibilidad en estos equipos se logró mediante el aumento en la concentración de CH_4 . Al incrementar su concentración de 83.877 % a 96 %, las irreversibilidades disminuyeron en 0.078 % para la primera cámara de combustión, 0.037 % para la turbina de baja presión y 0.068 % para el compresor.

La disminución de la irreversibilidad en la primera cámara de combustión se atribuye principalmente a la disminución del flujo de combustible a mayor concentración de CH_4 . En el caso de la turbina de baja presión, la menor irreversibilidad se debe a su alto contenido exergético asociado a la potencia generada en su salida; dado que este contenido exergético está relacionado con la irreversibilidad, al aumentar la concentración de CH_4 , la potencia generada disminuye, reduciendo así la irreversibilidad. Por último, en el compresor, la disminución de la irreversibilidad se debe a que un mayor contenido de CH_4 conlleva una reducción en el flujo de aire.

Al igual que la eficiencia térmica, la concentración de CH_4 influye directamente en la eficiencia exergética. Esta eficiencia depende de la potencia generada, que se mantiene constante para cualquier concentración de CH_4 , y de los recursos que ingresan al sistema, es decir, el flujo de combustible y el flujo de aire. A medida que la concentración de CH_4 aumenta de 83.877 % a 96 %, la eficiencia exergética se incrementa en 0.030 %.

En lo que respecta a los costos exergéticos, en la turbina de alta presión, la turbina de baja presión y el generador eléctrico, el costo exergético del recurso es igual al del producto en cada equipo, ya que no contribuyen a la formación de residuos físicos o químicos. En contraste, el compresor y las cámaras de combustión presentan una diferencia entre los

costos exergéticos del recurso y del producto debido a la asignación de los residuos. Mientras que el compresor y las cámaras de combustión generan residuo físico, el residuo químico es exclusivo de las cámaras de combustión. Este comportamiento se mantiene para cualquier concentración de CH_4 .

Al aumentar la concentración de CH_4 de 83.877 % a 96 %, el costo exergético del producto pasa de 2,266.45 MW a 2,265.05 MW. Para una concentración de 83.877 %, la distribución del costo exergético del producto es la siguiente: 44.40 % corresponde a la corriente exergética del producto, 20.43 % a la irreversibilidad interna, 30.43 % al residuo físico y 4.83 % al residuo químico. Al incrementar la concentración de CH_4 , se observa una disminución en la corriente exergética, las irreversibilidades internas y los residuos físicos y químicos, con disminuciones de 0.032 %, 0.089 %, 0.068 % y 0.18 %, respectivamente.

Respecto a los costos exergoeconómicos, el compresor es el equipo que más contribuye a los costos de instalación, representando el 62.49 % del total. Los costos del recurso externo para generar 165 MW ascienden a 3897.28 USD/h, de los cuales el 77.61 % corresponde a la CC_1 . El costo total de operación de la GT24 para generar 165 MW es de 6500.23 USD/h, de los cuales una parte significativa corresponde a los costos de instalación y los costos asociados al recurso externo.

El análisis exergoeconómico de la Turbina GT24 muestra que, las concentraciones de CH_4 afectan tanto el costo exergético como el exergoeconómico de los equipos. En las cámaras CC_1 y CC_2 , el costo exergético del producto varía dependiendo de las irreversibilidades y los residuos, con la concentración de CH_4 influyendo en estos factores. A medida que la concentración de CH_4 aumenta, el costo exergoeconómico disminuye, debido a la reducción en el costo del recurso externo y los costos de instalación. Además, el costo del residuo, tanto físico como químico, también disminuye, ya que se genera menos residuo con mayor concentración de CH_4 .

Desde el punto de vista ambiental se concluye que, las emisiones de CO_2 superan los límites establecidos por SEMARNAT, con un incremento del 11.68 % en comparación con el rango máximo previsto para 2024. El gas natural con una concentración de CH_4 del 78 % genera las mayores emisiones ambientales, especialmente en CO_2 , SO_2 y NO_x , debido a un mayor flujo de gases de combustión. A medida que la concentración de CH_4 aumenta, las emisiones de estos contaminantes disminuyen ligeramente. Sin embargo, en el caso del calentamiento, incluso con variaciones en la concentración de CH_4 , las emisiones siguen superando los valores reportados por SEMARNAT.

REFERENCIAS

- Almutairi, A., Pilidis, P., and Al-Mutawa, N. (2016). Exergoeconomic and sustainability analysis of reheat gas turbine engine. *Am. J. Energy Res*, 4(1):1–10.
- Becker, T. and Perkavec, M. (1994). The capability of different semianalytical equations for estimation of nox emissions of gas turbines. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 78859, page V003T06A020. American Society of Mechanical Engineers.
- Bejan, A. (2016). *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. J. (1995). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons.
- Benedict, M. and Gyftopoulos, E. (1980). Thermodynamics: second law analysis, ra gaggioli. In *A. CS. Symposium Series*, volume 122, page 195.
- Carnot, S. (1978). *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Number 26. Bibliothèque publique de Lyon.
- Castro-Hernández, S., López-Arenas, T., Torres-González, E. V., Lugo-Méndez, H., and Lugo-Leyte, R. (2022). Thermoeconomic diagnosis of the sequential combustion gas turbine abb/alstom gt24. *Energies*, 15(2):631.
- d’Alleva, B. and Lovell, W. (1936). Relation of exhaust gas composition to air-fuel ratio. *SAE Transactions*, pages 90–98.
- Döbbeling, K., Hellat, J., and Koch, H. (2007). 25 years of bbc/abb/alstom lean premix combustion technologies.
- El-Sayed, Y. and Evans, R. (1970). Thermoeconomics and the design of heat systems.
- El-Sayed, Y. and Gaggioli, R. (1989). A critical review of second law costing methods i: background and algebraic procedures.
- Evans, R. B. and Tribus, M. (1962). *A contribution to the theory of thermo-economics*. Department of Engineering, University of California, EE. UU.

- Fratzscher, W. and Beyer, J. (1981). Stand und tendenzen bei der anwendung und weiterentwicklung des exergiebegriffs. *Chemische Technik*, 33(1):1–10.
- Gaggioli, R. A. (1980). *Thermodynamics: second law analysis*. ACS Publications.
- García López, M. F., Castro Hernández, S., González Peto, E., Lugo Méndez, H. D., and Lugo Leyte, R. (2023a). La evolución desde el año 1980 al 2000 de las turbinas de gas aeroderivadas desde un enfoque exergoeconómico. *Journal SOMIM*.
- García López, M. F., Castro Hernández, S., Lugo Méndez, H. D., Méndez Cruz, L. E., and Salazar Pereyra, M. (2023b). Analisis exergetico a una turbina de gas aeroderivada taurus 60. XLIV Encuentro Nacional de la AMIDIQ, México.
- García López, M. F., González Peto, E., Castro Hernández, S., Lugo Méndez, H. D., and Lugo Leyte, R. (2024). Diagnóstico termoeconómico a la turbina de gas regenerativa siemens-v93.1. *Journal CIBIM*.
- García López, M. F., González Peto, E., Castro Hernández, S., Lugo Méndez, H. D., Torres Aldaco, A., and Lugo Leyte, R. (2022). Análisis energético de una turbina de gas regenerativa con y sin enfriamiento en función de la relación de presiones óptimas. *Journal CIM*, 10:IQ40–IQ47.
- Georgescu-Roegen, N. (1971). *The entropy law and the economic process*. Harvard university press.
- Ghazikhani, M., Khazaei, I., and Abdekhodaie, E. (2014). Exergy analysis of gas turbine with air bottoming cycle. *Energy*, 72:599–607.
- Güthe, F., Hellat, J., and Flohr, P. (2009). The reheat concept: the proven pathway to ultralow emissions and high efficiency and flexibility.
- Haouam, A., Derbal, C., and Mzad, H. (2019). Thermal performance of a gas turbine based on an exergy analysis. In *E3S Web of Conferences*, volume 128, page 01027. EDP Sciences.
- Haywood, R. (1974). A critical review of the theorems of thermodynamic availability, with concise formulations. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16(3):160–173.
- Houberechts, A. (1962). *Thermodynamique technique*. Dunod.
- Ibrahim, T. K., Basrawi, F., Awad, O. I., Abdullah, A. N., Najafi, G., Mamat, R., and Hagos, F. (2017). Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. *Applied thermal engineering*, 115:977–985.
- Ibrahim, T. K. and Rahman, M. (2010). Effects of operation conditions on performance of a gas turbine power plant. In *National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies (2nd NCMER 2010)*, pages 135–144. Faculty of Mechanical Engineering, UMP Pekan Kuantan.
- Joos, F., Brunner, P., Schulte-Werning, B., Syed, K., and Eroglu, A. (1996). *Development of the sequential combustion system for the ABB GT24/GT26 gas turbine family*, volume 78750. American Society of Mechanical Engineers.

- Keenan, J. H. (1932). A steam chart for second law analysis. *Mech. Eng*, 54(3):195–204.
- Kestin, J. (1980). Availability: the concept and associated terminology. *Energy*, 5(8-9):679–692.
- Kok, J. and Haselhoff, E. (2023). Thermodynamic analysis of the thermal and exergetic performance of a mixed gas-steam aero derivative gas turbine engine for power generation. *Heliyon*, 9(8).
- Kotas, T. J. (1980a). Exergy concepts for thermal plant: First of two papers on exergy techniques in thermal plant analysis. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2(3):105–114.
- Kotas, T. J. (1980b). Exergy criteria of performance for thermal plant: second of two papers on exergy techniques in thermal plant analysis. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2(4):147–163.
- Kotas, T. J. (1995). *The exergy method of thermal plant analysis*. Krieger Publishing.
- Kotas, T. J. (2012). *The exergy method of thermal plant analysis*. Paragon Publishing.
- Kumar, A., Singhania, A., Sharma, A. K., Roy, R., and Mandal, B. K. (2017). Thermodynamic analysis of gas turbine power plant. *Int. J. Innov. Res. Eng. Manag*, (3):648–654.
- Memon, A. G., Harijan, K., Uqaili, M. A., and Memon, R. A. (2013). Thermo-environmental and economic analysis of simple and regenerative gas turbine cycles with regression modeling and optimization. *Energy Conversion and Management*, 76:852–864.
- Morris, D. R. and Szargut, J. (1986). Standard chemical exergy of some elements and compounds on the planet earth. *Energy*, 11(8):733–755.
- Olikara, C. and Borman, G. L. (1975). A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to ic engines. Technical report, SAE Technical Paper.
- Ozsari, I., Ust, Y., and Kayadelen, H. K. (2021). Comparative energy and emission analysis of oxy-combustion and conventional air combustion. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 46(3):2477–2492.
- PETIT, P. J. and GAGGIOLI, R. A. (1980). Second law procedures for evaluating processes. ACS Publications.
- Powell, H. (1957). Applications of an enthalpy-fuel/air ratio diagram to “first law” combustion problems. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 79(5):1129–1142.
- Rahman, M., Ibrahim, T. K., and Abdalla, A. N. (2011). Thermodynamic performance analysis of gas-turbine power-plant. *International journal of the physical sciences*, 6(14):3539–3550.
- Razak, A. (2007). *Industrial gas turbines: performance and operability*. Elsevier.
- Reistad, G. M. (1970). *Availability: Concepts and applications*. The University of Wisconsin-Madison.

- Robison, J. and Brehob, W. (1967). The influence of improved mixture quality on engine exhaust emissions and performance. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 17(7):446–453.
- Sahu, M. K. et al. (2017). Comparative exergoeconomic analysis of basic and reheat gas turbine with air film blade cooling. *Energy*, 132:160–170.
- Sammour, A. A., Komarov, O. V., Qasim, M. A., Kassam, B., and Dakkak, A. M. A. (2023). Studying the effect of compressor ambient operating conditions on gas turbine performance. In *AIP Conference Proceedings*, volume 2901. AIP Publishing.
- Schulz, O. (2019). *Combustion dynamics in Gas Turbine Sequential Combustors*. PhD thesis, ETH Zurich.
- Shamoushaki, M. and Ehyaei, M. A. (2018). Exergy, economic and environmental (3e) analysis of a gas turbine power plant and optimization by mopso algorithm. *Thermal Science*, 22(6 Part A):2641–2651.
- Shukla, A. K. and Singh, O. (2014). Effect of compressor inlet temperature & relative humidity on gas turbine cycle performance. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 5(5):664–670.
- Struchtrup, H. and Struchtrup, H. (2014). The first law of thermodynamics. *Thermodynamics and Energy Conversion*, pages 33–53.
- Sussman, M. (1980). Steady-flow availability and the standard chemical availability. *Energy*, 5(8-9):793–802.
- Szargut, J. and Dziejziniewicz, C. (1971). Energie utilisable des substances chimiques inorganiques. *Entropie*, 40:14–23.
- Szargut, J., Morris, D. R., and Steward, F. R. (1988). *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*, volume 41. Springer.
- Torres, C. and Valero, A. (2000). Curso de doctorado (termoeconomía). *Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica*.
- Torres, C. and Valero, A. (2021). The exergy cost theory revisited. *Energies*, 14(6):1594.
- Torres González, E. V., Lugo Leyte, R., Salazar Pereyra, M., Lugo Méndez, H. D., Toledo Velázquez, M., and Ambriz García, J. J. (2017). Performance analysis of a combined cycle power plant through exergetic and environmental indices. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 50831, page V003T08A007. American Society of Mechanical Engineers.
- Tsatsaronis, G. (1999). Strengths and limitations of exergy analysis. In *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, pages 93–100. Springer.
- Tsatsaronis, G. and Winhold, M. (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—i. a new general methodology. *Energy*, 10(1):69–80.

- Turegano, J. and Valero, A. (1984). Los orígenes de la termodinámica y su paralelismo actual. In *Actas II Congreso de la Sociedad Española de Historia de las Ciencias: Jaca, 27 de septiembre-1 de octubre, 1982*, pages 383–388. Sociedad Española de Historia de las Ciencias y de las Técnicas, SEHCYT.
- Valero, A., Lozano, M., and Muñoz, M. (1986). A general theory of exergy saving. i. on the exergetic cost. *Computer engineering and energy systems: second law analysis and modelling*, 3:1–8.
- Valero, A., Serra, L., and Uche, J. (2006). Fundamentals of exergy cost accounting and thermoeconomics. part i: Theory.
- Valero, A. and Torres, C. (2023). Application of circular thermoeconomics to the diagnosis of energy systems. *Energies*, 16(18):6751.
- Walsh, P. P. and Fletcher, P. (2004). *Gas turbine performance*. John Wiley & Sons.
- Wepfer, W. J. and Gaggioli, R. A. (1980). Reference datums for available energy. ACS Publications.

APÉNDICE

A

FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS

A lo largo de la historia, la humanidad se ha enfrentado a desafíos que han limitado el desarrollo de las sociedades, como es el caso de la comunicación. Hoy en día, existen aproximadamente 7,100 lenguas distintas en el mundo; aunque esta diversidad no es la principal razón por la que el mundo no esté unificado, sin duda, representa un obstáculo para lograr una colaboración más sólida.

Sin embargo, en el esfuerzo por encontrar un lenguaje universal que permita la comunicación entre personas de diferentes sociedades, se descubrió que, el lenguaje matemático es el idioma universal más exitoso. Este lenguaje no sólo ha facilitado la comunicación, sino que también ha impulsado el desarrollo en áreas como la creación de las turbinas de gas, motores de combustión interna y la aerodinámica a altas velocidades. Además, ha permitido comprender mejor la naturaleza de los procesos vitales del ser humano, como la vida y la muerte.

Con el descubrimiento del lenguaje matemático, se han formulado ecuaciones fundamentales, que han adquirido gran relevancia a lo largo de la historia, gracias a sus importantes contribuciones en la creación e innovación de equipos modernos, que se adaptan a las características de los fluidos de trabajo, como es el caso de los fluidos incomprensibles.

Gracias a las matemáticas, se han desarrollado diversas ramas de la física, que permiten estudiar y a simular los fenómenos de la naturaleza, mejorando así el confort humano. Entre estas ramas se encuentran la mecánica, el electromagnetismo, la acústica y la óptica, entre otras. Una de las ramas que tiene un impacto significativo en la vida cotidiana, la tecnología y la investigación es la mecánica, ya que su estudio permite comprender y resolver una amplia variedad de problemas del mundo real.

La mecánica se divide en dos ramas principales: la dinámica y la cinemática. La dinámica se ocupa del estudio del movimiento de los objetos y de las fuerzas que causan dicho movimiento. A diferencia de la cinemática, que se limita a describir el movimiento sin considerar las fuerzas involucradas, la dinámica se enfoca en entender cómo y por qué los objetos se mueven. Ambas ramas se aplican y se adaptan a las diferentes formas de materia: sólida, líquida y gaseosa.

Si se enfoca el estudio en un fluido en fase gaseosa, la dinámica de gases es la ciencia que permite analizar su comportamiento. Para llevar a cabo este estudio, se fundamenta en cuatro leyes esenciales que rigen el comportamiento del flujo del fluido de trabajo.

- Ecuación de continuidad (Conservación de masa)
- Primera Ley de la Termodinámica (Conservación de la energía)
- Segunda Ley de la Termodinámica (Generación de entropía)
- Cantidad de movimiento (Fuerza de empuje)

Estas cuatro leyes analizan el comportamiento de cualquier sistema; sin embargo, en un sistema térmico, las primeras tres leyes permiten estudiar la energía, la masa y los cambios que ocurren en una región específica del espacio, en lugar de analizarlos en una masa particular. La región o cantidad de materia seleccionada para su análisis se conoce como sistema, y existen diferentes clasificaciones: sistema abierto, sistema cerrado y sistema aislado.

Un sistema cerrado, o masa de control, es aquel en el que no existe transferencia de materia con los alrededores, aunque sí puede haber transferencia de energía, ya sea en forma de calor o trabajo. Por otro lado, en un sistema aislado no hay transferencia ni de masa ni de energía. Finalmente, el sistema abierto o volumen de control, es aquel en el que existe interacción con sus alrededores, permitiendo el intercambio de masa y energía, ya sea que ésta entre o salga del sistema.

Para cualquier tipo de sistema, se encuentra delimitado por una superficie de control, ya sea, real o imaginaria. La superficie de control separa al sistema de sus alrededores. En la Fig. (A.1) se ilustra la relación entre el sistema, la superficie de control y los alrededores.

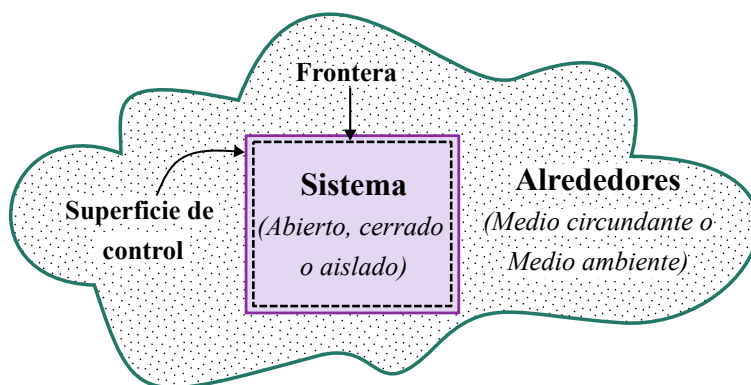


Figura A.1: Sistema, superficie de control y alrededores.

NOTA: Es importante diferenciar entre superficie de control y frontera, como se ilustra en la figura anterior. La superficie de control es el límite que separa al sistema de su entorno; este límite puede ser real o imaginario. En cambio, la frontera delimita el sistema a lo largo de su trayectoria y puede ser permeable o impermeable a la masa y la energía. En ocasiones, la superficie de control y la frontera coinciden en un instante dado.

Una vez que se han establecido los diferentes tipos de sistemas y los componentes que se relacionan con ellos, en las secciones siguientes se demuestran las ecuaciones fundamentales que rigen el comportamiento del flujo de un fluido. Para estas deducciones, se considera un sistema abierto o volumen de control.

A.1. Ecuación de continuidad

El principio de conservación de masa, también conocido como el principio de continuidad establece que

“En un sistema, la masa no puede ser creada ni destruida; únicamente se puede transformar de una forma a otra, independientemente de los procesos físicos o químicos que puedan ocurrir dentro del sistema.”

Esto implica que, la masa dentro del sistema permanece constante. Suponiendo que, un fluido que fluye desde los alrededores hacia un volumen de control delimitado por una superficie de control. Al entrar al volumen de control en el instante t , el fluido posee ciertas propiedades, como temperatura, presión, energía interna, densidad, altura y velocidad, entre otras; además, la frontera delimita el área de la masa que entra al volumen de control y la que ya está dentro del volumen de control. A medida que el fluido pasa en el sistema en un intervalo de tiempo $t + \delta t$, sus propiedades varían con el tiempo, al igual que el área de la frontera, ya que considera a la masa dentro del volumen de control y la masa que sale. En la Fig. (A.2) se muestra el flujo unidimensional (dx) del fluido de trabajo a través del volumen de control que es delimitado por la superficie de control y las regiones que delimita las entradas y salidas de acuerdo al tiempo (sección 1 y sección 2).

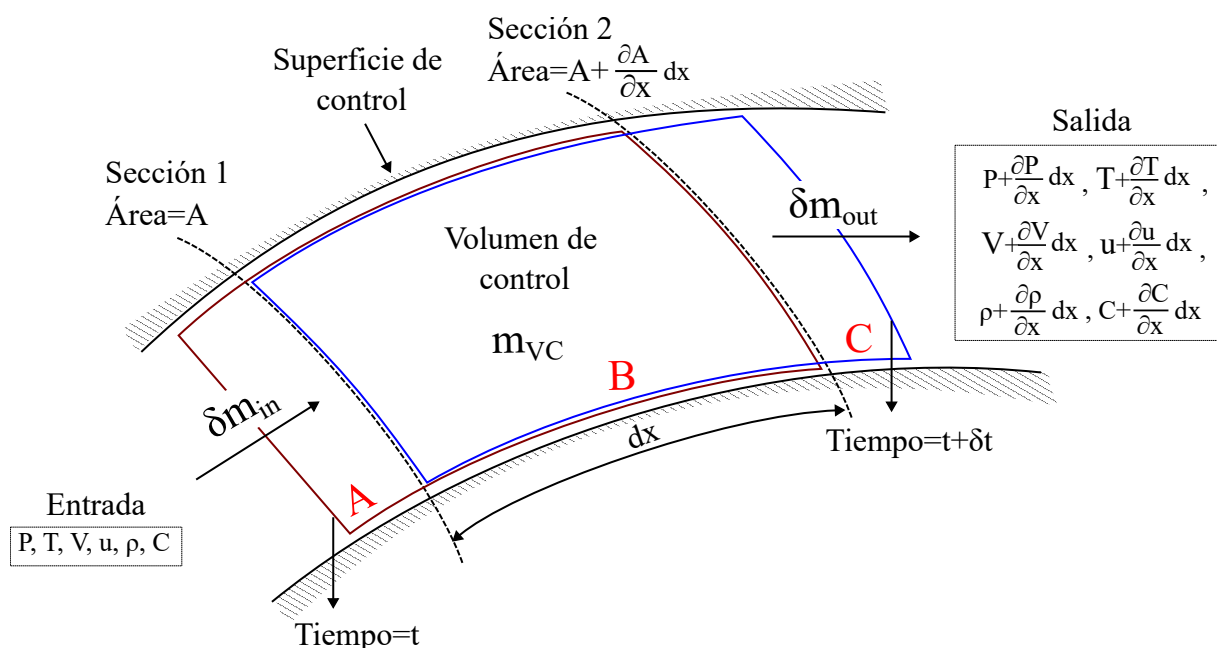


Figura A.2: Trayectoria de la masa a través de la superficie de control.

Un volumen de control se divide en tres regiones para su análisis, de acuerdo con el tiempo y el desplazamiento: la región A representa la entrada del fluido de trabajo al volumen de control en el tiempo t ; la región B corresponde a la zona dentro del volumen de control, delimitada por el desplazamiento desde la sección 1 hasta la sección 2; y la región C corresponde a la salida del fluido de trabajo del volumen de control en el tiempo $t + \delta t$. En cada una de estas regiones, el fluido de trabajo posee propiedades que varían en función del tiempo y el desplazamiento.

De acuerdo con lo anterior, el fluido de trabajo entra al sistema con una cantidad de masa que posee propiedades como presión, temperatura, velocidad, densidad, entre otras.

En el tiempo t , la masa del fluido de trabajo entra al volumen de control con una densidad y velocidad, a través de un área transversal. La combinación de las propiedades de la masa de entrada, el área transversal de entrada y el tiempo da lugar a una nueva propiedad, el flujo másico. Este se define como la cantidad de masa que atraviesa el área de entrada por unidad de tiempo, y es el producto de la densidad del fluido (ρ), la velocidad de entrada (C) y el área de entrada (A). De esta manera, el flujo másico de entrada ($\dot{m}_{in}$) se expresa como

$$\frac{\delta m_{in}}{\delta t} = \dot{m}_{in} = \rho AC \quad (A.1)$$

En la salida del volumen de control, correspondiente a la región C, la masa de salida en el tiempo $t + \Delta t$ experimenta un cambio en sus propiedades debido al desplazamiento (dx). Este cambio en las propiedades de la masa también influye en aquellas propiedades derivadas de ellas, como el flujo másico de salida. El flujo másico de salida del volumen de control es

$$\frac{\delta m_{out}}{\delta t} = \dot{m}_{out} = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx \right) \left(C + \frac{\partial C}{\partial x} dx \right) \quad (A.2)$$

De acuerdo con el principio de conservación de la masa, la masa que ingresa al sistema es igual a la suma de la masa que ya se encuentra dentro del volumen de control y la masa que sale de él. Esto se expresa de la siguiente manera

$$\delta m_{VC} + \delta m_{out} = \delta m_{in} \quad (A.3)$$

Dividiendo el balance de masa por el intervalo de tiempo

$$\frac{\delta m_{VC}}{\delta t} + \frac{\delta m_{out}}{\delta t} = \frac{\delta m_{in}}{\delta t} \quad (A.4)$$

Considerando que dentro del volumen de control, la masa es constantes o no hay acumulación (proceso en estado estacionario), la masa dentro del volumen de control con respecto al tiempo es cero

$$\frac{\delta m_{out}}{\delta t} = \frac{\delta m_{in}}{\delta t} = \frac{\delta m}{\delta t} \quad (A.5)$$

Sustituyendo la definición del flujo másico de entrada y salida en la ec. (A.5). Esta expresión representa que el flujo másico en todo el volumen de control permanece constante.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (A.6)$$

La ec. (A.6) representa que, la masa al no crearse ni destruirse permanece constante, es decir, la masa permanece constante a lo largo de toda la trayectoria del fluido. Entonces, sustituyendo el flujo másico de entrada y salida, así como, el flujo de masa constante a lo largo de todo el volumen de control en la ec. (A.6)

$$\rho AC - \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx \right) \left(C + \frac{\partial C}{\partial x} dx \right) = A \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) dx \quad (A.7)$$

Desarrollando el segundo término de la expresión anterior y despreciando los términos de orden superior en la diferencia de longitud, $(dx)^2$.

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx\right) \left(C + \frac{\partial C}{\partial x} dx\right) = \rho AC + \rho A \frac{\partial C}{\partial x} dx + \rho C \frac{\partial A}{\partial x} dx + AC \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \quad (\text{A.8})$$

Sustituyendo la ec. (A.8) en la ec. (A.7) y reagrupando términos se obtiene la siguiente expresión

$$A \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right) dx = - \left(\rho A \frac{\partial C}{\partial x} + \rho C \frac{\partial A}{\partial x} + AC \frac{\partial \rho}{\partial x}\right) dx \quad (\text{A.9})$$

Reescribiendo la ec. (A.9) e igualando a cero, se obtiene la ecuación de continuidad.

$$\boxed{A \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right) + \rho A \frac{\partial C}{\partial x} + \rho C \frac{\partial A}{\partial x} + AC \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0} \quad (\text{A.10})$$

donde

- $A \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)$ es el cambio en la masa dentro del volumen de control. debido al cambio de la densidad ρ en el tiempo t . Es el cambio de la masa acumulada dentro del volumen de control.
- $\rho A \left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)$ es el cambio de la masa debido a la variación de la velocidad V del fluido en la dirección x .
- $\rho V \left(\frac{\partial A}{\partial x}\right)$ representa el efecto de la variación del área A de la sección transversal del volumen de control.
- $AV \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right)$ representa el efecto del cambio de la densidad ρ a lo largo de la dirección x .

A.2. Primera Ley de la Termodinámica

La Primera Ley de la Termodinámica (PLT), o también conocida como el principio de la conservación de la energía establece que

“La energía es una propiedad conservativa, que no se puede crear ni destruir, simplemente se transforma de un tipo a otro. En cualquier proceso, ya sea físico o químico, la energía total dentro de un sistema cerrado se mantiene constante, aunque cambie de forma.”

Según el principio de conservación de la energía, en cualquier sistema existen dos formas de transformar la energía: como un cambio en la energía interna del sistema o mediante mecanismos de transferencia de energía hacia o desde el entorno. El cambio de la energía interna del sistema se puede manifestar en distintas formas, como energía térmica, mecánica, eléctrica o química, entre otras, y se puede transferir en forma de calor o trabajo y están directamente relacionados con estas diferentes manifestaciones de la energía.

El balance general del principio de la conservación de la energía es

$$\delta Q + \delta W = dE \quad (\text{A.11})$$

NOTA: Para plantear el balance general de la PLT se estableció la siguiente convención de signos

CALOR	TRABAJO
(+) Transferencia de calor hacia sistema.	(+) Trabajo realizado por el sistema.
(-) Transferencia de calor desde el sistema.	(-) Trabajo dado al sistema.

La energía de un sistema se clasifica en dos tipos principales: energía microscópica y energía macroscópica. La energía microscópica es aquella asociada a la estructura y actividad molecular del sistema; la suma de todas estas contribuciones a nivel microscópico se denomina energía interna. Por otro lado, la energía macroscópica incluye todas las formas de energía relacionadas con el movimiento y la posición del sistema en el espacio, como la energía cinética y la energía potencial.

NOTA: En esta deducción, se considera únicamente a la energía interna, la energía cinética y la energía potencial del sistema, descartando las contribuciones de otras formas de energía, como la magnética, eléctrica o química.

Al reescribir el balance general, considerando las formas de energía que componen la energía total del sistema, se incluyen únicamente la energía interna, la energía cinética y la energía potencial.

$$\delta Q - \delta W = d(EC + EP + U) = d\left(\frac{mV^2}{2} + mgz + mu\right) \quad (\text{A.12})$$

En la Fig. (A.3) se presenta la representación gráfica de la Primera Ley de la Termodinámica para cualquier sistema abierto.

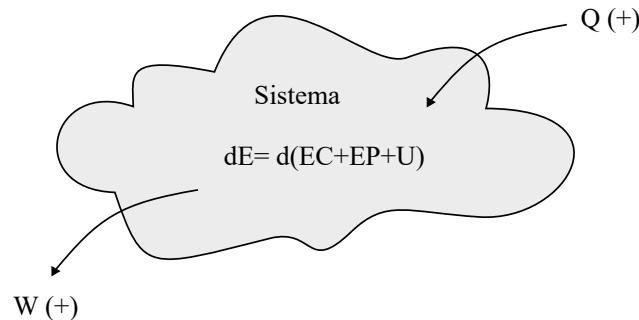


Figura A.3: Formas de energía en un sistema.

La expresión anterior se aplica a cualquier tipo de sistema; sin embargo, como se indicó al inicio del apéndice, un sistema se puede clasificar como abierto, cerrado o aislado. En este caso, se elige un sistema abierto, o volumen de control, para llevar a cabo la deducción del Principio de la Conservación de la Energía. En la Fig. (A.4) se muestra el volumen de control con entradas y salidas de materia que permiten transferir energía por el flujo de masa ($E_{m,in}$ y $E_{m,out}$); además, se observa que dentro del volumen de control, la energía contenida es (dE_{VC}), con respecto a sus fronteras, se muestra el trabajo de flecha (δW_x) y el trabajo generado por el desplazamiento de la superficie de control (δW_{SC}).

El fluido de trabajo (m_{in}) entra al volumen de control con ciertas propiedades como presión, temperatura, velocidad, densidad, entre otras. Dentro del volumen de control, el

fluido de trabajo pasa por un proceso termodinámico que transforma la energía con la que entra, dando lugar a energía en tránsito (calor y trabajo) y a una energía asociada al fluido de trabajo que sale (m_{out}) hacia el medio ambiente. El cambio de energía entre las entradas y salidas se observa mediante las variaciones en las propiedades del fluido. En cuanto a la energía en tránsito, el calor representa una transferencia de energía que se disipa hacia el medio ambiente, mientras que el trabajo se puede utilizar. Este trabajo se puede clasificar como trabajo útil o trabajo asociado a la superficie de control.

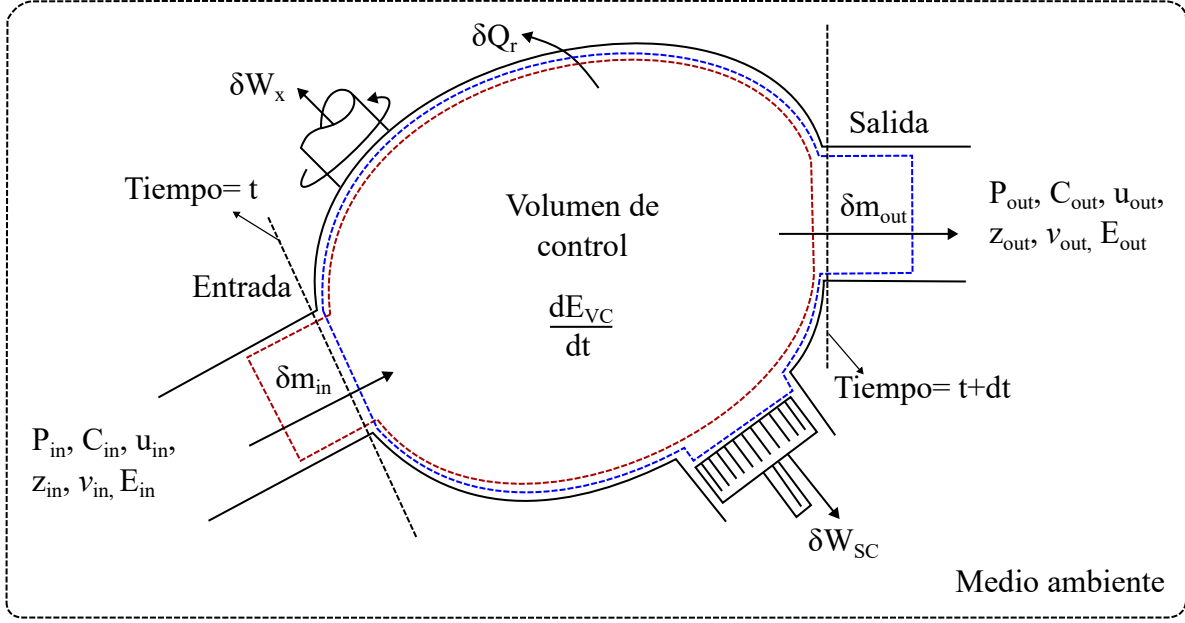


Figura A.4: Representación de la Primera Ley de la Termodinámica.

Antes de plantear el balance general de energía es importante establecer diversas consideraciones para un volumen de control:

- A medida que el volumen de control se mueve a través de la superficie de control, el sistema sufre un cambio infinitesimal.
- El trabajo realizado por el sistema:
 - Trabajo de flecha o de eje, δW_x .
 - Trabajo de flujo, $P_{out}v_{out}\delta m_{out} - P_{in}v_{in}\delta m_{in}$.
- Si se considera que la superficie de control no es constante, esta puede cambiar su posición, dando lugar al trabajo realizado por el sistema hacia el medio ambiente (δW_{SC}).

NOTA: Además de la transferencia de energía en forma de calor y trabajo, se considera la energía que acompaña a los flujos de materia de entrada y salida del volumen de control.

De acuerdo con el balance general que define el principio de conservación de la energía, se considera tanto a la energía en tránsito como a la energía del sistema. La energía del sistema incluye la energía acumulada dentro del volumen de control y la energía asociada a los flujos de materia que entran y salen de dicho volumen. El cambio en la energía del sistema es la siguiente

$$\delta E_{VC} + \delta E_{out} = \delta E_{in}$$

donde, la energía asociada a los flujos de materia que entran y sale del volumen de control se expresan como

$$\begin{aligned}\delta E_{m,in} &= e_{in} \delta m_{in} = \left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \delta m_{in} \\ \delta E_{m,out} &= e_{out} \delta m_{out} = \left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \delta m_{out}\end{aligned}\quad (A.13)$$

Entonces, el balance general de la PLT se escribe de la siguiente manera

$$\delta Q - \delta W = \delta E_{VC} + \left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \delta m_{out} - \left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \delta m_{in} \quad (A.14)$$

De manera similar al incremento de la energía del sistema, el trabajo total del sistema considera el trabajo realizado por el volumen de control y el trabajo de flujo, es decir, el trabajo asociado a la materia que entra y sale del volumen de control.

$$W = W_{VC} + W_{flujo}$$

Sustituyendo el trabajo realizado por el sistema y dividiendo entre el diferencial del tiempo se tiene que

$$\begin{aligned}\frac{\delta Q}{\delta t} - \left(\frac{\delta W_{VC}}{\delta t} + \frac{\delta W_{flujo}}{\delta t} \right) &= \\ \frac{dE_{VC}}{\delta t} + \left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \frac{\delta m_{out}}{\delta t} - \left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \frac{\delta m_{in}}{\delta t}\end{aligned}\quad (A.15)$$

donde

- $\frac{\delta Q}{\delta t} - \left(\frac{\delta W_{VC}}{\delta t} + \frac{\delta W_{flujo}}{\delta t} \right)$ representa la energía en transito entre el sistema y el medio ambiente con respecto al tiempo.
- $\frac{\delta E_{VC}}{\delta t}$ es el cambio de energía en el VC.
- $\left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right)$ es la energía de entrada asociada al fluido de trabajo.
- $\left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right)$ es la energía de salida asociada al fluido de trabajo.

Como ya se mencionó, el trabajo total del sistema se conforma del trabajo del volumen de control y el trabajo de flujo. Por una parte, el trabajo de flujo es el trabajo necesario para que una cantidad de materia entre o salga de un sistema a través de sus fronteras. Este trabajo se relaciona con la energía requerida para desplazar la materia en un entorno de presión constante

$$W_{flujo} = P(V_{out} - V_{in}) \quad (A.16)$$

Por otra parte, el trabajo del volumen de control (W_{VC}) se conforma por el trabajo de flecha (W_x) y el trabajo asociado a la deformación del superficie de control (W_{SC})

$$W_{VC} = W_x + W_{SC} \quad (A.17)$$

Reescribiendo el balance general de la PLT con la definición del trabajo de flujo y el trabajo del volumen de control

$$\frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{\delta W_x}{\delta t} - \frac{\delta W_{SC}}{\delta t} - \frac{\delta}{\delta t} P(V_{out} - V_{in}) = \frac{dE_{VC}}{\delta t} + \left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \frac{\delta m_{out}}{\delta t} - \left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \frac{\delta m_{in}}{\delta t} \quad (A.18)$$

Al no considerar el trabajo de flujo en el balance la PLT, la ec. (A.18) se reescribe como

$$\dot{Q} - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \left(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \dot{m}_{out} - \left(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \dot{m}_{in} \quad (A.19)$$

En sistemas con intercambio de calor y trabajo, la entalpía permite cuantificar la cantidad de calor transferido durante procesos a presión constante. Además, en la PLT aplicada a sistemas abiertos, la entalpía permite describir la energía asociada a los flujos de entrada y salida. Se define como la suma de la energía interna y el trabajo de flujo

$$h = u + Pv$$

Por lo tanto, la PLT para un sistema abierto o volumen de control se expresa como

$$\dot{Q} - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \left(h_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \dot{m}_{out} - \left(h_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \dot{m}_{in}$$

donde

$$h + \frac{C^2}{2} + gz = h_T$$

se le conoce como metalpía o entalpía total.

Entonces, el balance de energía o la Primera Ley de la Termodinámica se expresa como

$$\boxed{\sum_r \dot{Q}_r - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{T,out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{T,in}} \quad (A.20)$$

Para un volumen de control en estado y flujo estable

- No existe trabajo asociado a la deformación de la superficie de control, $\dot{W}_{SC} = 0$.
- No hay acumulación de energía dentro del volumen de control, $\dot{E}_{VC} = 0$.
- Se considera flujo másico constante, $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$

Bajo estas consideraciones la PLT se expresa como

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} (h_{T,out} - h_{T,in}) \quad (A.21)$$

A.3. Segunda Ley de la Termodinámica

La Segunda Ley de la Termodinámica (SLT), o bien, el Postulado de Entropía expresa que existe una propiedad llamada entropía, que representa a la cantidad de energía no disponible para realizar trabajo. En términos generales la SLT establece que (Bejan, 2016)

“Para cualquier tipo de sistema, ninguno es capaz de completar un ciclo completo y realizar un trabajo sin que, al mismo tiempo, se intercambie calor desde la superficie de control hacia un depósito térmico de temperatura uniforme.”

La SLT analiza las tres formas en las que un sistema tiende al desorden y a reducir la cantidad de energía disponible. Estas formas son: la entropía como propiedad, el cambio de entropía debido a la transferencia de calor y la generación de entropía, que representa la cantidad de energía no disponible para realizar trabajo. En la Fig. (A.5) se ilustran estos tres tipos de entropía en un sistema. La figura muestra un esquema de un volumen de control analiza la acumulación y producción de entropía en un sistema abierto, que intercambia energía y masa con el medio ambiente. Dentro del volumen de control, se observa la entrada y salida de masa (δm_{in} y δm_{out}), que transporta propiedades como presión, energía interna, volumen específico y entropía. El sistema intercambia calor (δQ) a una temperatura de la superficie de control (T_{SC}) y realiza trabajo (δW), tanto externo (δW_x) como asociado al volumen de control (δW_{SC}). Como resultado de estos intercambios, se produce entropía debido a las irreversibilidades de los procesos internos, reflejando la Segunda Ley de la Termodinámica. La acumulación de entropía, $\frac{dS_{VC}}{dt}$, dentro del volumen de control depende de la entrada y salida de masa y de las transferencias de calor, que permite realizar un balance de entropía en el sistema para evaluar su comportamiento termodinámico.

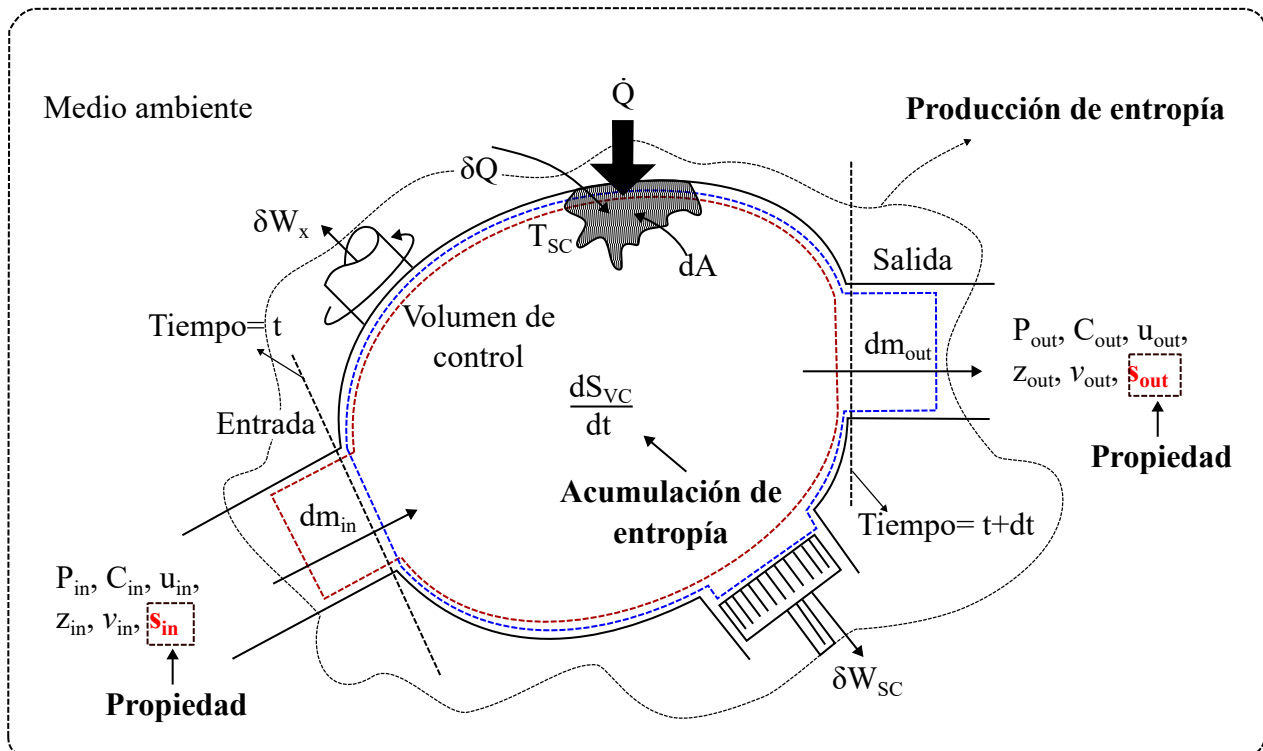


Figura A.5: Segunda Ley de la Termodinámica para un volumen de control.

A.3.1. Entropía

La entropía es una propiedad termodinámica extensiva, que relaciona la transferencia de calor con la temperatura de la superficie de control. Cuanto mayor es la entropía, más desorganizado es el estado del sistema y menos energía queda disponible para realizar trabajo.

En la Fig. (A.5) se muestra que la entropía, como propiedad, como el resto de las propiedades inherentes del fluido, lo que significa que, la entropía es característica de cada flujo de materia que ingresa al sistema.

Para comprender la relación entre el calor transferido, la temperatura de la superficie de control y la entropía, se parte de la PLT aplicado a un sistema cerrado, considerando únicamente la energía interna del sistema y tomando en cuenta s+olo el trabajo de flecha (-PdV)

$$\delta Q - PdV = dU \quad (A.22)$$

La energía interna es función de dos propiedades independientes entre si, lo que permite determinar una tercer propiedad. La energía interna es función de la entropía y de volumen, $U=U(S,V)$, diferenciando se tienen

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S dV$$

pero

$$\underbrace{\left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V}_{\text{Equilibrio térmico}} = T \quad \text{y} \quad - \underbrace{\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S}_{\text{Equilibrio mecánico}} = P$$

Entonces, la energía interna total se expresa como

$$dU = TdS - PdV \quad (A.23)$$

Sustituyendo la ec. (A.23) en la ec. (A.22)

$$\delta Q - PdV = TdS - PdV$$

o bien

$$\delta Q = TdS$$

La entropía en función del calor transferido y la temperatura promedio de la superficie de control para un proceso reversible e irreversible

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (A.24)$$

La entropía, al ser una propiedad termodinámica, sólo depende del estado inicial y final del sistema, lo que permite expresar el cambio de entropía en función de propiedades intensivas como la presión y la temperatura, asociadas a la corriente de materia que entra y sale del sistema. Para expresar el cambio de entropía en función del estado inicial y final se retoma la ec. (A.23)

$$dS = \frac{dU}{T} + P \frac{dV}{T}$$

Pero el calor específico a volumen constantes es el cambio de la energía interna con respecto a la temperatura, manteniendo el volumen fijo.

$$c_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_V ; \quad \text{donde,} \quad dU = mc_V dT$$

La ecuación de gas ideal se define como

$$PV = mRT; \quad \text{donde,} \quad \frac{P}{T} = \frac{mR}{V}$$

Reformulando el cambio de entropía en función de la definición del calor específico a volumen constante y de la ecuación del gas ideal, e integrando la expresión, se obtiene

$$S_{out} - S_{in} = m c_V \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) + m R \ln \left(\frac{v_{out}}{v_{in}} \right)$$

El cambio de entropía por unidad de masa

$$s_{out} - s_{in} = c_V \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) + R \ln \left(\frac{V_{out}}{V_{in}} \right)$$

Otra manera de expresar el cambio de entropía es a través de la definición de la entalpía. La entalpía es la suma de la energía interna y el producto de la presión por el volumen, es decir

$$dH = dU + PdV + VdP \quad (\text{A.25})$$

Sustituyendo la ec. (A.23) en la ec. (A.25)

$$dH = TdS + VdP$$

o bien

$$dS = \frac{dH}{T} - V \frac{dP}{T}$$

El calor específico representa el cambio de la entalpía con respecto a la temperatura, manteniendo la presión constante.

$$c_P = \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_P ; \quad \text{donde,} \quad dH = mc_P dT$$

La ecuación de gas ideal se define como

$$PV = mRT; \quad \text{donde,} \quad \frac{V}{T} = \frac{mR}{P}$$

Sustituyendo el cambio de entalpía en función del calor específico a presión constante y la relación del gas ideal en la ec. (A.3.1) e integrando se obtiene

$$S_{out} - S_{in} = m c_P \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - m R \ln \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)$$

El cambio de entropía por unidad de masa

$$s_{out} - s_{in} = c_P \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - R \ln \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)$$

NOTA: Para sistemas cerrados, el cambio de entropía por unidad de masa se encuentra en función del calor específico a volumen constante, c_V . Por otra parte, para sistemas abiertos el cambio de entropía en función del calor específico a presión constante.

A.3.2. Acumulación de entropía

Como se mencionó previamente, el cambio de entropía se debe a la variación de la propiedad desde el estado inicial hasta el estado final debido al proceso. Sin embargo, en un sistema no sólo se deben considerar las entradas y salidas, sino que también es fundamental analizar lo que ocurre dentro de él. Para ello, la acumulación de entropía permite estudiar cómo varía esta propiedad con respecto al tiempo, proporcionando una visión más detallada de los cambios internos del sistema.

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} \geq 0$$

La acumulación de entropía se refiere al aumento de la entropía en un VC a medida que se desarrollan procesos termodinámicos. Esta característica del sistema describe el incremento del desorden interno, debido a la transformación de la energía en forma de calor o a los procesos irreversibles, como la fricción, la expansión espontánea, la mezcla de sustancias, entre otros.

A.3.3. Generación de entropía

A diferencia de la Primera Ley de la Termodinámica, que es una ley conservativa, la Segunda Ley de la Termodinámica es no conservativa, lo que significa que la energía no solamente se transforma de una forma a otra, si no que, durante el proceso de transformación se tienen pérdidas. Por esta razón, resulta más interesante analizar un sistema, no sólo desde la propiedad y la acumulación de entropía, sino también desde la generación de entropía, ya que esta última se relaciona con los alrededores del sistema.

La generación de entropía es una medida de la “falta de disponibilidad” de la energía interna del sistema y de los alrededores, es decir, la entropía considera el cambio de la energía interna del sistema combinado (sistema + alrededores = sistema combinado). El cambio de entropía de un sistema abierto o cerrado se expresa como

$$(\Delta S)_{VC} + (\Delta S)_{alrededores} \geq 0$$

Para un sistema aislado, donde no existe interacción de masa y energía entre el sistema y los alrededores, el cambio de entropía es

$$(\Delta S)_{VC} \geq 0$$

NOTA: En la definición de entropía, el signo mayor o igual a cero indica que, un proceso es reversible o irreversible. Para un proceso reversible, el cambio en entropía es igual a cero; para un proceso irreversible, el cambio en entropía es mayor que cero.

La Segunda Ley de la Termodinámica establece que, la entropía se puede producir, pero no destruirse. Para deducir la expresión que permite evaluar la generación de entropía, se parte de la ec. (A.24). Sin embargo, esta expresión no tiene en cuenta los alrededores del sistema. Para modificarla, se recurre a la PLT para sistemas abiertos, que incluye a

los intercambios de energía entre el sistema y su entorno, permitiendo así incorporar estos efectos en la expresión de la generación de entropía

$$\delta Q - \delta W = dU$$

Pero el trabajo del sistema considera al trabajo real o útil que genera el sistema (W_{rea}) y el trabajo que se pierde debido al proceso (W_L), además, el calor es el cambio de entropía por su temperatura. Entonces, al combinar la PLT y la SLT se tiene

$$TdS = dU + \delta W_{real} + \delta W_L$$

Volviendo a definir la Segunda Ley y despejando el cambio de entropía se tiene que

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta W_L}{T} \quad (A.26)$$

Para continuar con el análisis de la generación de entropía, en la Fig. (A.5) se muestran dos instantes de tiempo en un sistema: en el tiempo t , correspondiente a la entrada del sistema, y en el tiempo $t + dt$, correspondiente a la salida del VC.

El cambio de entropía para un sistema abierto o masa de control en un intervalo infinitesimal de tiempo dt se expresa como

$$\frac{dS_{MC}}{dt} = \frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{dT} \right) + \frac{1}{dT} \left(\frac{\delta W_L}{dt} \right) \quad (A.27)$$

Sin embargo, en la Figura se muestra un sistema abierto o VC. Para transformar el cambio de entropía de una masa de control a un volumen de control, se considera la variación de entropía asociada a la corriente de materia que entra y sale del VC. El cambio de entropía para el VC es

$$dS = S_{MC}(t + dt) - S_{MC}(t)$$

Para el tiempo t , la entropía de la MC es igual a la entropía del VC, $S_{MC}(t) = S_{VC}(t)$. Para el instante $t + dt$, la entropía de la MC es

$$S_{MC}(t + dt) = S_{VC} + (m_{out} s_{out} - m_{in} s_{in})$$

donde $(\dot{m}_{out} s_{out} - \dot{m}_{in} s_{in})$ representa el cambio de entropía neta debido a los flujos másicos de entrada y salida del VC.

Entonces, el cambio de entropía para un VC se expresa como

$$dS = S_{MC}(t + dt) - S_{MC}(t) = S_{VC}(t + dt) - S_{VC}(t) + (m_{out} s_{out} - m_{in} s_{in}) \quad (A.28)$$

Sustituyendo la ec. (A.28) en la ec. (A.27), la generación de entropía para el VC se expresa como

$$\frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta W_L}{T} = S_{VC}(t + dt) - S_{VC}(t) + (m_{out} s_{out} - m_{in} s_{in}) \quad (A.29)$$

Dividiendo la ec. (A.29) por el diferencial de tiempo

$$\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{dT} \right) + \frac{1}{dT} \left(\frac{\delta W_L}{dt} \right) = \frac{S_{VC}(t + dt) - S_{VC}(t)}{dt} + \left(\frac{m_{out} s_{out}}{dt} - \frac{m_{in} s_{in}}{dt} \right) \quad (A.30)$$

donde

- $s_{out} \left(\frac{dm_{out}}{dt} \right) - s_{in} \left(\frac{dm_{in}}{dt} \right)$ es el flujo de entropía de entrada y salida el tiempo dt , como resultado de las masas dm_{in} y dm_{out} que a través del VC.
- $\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{dT} \right)$ representa el calor que fluye hacia los alrededores que se encuentra a la temperatura superficie de control.
- $\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta W_L}{dT} \right)$ es el término del trabajo perdido que representa todas las pérdidas internas que ocurren dentro del VC.

La transferencia de calor desde el VC hacia los alrededores, a la temperatura de la superficie de control, se analiza dividiendo el área total de la superficie de control en pequeñas áreas locales. Esto permite definir el calor transferido por unidad de área total, es decir, el flujo de calor. De esta forma, se obtiene que

$$\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{dT} \right) = \frac{1}{dt} \int_A \frac{\left(\frac{Q}{A} \right)}{T} dA$$

Al igual que el flujo de calor, el trabajo perdido, que representa las pérdidas internas y se transfiere a los alrededores del VC a través de la superficie de control, se debe evaluar a partir de volúmenes locales de la superficie de control en función de su temperatura. Así, el trabajo perdido por unidad de volumen local se expresa como

$$\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta W_L}{dT} \right) = \frac{1}{dt} \int_V \frac{\left(\frac{W_L}{V} \right)}{T} dV$$

Reescribiendo la SLT para VC

$$\frac{1}{dt} \int_A \frac{\left(\frac{Q}{A} \right)}{T} dA + \frac{1}{dt} \int_V \frac{\left(\frac{W_L}{V} \right)}{T} dV = \frac{S_{VC}(t+dt) - S_{VC}(t)}{dt} + \left(\frac{m_{out} s_{out}}{dt} - \frac{m_{in} s_{in}}{dt} \right) \quad (A.31)$$

Aplicando el límite cuando dt tiende a cero, $\lim_{dt \rightarrow 0}$

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + \dot{m}_{out} s_{out} - \dot{m}_{in} s_{in} = \int_A \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) dA + \int_V \left(\frac{\dot{W}_L}{T} \right) dV$$

La expresión anterior representa el balance de la Segunda Ley de la Termodinámica o generación de entropía. Cada uno de los términos significa lo siguiente

$$\underbrace{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC}}_{\text{Acumulación de entropía dentro del volumen de control}} + \underbrace{\dot{m}_{out} s_{out} - \dot{m}_{in} s_{in}}_{\text{Cambio de entropía asociado a la corriente de materia (Propiedad)}} = \underbrace{\int_A \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) dA}_{\text{Pérdidas debido a la transferencia de calor}} + \underbrace{\int_V \left(\frac{\dot{W}_L}{T} \right) dV}_{\text{Producción de entropía}}$$

Cuando en el volumen de control se tiene más de una entrada y salida de materia, la Segunda Ley de la Termodinámica se reescribe como

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} + \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} = \int_A \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right) dA + \int_V \left(\frac{\dot{W}_L}{T}\right) dV \quad (A.32)$$

La SLT, o la generación de entropía, representa a las pérdidas de energía que ocurren dentro de un sistema debido a procesos irreversibles, como la fricción, el calor disipado y las mezclas no ideales. Estas pérdidas no sólo afectan al sistema, sino que también tienen un impacto en el medio ambiente, ya que, las irreversibilidades son enviadas al medio ambiente.

Cuando se combina la generación de entropía dentro del sistema con las interacciones entre el sistema y su entorno, formula el teorema de Gouy-Stodola. Este teorema establece que la pérdida de la calidad de la energía en un proceso está directamente relacionada con la cantidad de entropía generada y con la temperatura del medio ambiente. En esencia, el teorema de Gouy-Stodola cuantifica la irreversibilidad de un proceso y esta se expresa de la siguiente manera

$$\dot{I} = \dot{S}_{gen} T_0 \quad (A.33)$$

A.4. Exergía

Como se mostró en la sección anterior, los estudios termodinámicos se basan en dos principios fundamentales para analizar los procesos de transformación de energía: la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica. La PLT es una ley conservativa que analiza la cantidad de energía en los procesos de transformación, sin considerar las pérdidas que puedan ocurrir. En cambio, la SLT es no conservativa, ya que reconoce la existencia de pérdidas en estos procesos, se transfieren hacia depósitos térmicos o mecánicos en los alrededores. Mientras que la PLT se enfoca únicamente en la cantidad de energía, la SLT considera tanto la cantidad como la calidad de ésta, pues analiza la interacción entre el sistema y su entorno, aunque sin describir formalmente la naturaleza de dicha interacción.

Para profundizar en esta interacción, se introduce el concepto de exergía, que permite definir tanto la cantidad como la calidad de la energía, y que sirve como herramienta fundamental para el análisis de la interacción entre un sistema y su ambiente. En la Fig. (A.6) se muestra la relación entre la PLT, la SLT y el entorno, destacando cómo la exergía aporta una comprensión más detallada de los procesos de transformación energética. Esta imagen muestra un diagrama de Venn, que representa la relación entre la Primera Ley de la Termodinámica, la Segunda Ley de la Termodinámica y el Medio Ambiente, señalando conceptos fundamentales en sus intersecciones. La exergía (en color rosa) se encuentra en la unión de los tres círculos, indica que, este concepto depende tanto de la conservación de energía establecida por la Primera Ley, como de la degradación de energía y generación de entropía de la Segunda Ley, además de las condiciones del entorno. La exergía refleja el potencial para realizar trabajo útil, pero siempre en relación al estado del medio ambiente.

La irreversibilidad (color azul) se encuentra en la intersección de la Segunda Ley con el Medio Ambiente, destacando cómo la generación de entropía y las pérdidas de energía utilizable están directamente influenciadas por las condiciones ambientales. Este concepto es clave en el estudio de procesos que no pueden invertirse sin introducir cambios en el entorno.

El trabajo perdido disponible (color gris) aparece en la superposición entre la Primera Ley y el Medio Ambiente, lo que sugiere que existen pérdidas de energía que podrían recuperarse

o aprovecharse bajo ciertas condiciones ambientales, en concordancia con el principio de conservación de la energía.

Finalmente, el análisis energético (color amarillo) se sitúa en la intersección de la Primera y Segunda Ley, resaltando cómo la combinación de la conservación de energía y la consideración de las pérdidas irreversibles ofrece una visión completa de las transformaciones energéticas en un sistema. En conjunto, esta figura ilustra cómo las leyes de la termodinámica y el medio ambiente se integran en el estudio de los procesos de transformación energética, proporcionando una comprensión más profunda de los límites y posibilidades del aprovechamiento de energía.

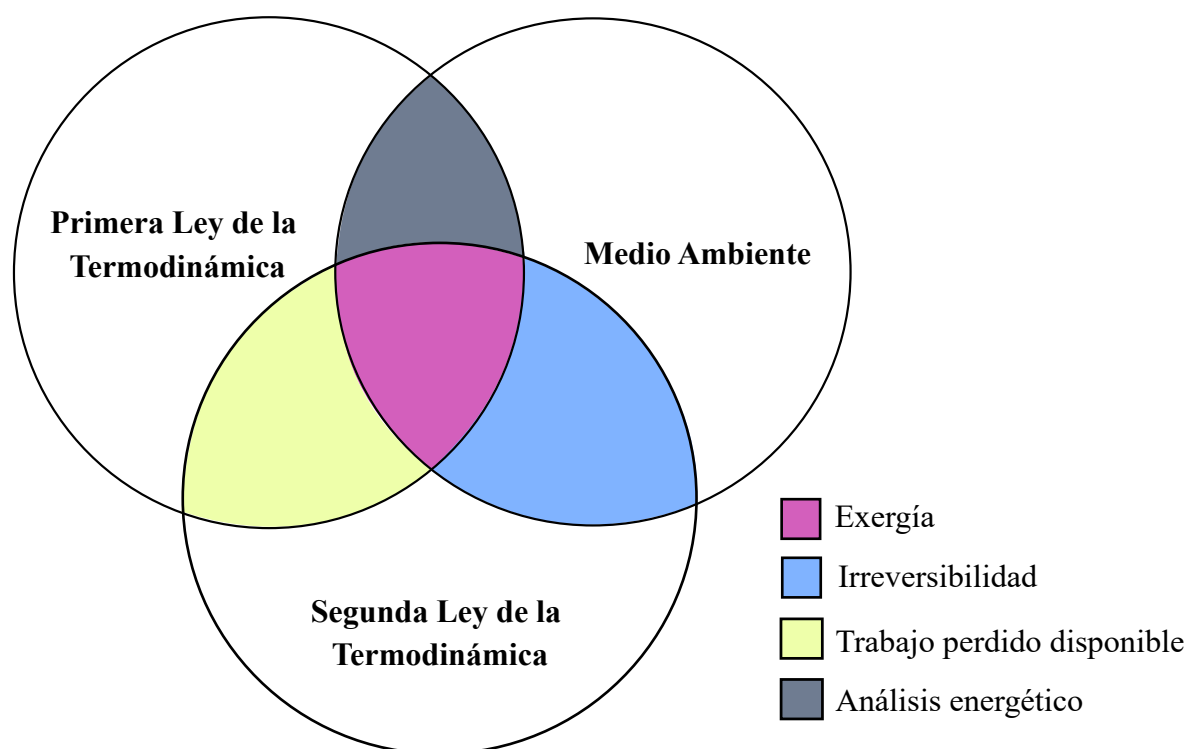


Figura A.6: Relación entre PLT, SLT y medio ambiente.

Analizar las características de las distintas formas de energía permite clasificarlas y, establecer un estándar de su calidad. Es decir, la calidad de la energía depende de si ésta es ordenada (mayor calidad) o desordenada (menor calidad). Así, la calidad de la energía se convierte en una medida de la no disponibilidad, que representa la energía perdida al transformar una energía desordenada en una energía ordenada.

La energía ordenada es aquella que puede transformarse por completo en trabajo útil y se caracteriza por varios aspectos importantes. Primero, se convierte en otra forma de energía ordenada a través de un proceso reversible, es decir, si el proceso puede regresar a su estado original y sin pérdidas. En segundo lugar, cuando la energía ordenada del sistema se transfiere a los alrededores ocurre en forma de trabajo en lugar de calor, dando lugar a que se realice un trabajo.

Por otra parte, la energía en desorden es aquella energía que, al transformarse en otro tipo de energía, genera pérdidas se conoce como energía en desorden. Existen diferentes formas de energía desordenada, como la energía interna, la radiación térmica, la energía química y la energía asociada al flujo turbulento, entre otras.

Como se mencionó anteriormente, la energía posee características y calidad propias,

siendo esta última, definida como su capacidad para generar un cambio. Sin embargo, para establecer un criterio claro sobre la calidad de la energía, se introdujo el concepto de exergía.

El principal uso de la exergía es en el análisis exergético, que permite identificar las áreas dentro de un sistema donde ocurren las mayores irreversibilidades. Al comprender estos puntos, se pueden tomar medidas para reducirlas, lo que a su vez optimiza el consumo de recursos dentro del sistema.

En conclusión, la energía posee calidad, y el estándar de esa calidad se conoce como exergía, que representa el trabajo máximo que se puede obtener. Dentro de este estándar, se utilizan parámetros del medio ambiente como estado de referencia. Al comparar un balance de energía con un balance de exergía, se observa que, el balance de energía se rige por la ley de conservación de la energía; y que, el balance de exergía se basa en la ley de degradación de la energía, o sea, refleja las pérdidas irre recuperables de exergía debido a los procesos reales (irreversibles). En la Fig. (A.7) se muestra la evolución de la definición de exergía.



Figura A.7: Evolución del concepto de exergía.

Parte importante de comprender a la exergía como medida de la degradación de la calidad de la energía, es entender qué se entiende por medio ambiente o alrededores. El medio ambiente se refiere a la región que rodea al sistema y donde se encuentran los depósitos térmicos y mecánicos, a través de los cuales el sistema envía calor y trabajo, respectivamente.

Un sistema puede alcanzar un equilibrio con el medio ambiente, y existen diferentes tipos de equilibrio entre ambos: equilibrio restringido, equilibrio no restringido y estado muerto. En el equilibrio restringido, las propiedades térmicas y mecánicas entre el sistema y el medio ambiente son iguales, es decir, $P_0 = P$ y $T_0 = T$. Este equilibrio se logra mediante una barrera física que impide la entrada o salida de materia del sistema al medio ambiente y viceversa, asegurando así el equilibrio. El equilibrio no restringido, por otro lado, se caracteriza por no contemplar al equilibrio químico, lo que permite la transferencia de masa entre el sistema y el medio ambiente. Finalmente, el estado muerto, o equilibrio sin restricciones, ocurre cuando se cumple el equilibrio termodinámico (térmico, mecánico y químico) entre el sistema y el medio ambiente.

Dentro de la clasificación del equilibrio entre el sistema y el medio ambiente, el equilibrio termodinámico desempeña un papel importante en los análisis exergéticos. Cuando el sistema alcanza este equilibrio, no existen gradientes de presión ($\Delta P = 0$) ni de temperatura ($\Delta T = 0$), y no hay un potencial químico ($\Delta CH = 0$). Esto significa que, en este estado, el medio ambiente no puede producir trabajo por sí mismo, ya que no hay interacción entre el sistema y su entorno.

En la realidad para cualquier sistema que se compara con el medio ambiente, el sistema tendrá propiedades distintas a las del entorno. Esta diferencia provoca una interacción que puede generar el trabajo máximo. Cuanto mayor sea el potencial entre el sistema y el medio ambiente, mayor será el trabajo disponible, es decir, mayor será la exergía.

En la Fig. (A.8) se muestra esta interacción entre el sistema y el medio ambiente, destacando cómo la diferencia de propiedades entre ambos genera un potencial que permite la transferencia de energía en forma de trabajo es fundamental para el análisis exergético.

- El medio ambiente no puede producir trabajo por si mismo, debido a que están en equilibrio termodinámico (No hay potenciales).
- Como un sistema está a diferentes propiedades termodinámicas del medio ambiente, se genera un potencial y por ende existirá un máximo trabajo.

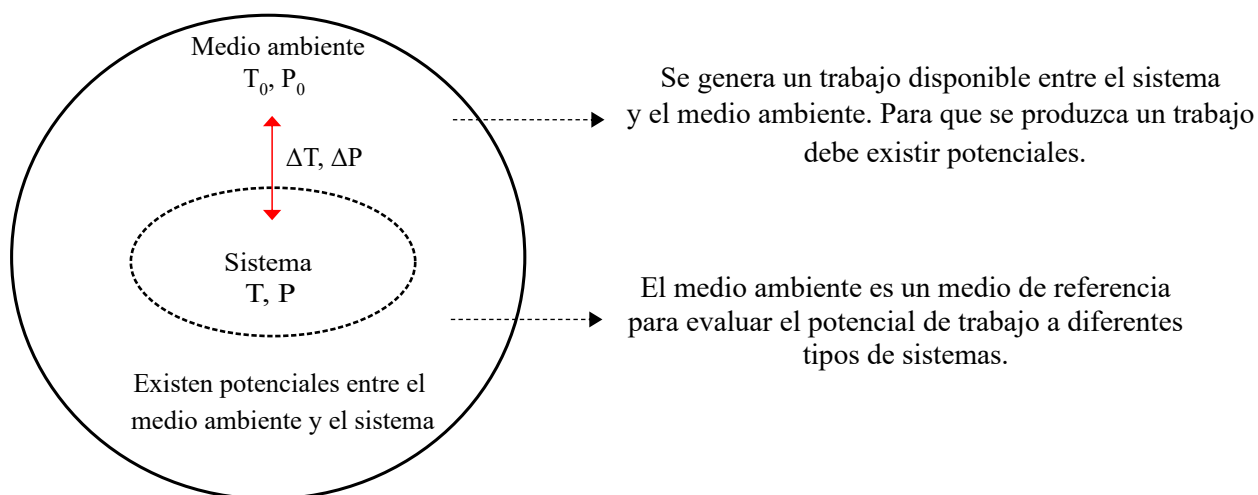


Figura A.8: Interacción entre el sistema y el medio ambiente.

Aunque ya se sabe que, el sistema y el medio ambiente interactúan entre sí y, que durante esta interacción existen potenciales térmicos y mecánicos que permiten obtener el máximo trabajo, es importante reconocer que esta interacción puede llegar a un estado de equilibrio. En este equilibrio, las diferencias de potencial se igualan, lo que resulta en la imposibilidad de generar el máximo trabajo. Sin embargo, aún no se han definido claramente las formas en las que un sistema puede interactuar con su entorno.

Los tipos de interacción son:

- **Interacción térmica:** Mediante un depósito térmico que se encuentra a una temperatura T_0 . Para lograr este tipo de interacción, se debe a que el medio ambiente tiene una gran capacidad calorífica, $Q = mC\Delta T$, debido a que la masa del medio ambiente es tan grande que la temperatura que se desecha del sistema al medio ambiente no lo afecta.
- **Interacción mecánica:** El medio ambiente actúa como un depósito para el trabajo no útil, que se genera a partir del cambio de volumen del volumen de control ($P_0\Delta V$). Este trabajo no útil se puede recuperar si el volumen de control regresa a su estado original.
- **Interacción por corriente de materia:** Para que exista una interacción entre el sistema y el medio ambiente a través de las corrientes de materia que entran y salen del sistema, es necesario que éstas provengan de, o se dirijan a, un depósito de materia. Cada corriente presenta propiedades termodinámicas diferentes a las del medio ambiente, lo que da lugar a potenciales térmicos y mecánicos que facilitan esta interacción.

NOTA: Cada tipo de interacción da lugar a una clasificación de la exergía de acuerdo con la naturaleza de dicha interacción.

A.4.1. Balance general de exergía

Según la PLT, la energía es conservativa y únicamente se transforma de un tipo a otro. Sin embargo, desde la perspectiva de la SLT, los procesos de transformación no es conservativa, ya que durante los procesos de transformación de energía se producen pérdidas. Estas pérdidas se transfieren a depósitos térmicos, mecánicos o químicos que se encuentran fuera del sistema. Con el surgimiento del concepto de exergía, la PLT y la SLT dejan de considerarse leyes aisladas, comenzando a estudiarse en conjunto e incorporando la influencia del medio ambiente. La exergía establece que la energía tiene tanto calidad como cantidad y representa el máximo trabajo útil que se puede obtener.

La diferencia entre la Segunda Ley de la Termodinámica y la exergía radica en su enfoque de estudio. Aunque ambas consideran al medio ambiente como un depósito de energía térmica, mecánica y química, la SLT se centra en las pérdidas que ocurren durante los procesos de transformación de energía se analiza mediante el teorema de Gouy-Stodola. Por otro lado, la exergía se ocupa de determinar el máximo trabajo disponible que se puede obtener de un proceso de transformación energética. Para entender en profundidad la interacción entre ambas leyes de la termodinámica y el concepto de exergía, se formula un balance general de exergía, que integra ambas leyes y medio ambiente, para un volumen de control.

La Fig. (A.9) representa un volumen de control que interactúa con su entorno. Este volumen de control incluye varias corrientes de entrada y salida de materia, así como múltiples depósitos de energía térmica, incluido el ambiente, que intercambian energía con el sistema. Se consideran dos tipos de trabajo: el trabajo de flujo o “trabajo de flecha”, W_x , y el trabajo asociado con el cambio de volumen del volumen de control, W_{SC} . Conforme a la convención de signos adoptada, el trabajo realizado por el sistema y el calor transferido hacia el sistema se consideran positivos.

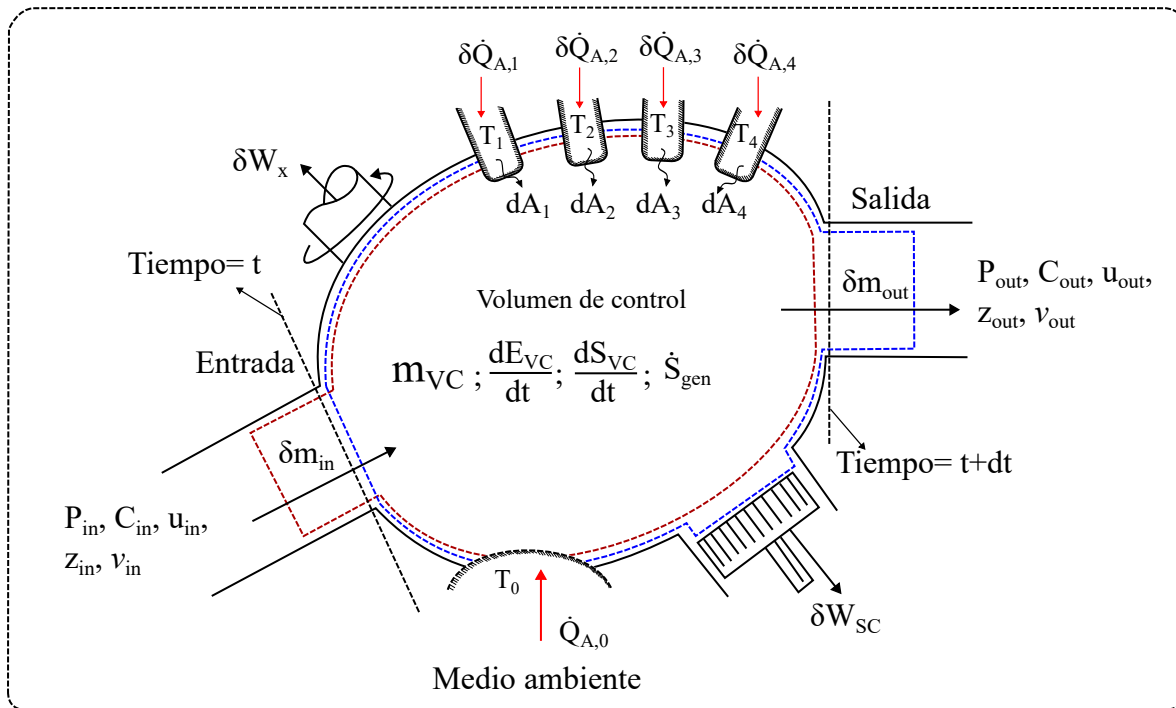


Figura A.9: Balance de exergía aplicado a un volumen de control.

Se parte de establecer el balance de energía en el volumen de control

$$(\dot{Q}_0 + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4) + \sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{1}{2} c_{in}^2 + g z_{in} \right) =$$

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} + \sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{1}{2} c_{out}^2 + g z_{out} \right) + W_x + W_{SC} \quad (\text{A.34})$$

Reescribiendo la ec. (A.34) para definir la PLT para un volumen de control

$$\sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \sum_{out} \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{1}{2} c_{out}^2 + g z_{out} \right) - \sum_{in} \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{1}{2} c_{in}^2 + g z_{in} \right)$$

donde, $\dot{Q}$ es la suma del flux de calor que proviene del medio ambiente ($\dot{Q}_0$) más el flux de calor de los depósitos de energía térmica ($\dot{Q}_i$).

$$\sum_{i=0}^n \dot{Q}_i = \underbrace{\dot{Q}_0}_{\text{Recurso del medio ambiente (combustible)}} + \underbrace{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i}_{\text{Tranferencia de calor debido a una diferencia de temperatura}}$$

Ahora bien, la SLT para el volumen de control es

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + \sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in} = \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \frac{\dot{W}_L}{T} \quad (\text{A.35})$$

Recordando que $\frac{\dot{W}_L}{T}$ representa la producción de entropía, $\dot{S}_{gen}$. Entonces, reescribiendo la ec. (A.35) y multiplicando por T_0 :

$$T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} = T_0 \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + T_0 \dot{S}_{gen} \quad (\text{A.36})$$

Una vez que se define la Segunda Ley de la Termodinámica (SLT) para el volumen de control, algunos términos se pueden reescribir, como el término de la acumulación de entropía dentro del volumen de control y el flujo de calor. Para el caso de la acumulación de entropía, la entropía total del sistema es la masa por la entropía específica, o bien, como la densidad por la entropía específica y el volumen total del volumen de control.

$$S = ms = \rho s V \quad (\text{A.37})$$

Sustituyendo en la ec. (A.37) la entropía total en la acumulación de entropía dentro del volumen de control e integrando

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} = \frac{d}{dt} \int \rho s dV \quad (\text{A.38})$$

Por otra parte, para descomponer la sumatoria del flux de calor total ($\dot{Q}_i$) con respecto a la temperatura de cada deposito térmico (T_i), se suma y resta el flux de calor. Esto se expresa de la siguiente manera

$$T_0 \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{i=0}^n Q_i - \sum_{i=0}^n Q_i$$

Multiplicando y dividiendo el tercer término de la ec. anterior por la temperatura de los depósitos térmicos

$$\left[T_0 \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{i=0}^n Q_i \frac{T_i}{T_i} \right] + \sum_{i=0}^n Q_i$$

Reagrupando términos se tiene que

$$T_0 \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} = \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i + \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i \quad (\text{A.39})$$

Sustituyendo la ec. (A.39) en la Segunda Ley de la Termodinámica definida en la ec. (A.36).

$$T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} = \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i + \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i + T_0 \dot{S}_{gen}$$

despejando el flux de calor de los depósitos de energía térmica

$$\sum_{i=0}^n \dot{Q}_i = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i - T_0 \dot{S}_{gen}$$

Sustituyendo el flux de calor en la Primera Ley de la Termodinámica

$$T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i - T_0 \dot{S}_{gen} - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} =$$

$$\dot{E}_{VC} + \sum_{out} \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{1}{2} c_{out}^2 + g z_{out} \right) - \sum_{in} \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{1}{2} c_{in}^2 + g z_{in} \right)$$

o bien, reescribiendo la PLT en función de la definición de entalpía se tiene que

$$T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i -$$

$$T_0 \dot{S}_{gen} - \dot{W}_x - \dot{W}_{SC} = \dot{E}_{VC} + \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{T,out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{T,in}$$

NOTA: Como se pudo observar, la PLT y la SLT se relacionan entre si mediante el flux de calor total que está constituido por el calor que proviene del medio ambiente y el calor de los depósitos de energía térmica.

Continuado con la deducción del balance general de exergía, de la PLT se despeja el trabajo de flecha y el trabajo de la superficie de control

$$\begin{aligned} \dot{W}_x + \dot{W}_{SC} = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{VC} + T_0 \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - T_0 \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \\ \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i - T_0 \dot{S}_{gen} - \dot{E}_{VC} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{T,out} + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{T,in} \end{aligned}$$

Pero el trabajo total de la superficie de control está compuesto por el trabajo debido al cambio del volumen del volumen de control y el trabajo requerido para desplazar al medio ambiente que se encuentra a una presión P_0 , es decir, cuando aumentar el volumen del volumen de control se comprime al medio ambiente.

$$\dot{W}_{SC} = \dot{W}_{SCN} + P_0 \left(\frac{dV}{dt} \right)_{VC}$$

Entonces, reescribiendo la expresión anterior considerando los componentes que conforman el trabajo de la superficie de control, y reagrupando términos, se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{W}_x + \dot{W}_{SCN} = -\frac{d}{dt} (E_{VC} + P_0 V_{VC} - T_0 S_{VC}) + \sum_{in} \dot{m}_{in} (h_{T,in} - T_0 s_{in}) - \\ \sum_{out} \dot{m}_{out} (h_{T,out} - T_0 s_{out}) - \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (A.40) \end{aligned}$$

Para poder obtener el trabajo máximo útil disponible del volumen de control, se debe considerar un proceso internamente reversible, lo que quiere decir que no existe generación de entropía, $\dot{S}_{gen} = 0$.

$$\begin{aligned} \dot{W}_x + \dot{W}_{SCN} = -\frac{d}{dt} (E_{VC} + P_0 V_{VC} - T_0 S_{VC}) + \sum_{in} \dot{m}_{in} (h_{T,in} - T_0 s_{in}) - \\ \sum_{out} \dot{m}_{out} (h_{T,out} - T_0 s_{out}) - \sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i \quad (A.41) \end{aligned}$$

De acuerdo con la definición de exergía mostrada en la Fig. (A.7), la exergía es el trabajo máximo útil disponible que se obtiene de un proceso reversible, esto quiere decir que

$$(\dot{W}_x + \dot{W}_{SCN})_{\dot{S}_{gen}=0} = (\dot{W}_x + \dot{W}_{SCN})_{MAX} = \dot{E}$$

Reescribiendo la ec. (A.41), se obtiene el balance general de exergía

$$\begin{aligned} \dot{E} = - \underbrace{\left(\frac{d\Xi}{dt} \right)_{VC}}_{\text{Acumulación de exergía dentro del VC}} + \underbrace{\sum_{in} \dot{m}_{in} (h_{T,in} - T_0 s_{in}) - \sum_{out} \dot{m}_{out} (h_{T,out} - T_0 s_{out})}_{\text{Exergía asociada a la materia}} - \\ \underbrace{\sum_{i=0}^n \left(\frac{T_0 - T_i}{T_i} \right) \dot{Q}_i}_{\text{Exergía asociada al flujo de calor}} \end{aligned}$$

A.4.2. Clasificación de la exergía

La exergía es una propiedad que permite comprender la manera en que, un sistema térmico interactúa con el medio ambiente. Como ya se mencionó, existen dos formas en que un sistema interactúa con su entorno: a través de la energía en tránsito como trabajo y calor, y a través del flujo de masa que puede entrar o salir del sistema térmico. Para definir cada una de las formas de exergía también se hace uso de los conceptos de energía ordenada o de alta calidad y energía en desorden o de baja calidad.

Exergía asociada al trabajo

El trabajo es una forma de energía ordenada que se puede transferir de un sistema a otro, y se utiliza como medida de la exergía, que es la capacidad de un sistema para realizar trabajo. Lo importante es que, independientemente del proceso de transformación al que se someta, la calidad del trabajo no varía, lo que implica que la exergía se mantiene constante mientras no haya pérdidas irreversibles.

$$\dot{E}^W = \dot{W}$$

Exergía asociada al calor

La exergía asociada a la transferencia de calor o exergía térmica se determina a través del trabajo máximo (proceso reversible). Para comprender mejor el teorema del trabajo perdido es recomendable aplicarlo a ciclos como la máquina térmica, el ciclo de refrigeración y la bomba de calor.

Sin embargo, antes de aplicar el teorema del trabajo perdido a los ciclos ya antes mencionados, es necesario establecer ciertas consideraciones

- Para un sistema cerrado, $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = 0$.
- Se considera flujo estable, es decir, no hay cambio en sus propiedades a través del tiempo.
- Se considera un proceso reversible, $\dot{S}_{gen} = 0$.

Entonces, el balance de exergía se expresa como

$$\dot{E}_{w,rev} = - \underbrace{\frac{d\cancel{E}}{dt}}_{\text{Flujo estable}} + \underbrace{\sum_{in} \cancel{\dot{m}}_{in} (h_{T,in} - T_0 s_{in})}_{\text{Sistema cerrado}} - \underbrace{\sum_{out} \cancel{\dot{m}}_{out} (h_{T,out} - T_0 s_{out})}_{\text{Sistema cerrado}} + \underbrace{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - T_0 \cancel{\dot{S}_{gen}}}_{\text{Proceso reversible}}$$

Reescribiendo la expresión anterior

$$\dot{E}_{w,rec} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$$

NOTA: Se dice que el transferir calor del sistema hacia los alrededores o viceversa afecta de manera directa a la capacidad del sistema de producir trabajo.

La exergía asociada a la interacción en forma de calor entre el sistema y el medio ambiente se puede decir

“El flujo de exergía asociada a la transferencia de calor es igual al flujo de calor multiplicado por el factor de Carnot.”

$$\dot{E}\dot{Q} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) = \sum_{i=1}^n \dot{Q}\tau \quad (\text{A.42})$$

En la Fig. (A.10) se muestra el caso de la transferencia de calor que ocurre a diferentes temperaturas en una misma superficie de control

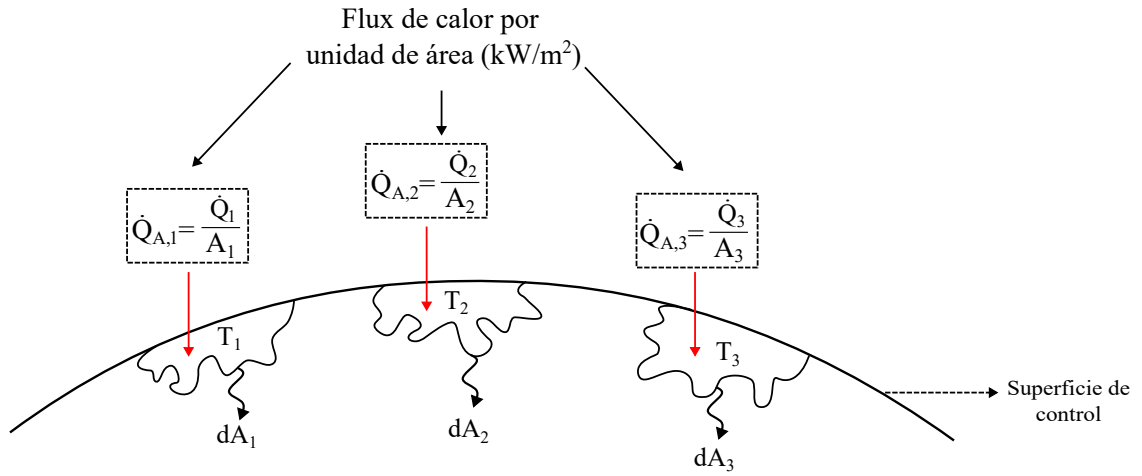


Figura A.10: Flujo de calor por unidad de área.

Entonces la exergía térmica se define como

$$\dot{E}\dot{Q} = \int_A \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{A_i} dA$$

donde T es la temperatura promedio de la superficie de control.

Reescribiendo la expresión anterior en función del factor de Carnot

$$\dot{E}\dot{Q} = \int_A \tau \dot{Q}_{A_i} dA$$

Exergía asociada a la materia

Otra forma en donde el sistema y medio ambiente interactúan es mediante el flujo de materia que proviene del medio ambiente e ingresa al sistema. La exergía asociada a un flujo de materia, se define como el máximo trabajo que se obtiene cuando el flujo de materia, pasa de un estado inicial al estado del medio ambiente.

La exergía total de una corriente de materia se conforma por la exergía asociada a la energía cinética, energía potencial, la exergía física y la exergía química.

$$\dot{E} = \dot{E}_{EC} + \dot{E}_{EP} + \dot{E}_{PH} + \dot{E}_{CH} \quad (\text{A.43})$$

o bien, la exergía física por unidad de masa es

$$\varepsilon = \varepsilon_{EC} + \varepsilon_{EP} + \varepsilon_{PH} + \varepsilon_{CH} \quad (\text{A.44})$$

Retomando los conceptos de energía ordenada y desordenada aplicados a la exergía asociada a la materia, la exergía cinética y potencial se consideran como energías ordenadas, es decir, al ser una energía de alto grado, al transformarse no existe degradación de la calidad y ésta se convierte totalmente en trabajo. La exergía cinética y potencial se definen como

$$\text{Exergía cinética: } \dot{E}_{EC} = \frac{\dot{m}V_0^2}{2} \quad \text{Exergía potencial: } \dot{E}_{EP} = \dot{m}gz_0$$

La otra categoría dentro de la exergía asociada a un flujo de materia se basa en la energía en desorden. La exergía de la energía de baja calidad se clasifica en exergía física y exergía química. La exergía física se define como el máximo trabajo que se puede obtener cuando la corriente material se lleva desde su estado inicial al estado ambiente T_0 y P_0 , mediante procesos físicos que involucren interacciones térmicas y mecánicas entre el sistema y el medio ambiente. La exergía física se define como

$$\varepsilon_{PH} = (w_{rev})_{\text{máx}} = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)$$

La exergía física para un gas perfecto está en función de las propiedades intensivas de presión y temperatura

$$\varepsilon_{PH} = c_p (T_i - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T_i}{T_0} - R \ln \frac{P_i}{P_0} \right)$$

En la Fig. (A.11) se muestra un resumen de las formas de interacción entre un sistema térmico y el medio ambiente, dando así lugar a los diferentes tipos de exergía. En la clasificación se muestra de acuerdo al tipo de energía que es, ya sea, energía ordenada o en desorden.

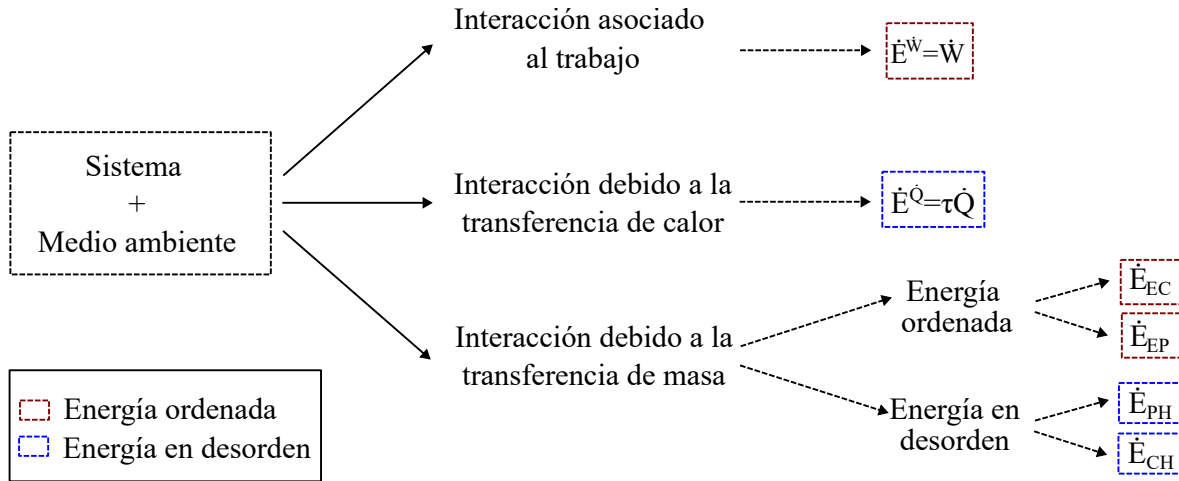


Figura A.11: Clasificación de la exergía según la interacción entre el sistema y el medio ambiente.

APÉNDICE

B

SOLUCIÓN NUMÉRICA DE LA COMBUSTIÓN SECUENCIAL

Las Figs. (B.1) y (B.2) son los diagramas de flujo que muestran la metodología para analizar un proceso de combustión secuencial. Este análisis se basa en la metodología desarrollada por Olikara y Borman en 1975, quienes propusieron un modelo computacional detallado para calcular las composiciones químicas de equilibrio en reacciones de combustión. Su estudio se enfocó en la aplicación de los principios termodinámicos fundamentales, en particular de la conservación de los átomos de los elementos que participan en la reacción y la minimización de la energía libre de Gibbs, para determinar la distribución de especies químicas al alcanzar el estado de equilibrio.

El modelo desarrollado por Olikara y Borman abordó la complejidad de los procesos de combustión, al considerar tanto los reactivos iniciales como las posibles especies intermedias y finales en la mezcla de combustión. Para ello, formularon un conjunto de ecuaciones no lineales, éstas describen las restricciones estequiométricas y termodinámicas de la reacción, permitiendo calcular con alta precisión las fracciones molares de cada especie química presente en los productos de la combustión. Estas ecuaciones incluyen relaciones entre las propiedades del sistema, como temperatura, presión, y la composición química inicial, garantizando que los resultados obtenidos sean coherentes con las condiciones físicas del sistema. Este modelo de combustión, se adapta a diferentes tipos de combustibles y condiciones de operación, para explorar una variedad de escenarios en los que las condiciones iniciales y las propiedades del sistema afectan el comportamiento de la combustión.

Para dar inicio al análisis de la primera reacción de combustión, se define la composición del combustible. Este paso incluye, determinar la fracción molar y el peso molecular de cada compuesto que los conforma. A partir de la composición y fracción del combustible, se identifican los átomos n , m , l , k , j , correspondientes a los elementos carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre, respectivamente.

Con esta información, se establece la fórmula reducida del combustible, representada como $C_nH_mO_lN_kS_j$, que sintetiza de manera precisa las características químicas del com-

bustible. Esta fórmula constituye el punto de partida para el planteamiento de los cálculos estequiométricos y el balance de la reacción de combustión.

Para el caso del aire, se calculan los moles α_1 , α_2 , α_3 , α_4 de cada uno de los elementos que componen la mezcla de aire que ingresa a la primera cámara de combustión. El número de moles de estos elementos se determina considerando un mol de oxígeno en el aire, como referencia con respecto a los demás elementos, ya que el oxígeno actúa como agente oxidante esencial para llevar a cabo la reacción de combustión. Así, el número de moles de los elementos presentes en el aire en relación con un mol de oxígeno se expresa como

$$1[\text{O}_2] + \alpha_1[\text{N}_2] + \alpha_2[\text{Ar}] + \alpha_3[\text{CO}_2] + \alpha_4[\text{H}_2\text{O}].$$

Una vez establecida la fórmula reducida del combustible y de la composición del aire en función de un mol de oxígeno, se plantea la reacción de combustión. En ésta, los reactivos están conformados por la fórmula reducida del combustible y la composición del aire. Tanto el combustible como el aire se acompañan de sus respectivos coeficientes estequiométricos: en el caso del combustible, este coeficiente es igual a su número de moles, ya que se asume que entra un mol de combustible; mientras que, para el aire, el coeficiente estequiométrico depende del número de moles de aire (ξ) y de la relación de equivalencia (Φ).

Tras plantear la reacción de combustión, se realiza un balance de moles entre los reactivos y los productos. Este balance depende del coeficiente estequiométrico del aire, los átomos presentes en el combustible y los moles de los productos. Para determinar el valor del coeficiente estequiométrico del aire, se asume que, la reacción de combustión es estequiométrica ($\Phi = 1$), lo que permite calcular el número de moles de aire en función de los átomos que constituyen el combustible.

Luego de determinar el número de moles de aire en función de los átomos del combustible, esta información se incorpora al balance de moles para formular un sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas. Al resolver dicho sistema, se obtiene la forma reducida de los reactivos, representada como

$$r_1[\text{C}] + r_2[\text{H}] + r_3[\text{O}] + r_4[\text{N}] + r_5[\text{S}] + r_6[\text{Ar}].$$

Una vez que se han reducido los reactivos, se procede al análisis de la reacción de combustión completa, donde los productos están conformados por 14 elementos. Esto da lugar a un balance de moles que genera un sistema de 6 ecuaciones con 15 incógnitas, lo que indica que el sistema de ecuaciones no tiene solución. Para hacer que el sistema se pueda resolver, primero se debe disociar algunos componentes de los reactivos, tales como H, O, N, OH, NO, H₂O, CO₂ y SO₂, dando lugar a 8 reacciones adicionales.

Con estas 8 reacciones, se determina la constante de equilibrio a través de la energía libre de Gibbs. Una vez calculadas las 8 constantes de equilibrio, éstas no dependen únicamente de la energía libre de Gibbs, sino también de las fracciones molares. Cada una de las 8 reacciones está en función de todas las fracciones molares de los 14 componentes de los productos. Sin embargo, en cada una de ellas se despejan las fracciones molares χ_1 , χ_2 , χ_5 , χ_7 , χ_8 , χ_9 , χ_{11} y χ_{13} , que están en función de las fracciones molares $\chi_i = [\chi_3, \chi_6, \chi_{10}, \chi_{12}, \chi_{14}]$. Estas expresiones se sustituyen en el sistema de ecuaciones obtenido del balance de moles, lo que permite transformar el sistema de ecuaciones, de un número de moles a un sistema de ecuaciones de fracciones molares. Como resultado, el sistema se reduce a 5 ecuaciones con 5 incógnitas.

Con este sistema de ecuaciones se resuelve, para obtener las primeras 5 incógnitas, pero existen dos restricciones, la primera es que cada ecuación debe ser igual a cero, y la segunda restricción es que χ_i debe ser mayor a cero pero menor a 1. Si no se cumplen ambas restricciones, se debe volver a iterar hasta que encuentre una solución.

Después de que se encuentra una solución que cumple las dos restricciones, las fracciones molares χ_j , se sustituyen en el balance de átomos para obtener las fracciones molares χ_j , con la restricción de que χ_j debe ser mayor a cero pero menor a 1, $0 < \chi_j < 1$. Si no se cumplen la restricción, se debe volver a iterar hasta que encuentre una solución.

Finalmente, la suma de las 14 fracciones molares debe ser igual a 1. Si no se cumple esta restricción, se debe volver a iterar desde el sistema de ecuaciones 5x5.

$$\sum_i \chi_i + \sum_j \chi_j = 1$$

A continuación se muestra el diagrama de flujo para la primera cámara de combustión.

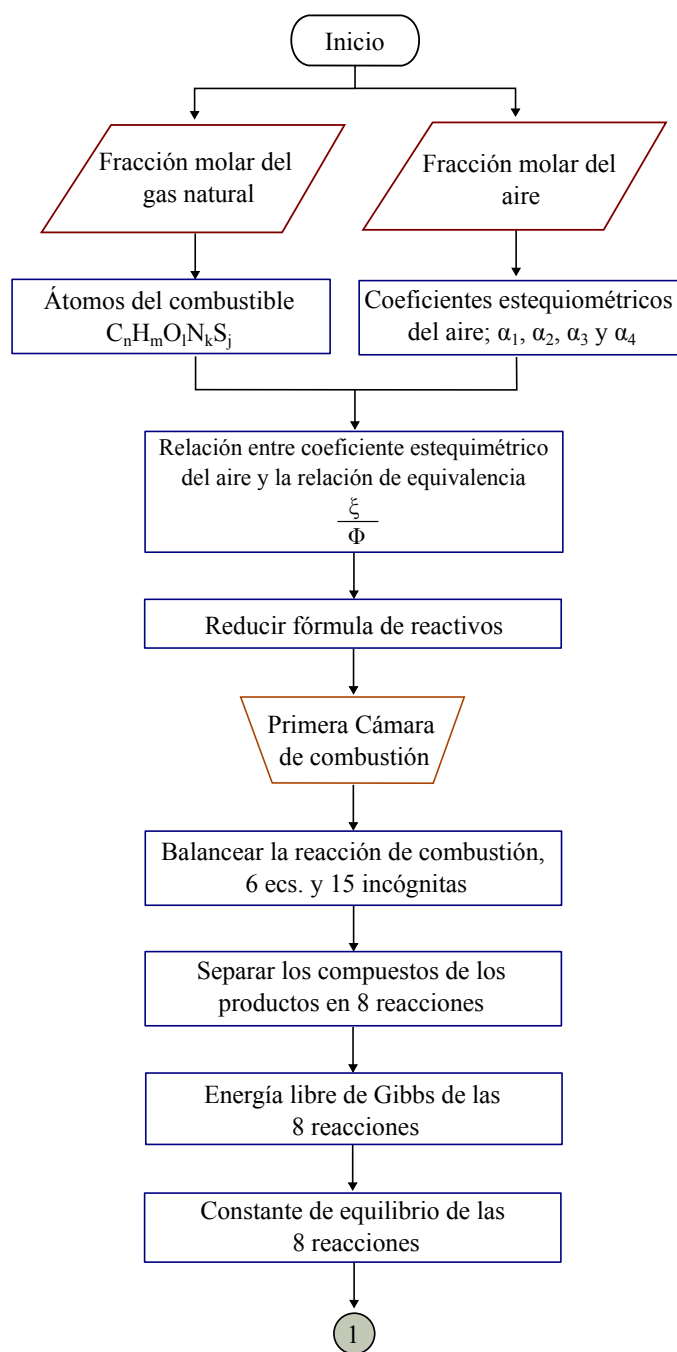


Figura B.1: Diagrama de flujo de la primera cámara de combustión. Parte 1.

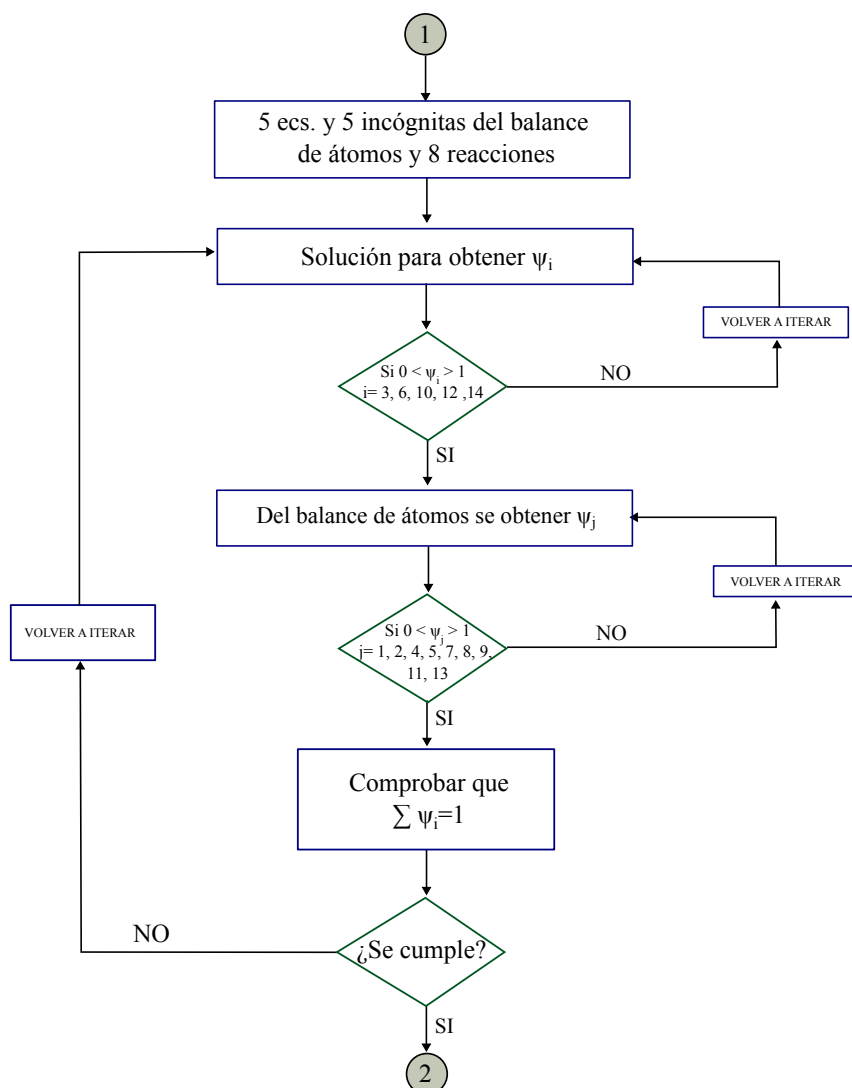


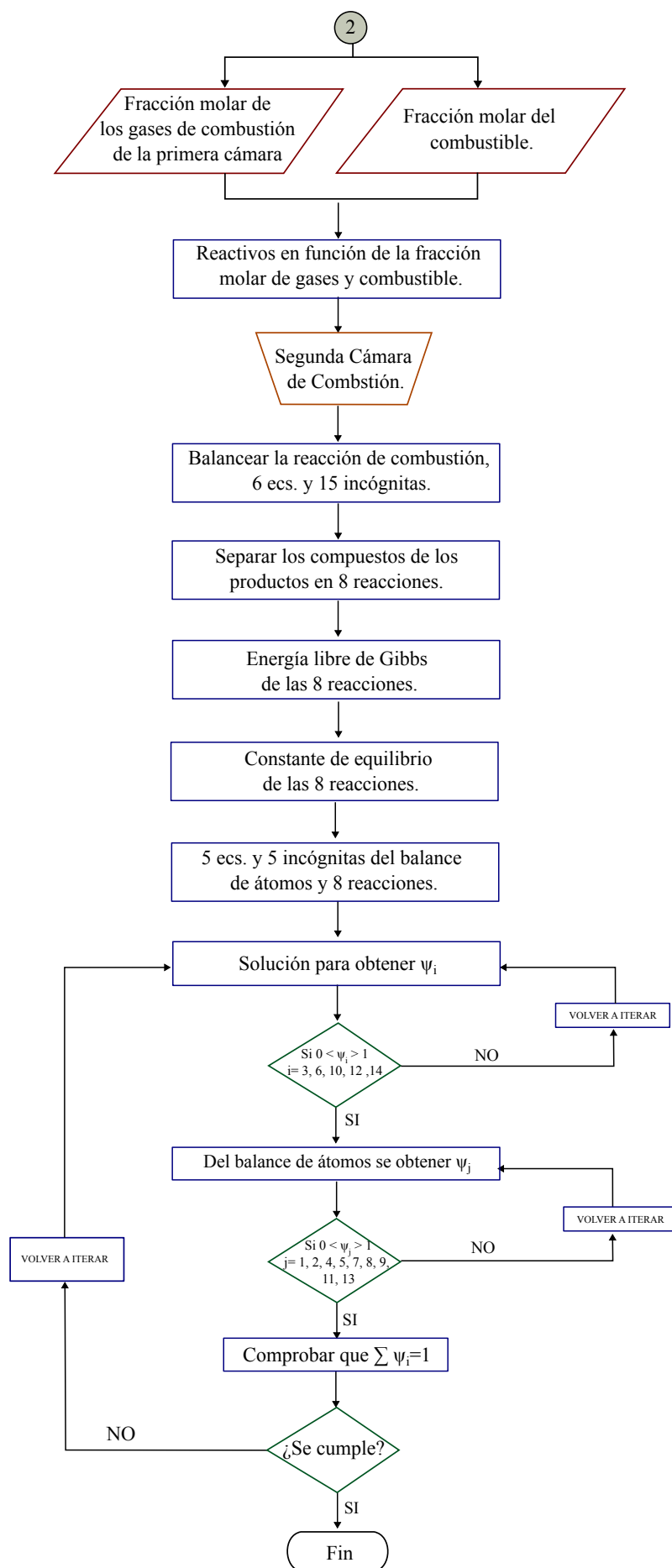
Figura B.2: Diagrama de flujo de la primera cámara de combustión. Parte 2.

En la segunda cámara de combustión, entra el flujo de gases de combustión provenientes de la primera cámara junto con un flujo adicional de combustible. Este combustible posee exactamente las mismas características que el que entro inicialmente en la primera cámara de combustión, lo que significa que tienen los mismos componentes químicos y las mismas fracciones molares de cada uno de sus componentes. Estos dos componentes reaccionan entre si para obtener la segunda mezcla de gases de combustión.

La única diferencia principal entre la primera y la segunda cámara de combustión radica en la reducción de la forma de los reactivos, determinada por la composición de los gases de combustión provenientes de la primera cámara y el combustible añadido en la segunda.

Para obtener la fórmula reducida, se disocian los elementos presentes en los productos de la primera cámara, que luego se incorporan como parte de los reactivos. Posteriormente, se agrupan los términos correspondientes al combustible y a los gases de combustión para describir con mayor precisión la mezcla reactiva.

En la Fig. (B.3) se muestra el diagrama de flujo que representa este proceso en la segunda cámara de combustión.

Figura B.3: Diagrama de flujo de la CC₂.

B.1. Solución numérica de la combustión secuencial

Como se mostró en el Capítulo 3, los sistemas de ecuaciones del primer y segundo proceso de combustión son no lineales. Por esta razón, se utiliza 'The Julia Programming Language' para resolver el sistema de ecuaciones.

El código que se construyó para resolver el sistema de ecuaciones de ambos procesos de combustión se muestra a continuación

```
# PRIMERA CÁMARA DE COMBUSTIÓN
```

```
# ELEMENTOS
```

```
elementos = ["C", "H", "O", "N", "S", "Ar"]
```

```
# PM_elementos (kg/kmol)
```

```
PM = [12.0116, 1.0078, 15.999, 14.0067, 32.065, 39.948]
```

```
# Resultados println("PM (kg/kmol)=")
```

```
println(PM)
```

```
println("Resultado tiene ", size(PM, 1), " filas y ", size(PM, 2), " columnas.")
```

```
# PROPIEDADES DEL AIRE
```

```
composición_aire = ["O2", "N2", "Ar", "CO2", "H2O"]
```

```
# C H O N S Ar _aire
```

```
# Para el PM por composición
```

```
PM_composicion_aire = CHONSAr_aire * PM
```

```
# Resultados de PM_composicion
```

```
println(PM_composicion_aire)
```

```
println("Resultado tiene ", size(PM_composicion_aire, 1), " filas y ",
```

```
size(PM_composicion_aire, 2), " columnas.")
```

```
# Fracciones molares en porcentaje y fracción molar
```

```
x_porcentaje_aire = [20.94, 78.08, 0.93, 0.05, 0.0]
```

```
x_fraccion_aire = [0.2094, 0.7808, 0.0093, 0.0005, 0.0]
```

```
# Transponer x_fraccion para que sea un vector columna
```

```
x_fraccion_columna_aire = reshape(x_fraccion_aire, length(x_fraccion_aire), 1)
```

```
# Para el PM por fracción
```

```
PM_fraccion_aire = PM_composicion_aire .* x_fraccion_columna_aire[:, 1]
```

```
# Mostrar el resultado para PM_fraccion
```

```
println("PM_fraccion_aire (kg/kmol)=")
```

```
println(PM_fraccion_aire)
```

```

println("Resultado tiene ", size(PM_fraccion_aire, 1), " filas y ",
size(PM_fraccion_aire, 2), " columnas.")

# Sumar los valores de PM_fraccion para obtener el PM del aire
PM_aire = sum(PM_fraccion_aire)

# Mostrar el resultado total
println("PM_aire (kg/kmol) = ", PM_aire)

#PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE (GAS NATURAL)
composición_aire = ["CH4", "C2H6", "C3H8", "iC4H10", "nC4H10", "iC5H12", "nC5H12",
"C6H6", "C6H14", "2C6H14", "3C6H14", "N2", "H2S", "CO2"]

# C H O N S Ar _GN

# Para el PM por composición
PM_composicion_GN = CHONSAr_GN * PM

# Mostrar el resultado para PM_composicion
println("PM_composicion_GN (kg/kmol)=")
println(PM_composicion_GN)
println("Resultado tiene ", size(PM_composicion_GN, 1), " filas y ",
size(PM_composicion_GN, 2), " columnas.")

# Fracciones molares en porcentaje y fracción molar
x_porcentaje_GN = [83.877, 13.999, 0.977, 0.1078, 0.2549, 0.0588, 0.0784, 0.0106, 0.1275,
0.0098, 0.0098, 0.3912, 0.0002, 0.098]
x_fraccion_GN = [0.83877, 0.13999, 0.00977, 0.001078, 0.002549, 0.000588, 0.000784,
0.000106, 0.001275, 0.000098, 0.000098, 0.003912, 0.000002, 0.00098]

# Transponer x_fraccion para que sea un vector columna
x_fraccion_columna_GN = reshape(x_fraccion_GN, length(x_fraccion_GN), 1)

# Para el PM por fracción
PM_fraccion_GN = PM_composicion_GN .* x_fraccion_columna_GN[:, 1]

# Mostrar el resultado para PM_fraccion
println("PM_fraccion_GN (kg/kmol)=")
println(PM_fraccion_GN)
println("Resultado tiene ", size(PM_fraccion_GN, 1), " filas y ",
size(PM_fraccion_GN, 2), " columnas")

# Sumar los valores de PM_fraccion para obtener el PM del GN
PM_GN = sum(PM_fraccion_GN)

# Mostrar el resultado total
println("PM_GN (kg/kmol) = ", PM_GN)

```

```

# Importar el paquete necesario
using DelimitedFiles

# PASO 1: Determinar n, m, l, k, j, q

# Multiplicar CHONSAr_GN y x_fraccion_GN
atomos_GN = CHONSAr_GN' * x_fraccion_GN

# Mostrar n, m, l, k, j, q
println("Resultado de la multiplicación CHONSAr_GN y x_fraccion_GN:")
println(atomos_GN)
println("Dimensiones del resultado: ", size(atomos_GN, 1), " filas y ",
size(atomos_GN, 2), " columnas.")

# Asignar los resultados a las variables n, m, l, k, j, q
n, m, l, k, j, q = atomos_GN[:, 1]
println("n = ", n)
println("m = ", m)
println("l = ", l)
println("k = ", k)
println("j = ", j)
println("q = ", q)

# Guardar las soluciones en el archivo valores.txt
ruta_archivo = "valores.txt"
open(ruta_archivo, "w") do archivo
writedlm(archivo, [
    "n = $n",
    "m = $m",
    "l = $l",
    "k = $k",
    "j = $j",
    "q = $q"
])
end
println("Resultados guardados en $ruta_archivo")

# PASO 2. Determinar la composición del aire relativa a un mol de oxígeno en
el aire seco o aire húmedo

# Asignar los valores a las variables correspondientes
x_O2, x_N2, x_Ar, x_CO2, x_H2O = x_fraccion_aire
 $\alpha_{O2} = x_{O2} / x_{O2}$ 
 $\alpha_1 = x_{N2} / x_{O2}$ 
 $\alpha_2 = x_{Ar} / x_{O2}$ 
 $\alpha_3 = x_{CO2} / x_{O2}$ 
 $\alpha_4 = x_{H2O} / x_{O2}$ 

```

PASO 3. Obtener el coeficientes estequiométricos del aire

$$\xi = n + (m/4) + j - (1/2)$$

$$\phi = 1$$

$$r = \xi / \phi$$

PASO 4. Determinar los coeficientes del aire r,r1,r2,r3,r4 para obtener la forma reducida de los reactivos [CHONSAr]

$$r_1 = n + (r^* \alpha_3)$$

$$r_2 = m + (2^* r^* \alpha_4)$$

$$r_3 = (1/2) + r + (r^* \alpha_3) + (1/2^* r^* \alpha_4)$$

$$r_4 = (k/2) + (r^* \alpha_1)$$

$$r_5 = j$$

$$r_6 = (r^* \alpha_2)$$

PASO 5. Plantear la ecuación de combustión de la reacción de combustión

C: $C = r_1$

H: $H = r_2$

O: $O = 2^* r_3$

N: $N = 2^* r_4$

S: $S = r_5$

Ar: $Ar = r_6$

#PASO 6. Determinar la energía libre de Gibbs estandar en los productos

#G1 $1/2 \text{ H}_2 \longrightarrow 1 \text{ H}$

#G2 $1/2 \text{ O}_2 \longrightarrow 1 \text{ O}$

#G3 $1/2 \text{ N}_2 \longrightarrow 1 \text{ N}$

#G4 $1/2 \text{ H}_2 + 1/2 \text{ O}_2 \longrightarrow 1 \text{ OH}$

#G5 $1/2 \text{ O}_2 + 1/2 \text{ N}_2 \longrightarrow 1 \text{ NO}$

#G6 $1 \text{ H}_2 + 1/2 \text{ O}_2 \longrightarrow 1 \text{ H}_2\text{O}$

#G7 $1 \text{ CO} + 1/2 \text{ O}_2 \longrightarrow 1 \text{ CO}_2$

#G8 $1 \text{ SO} + 1/2 \text{ O}_2 \longrightarrow 1 \text{ SO}_2$

$$G1 = 134.7735833631423$$

$$G2 = 150.99738557801146$$

$$G3 = 377.2716866872169$$

$$G4 = 13.82154219176589$$

$$G5 = 70.68519987014284$$

$$G6 = -161.6598942186959$$

$$G7 = -142.90919661840712$$

$$G8 = -179.3498588580619$$

DATOS A LA SALIDA DEL PROCESO DE COMPRESIÓN

$$T_c = 1250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_k = T_c + 273.15 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$R_u = 8.3145 \text{ } \text{kJ/molK}$$

$$K_H = \exp(-G1^*1000/(T_k^*R_u))$$

$$K_O = \exp(-G2^*1000/(T_k^*R_u))$$

```

KN=exp(-G3*1000/(Tk*Ru))
KOH=exp(-G4*1000/(Tk*Ru))
KNO=exp(-G5*1000/(Tk*Ru))
KH2O=exp(-G6*1000/(Tk*Ru))
KCO2=exp(-G7*1000/(Tk*Ru))
KSO2=exp(-G8*1000/(Tk*Ru))

```

```

# PASO 8. De las constantes de equilibrio se despeja las fracciones molares
Pb=29.485575 #bar
Pa=Pb/0.986923 #atm

```

```

C1=KCO2*(Pa^0.5)
C2=KH2O*(Pa^0.5)
C5=KSO2*(Pa^0.5)
C7=KH*(Pa^-0.5)
C8=KO*(Pa^-0.5)
C9=KN*(Pa^-0.5)
C11=KOH
C13=KNO

```

```

# PASO 9. Del paso 5 se obtiene  $\chi_4$  y  $\chi_{15}$ 
#  $\chi_4 = r_6/r_1 (\chi_1 + \chi_{12})$  —  $r_6/r_1=A$ 
#  $\chi_{15} = 1/r_1 (\chi_1 + \chi_{12})$  —  $r_6/r_1=B$ 
A=r_6/r_1
B=1 ./r_1

```

```

# PASO 10. Sustituyendo  $\chi_{15}$  en el PASO 5
Z1=r_2*B
Z2=r_3 * B
Z3=r_4*B
Z4=S*B
Z5 = r_6 / r_1

```

```

using JuMP, Ipopt
using DelimitedFiles

```

```

# PRIMER MODELO
model = Model(Ipopt.Optimizer)

```

```

# Definir variables con restricciones
@variable(model, 0 <= x3 <= 1, start = 0.0)
@variable(model, 0 <= x6 <= 1, start = 0.0)
@variable(model, 0 <= x10 <= 1, start = 0.0)
@variable(model, 0 <= x12 <= 1, start = 0.0)
@variable(model, 0 <= x14 <= 1, start = 0.0)

```

```

# Ecuaciones
@NLconstraint(model, 2 * C2 * x10 *

```

```

x14^0.5 + C7 * x10^0.5 + 2 * x10 + C11 * x10^0.5 * x14^0.5 - Z1 * C1 * x12 * x14^0.5
- Z1 * x12 == 0)
@NLconstraint(model, 2 * C1 * x12 * x14^0.5 + C2 * x10 * x14^0.5 + 2 * C5 * x6 *
x14^0.5 + x6 + C8 * x14^0.5 + C11 * x10^0.5 * x14^0.5 + x12 + C13 * x3^0.5 * x14^0.5
+ 2 * x14 - 2 * Z2 * C1 * x12 * x14^0.5 - 2 * Z2 * x12 == 0)
@NLconstraint(model, 2 * x3 + C9 * x3^0.5 + C13 * x3^0.5 * x14^0.5 - 2 * Z3 * C1 *
x12 * x14^0.5 - 2 * Z3 * x12 == 0)
@NLconstraint(model, x6 * x14^0.5 * C5 - Z4 * C1 * x12 * x14^0.5 - Z4 * x12 == 0)
@NLconstraint(model, C1 * x12 * x14^0.5 + C2 * x10 * x14^0.5 + x3 + Z5 * C1 * x12
*x14^0.5 + Z5 * x12 + C5 * x6 * x14^0.5 + x6 + C7 * x10^0.5 + C8 * x14^0.5 + C9 *
x3^0.5 + x10 + C11 * x10^0.5 * x14^0.5 + x12 + C13 * x3^0.5 * x14^0.5 + x14 - 1 == 0)

# Función objetivo (trivial)
@objective(model, Min, 0)

# Resolver el modelo
optimize!(model)

# Obtener resultados del primer modelo
x3_modulo1 = value(x3)
x6_modulo1 = value(x6)
x10_modulo1 = value(x10)
x12_modulo1 = value(x12)
x14_modulo1 = value(x14)

# Guardar las soluciones en el archivo modelo1.txt
ruta_archivo = "modelo1.txt"
open(ruta_archivo, "w") do archivo
writedlm(archivo, [
"x3 = $x3_modulo1",
"x6 = $x6_modulo1",
"x10 = $x10_modulo1",
"x12 = $x12_modulo1",
"x14 = $x14_modulo1"
]) end
println("Resultados guardados en $ruta_archivo")

# SEGUNDO MODELO
model2 = Model(Ipopt.Optimizer)

# Restricciones
@variable(model2, 0 <= x1 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x2 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x5 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x7 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x8 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x9 <= 1)
@variable(model2, 0 <= x11 <= 1)

```

```

@variable(model2, 0 <= x13 <= 1)

# Ecuaciones
@NLconstraint(model2, x12_modulo1 * (x14_modulo1^0.5) * C1 == x1)
@NLconstraint(model2, x10_modulo1 * (x14_modulo1^0.5) * C2 == x2)
@NLconstraint(model2, x6_modulo1 * (x14_modulo1^0.5) * C5 == x5)
@NLconstraint(model2, C7 * (x10_modulo1^0.5) == x7)
@NLconstraint(model2, C8 * (x14_modulo1^0.5) == x8)
@NLconstraint(model2, C9 * (x3_modulo1^0.5) == x9)
@NLconstraint(model2, (x10_modulo1^0.5) * (x14_modulo1^0.5) * C11 == x11)
@NLconstraint(model2, (x3_modulo1^0.5) * (x14_modulo1^0.5) * C13 == x13)

# Función objetivo (trivial)
@objective(model2, Min, 0)

# Resolver el modelo
optimize!(model2)

# Obtener resultados del segundo modelo
x1_modulo2 = value(x1)
x2_modulo2 = value(x2)
x5_modulo2 = value(x5)
x7_modulo2 = value(x7)
x8_modulo2 = value(x8)
x9_modulo2 = value(x9)
x11_modulo2 = value(x11)
x13_modulo2 = value(x13)

# Guardar las soluciones en el archivo modelo2.txt
ruta_archivo = "modelo2.txt"
open(ruta_archivo, "w") do archivo
writelm(archivo, [
"x1 = $x1_modulo2",
"x2 = $x2_modulo2",
"x5 = $x5_modulo2",
"x7 = $x7_modulo2",
"x8 = $x8_modulo2",
"x9 = $x9_modulo2",
"x11 = $x11_modulo2",
"x13 = $x13_modulo2"
])
end
println(Resultados guardados en $ruta_archivo")

# TERCER MODELO
model3 = Model(Ipopt.Optimizer)

# Definir la variable

```

```

@variable(model3, 0 <= x4 <= 1)

# Definir la restricción usando resultados de los otros modelos
@NLconstraint(model3, Z5 * (x1_modulo2 + x12_modulo1) == x4)

# Función objetivo (trivial)
@objective(model3, Min, 0)

# Resolver el modelo
optimize!(model3)

# Obtener el resultado del tercer modelo
x4_modulo3 = value(x4)

# Guardar la solución en el archivo modelo3.txt
ruta_archivo = "modelo3.txt"
open(ruta_archivo, "w") do archivo
writedlm(archivo, ["x4 = $x4_modulo3"])
end
println(Resultado guardado en $ruta_archivo)

```

SEGUNDA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Se repiten los mismos pasos, solo cambia en los coeficientes estequiometricos de los reactivos

```

using DelimitedFiles
using JuMP
using Ipopt

# Ruta al archivo de valores
ruta_archivo_valores = "valores.txt"
ruta_archivo_modelo1 = "modelo1.txt"
ruta_archivo_modelo2 = "modelo2.txt"
ruta_archivo_modelo3 = "modelo3.txt"

# Leer el archivo de valores
datos = readldm(ruta_archivo_valores, 'n', String)

# Crear un diccionario para almacenar las variables
variables = Dict{String, Float64}()

# Cargar las variables
for linea in datos
clave, valor = split(linea, "=")

```

```

variables[strip(clave)] = parse(Float64, strip(valor)) end

# Asignar las variables desde el diccionario
n = variables["n"]
m = variables["m"]
l = variables["l"]
k = variables["k"]
j = variables["j"]
q = variables["q"]

# Leer los resultados del primer modelo desde modelo1.txt
model1_results = readlm(ruta_archivo_modelo1, 'n', String)
x3_modulo1 = parse(Float64, split(model1_results[1], "=")[2])
x6_modulo1 = parse(Float64, split(model1_results[2], "=")[2])
x10_modulo1 = parse(Float64, split(model1_results[3], "=")[2])
x12_modulo1 = parse(Float64, split(model1_results[4], "=")[2])
x14_modulo1 = parse(Float64, split(model1_results[5], "=")[2])

# Leer los resultados del segundo modelo desde modelo2.txt
model2_results = readlm(ruta_archivo_modelo2, 'n', String)
x1_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[1], "=")[2])
x2_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[2], "=")[2])
x5_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[3], "=")[2])
x7_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[4], "=")[2])
x8_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[5], "=")[2])
x9_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[6], "=")[2])
x11_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[7], "=")[2])
x13_modulo2 = parse(Float64, split(model2_results[8], "=")[2])

# Leer el resultado del tercer modelo desde modelo3.txt
model3_results = readlm(ruta_archivo_modelo3, 'n', String)
x4_modulo3 = parse(Float64, split(model3_results[1], "-")[2])

# PASO 1.1. Determinar los coeficientes del aire v1, v2, v3, v4, v5, v6 para obtener la
forma reducida de los reactivos [CHONSAr]
v1 = n + x1_modulo2 + x12_modulo1
v2 = m + (2 * x2_modulo2) + x7_modulo2 + (2 * x10_modulo1) + x11_modulo2
v3 = (l/2) + x1_modulo2 + (x2_modulo2/2) + x5_modulo2 + (x6_modulo1/2) + (x8_modulo2/2)
+ (x11_modulo2/2) + (x12_modulo1/2) + (x13_modulo2/2) + x14_modulo1
v4 = (k/2) + x3_modulo1 + (x9_modulo2/2) + (x13_modulo2/2)
v5 = j + x5_modulo2 + x6_modulo1
v6 = x4_modulo3

```

NOTA: El resto de los pasos se hacen de forma similar, sólo en cada módulo se debe cambiar a 4, 5 y 6 para poder resolver el sistema de ecuaciones y el balance de átomos.

APÉNDICE

C

FUNDAMENTOS EXERGEOECONÓMICOS

En el Capítulo (6) se establecieron las bases para realizar un estudio exergoeconómico para cualquier sistema térmico, tomando como caso de estudio la Turbina de gas GT24. Sin embargo, en dichas bases exergoeconómicas, algunas expresiones no presentan una demostración detallada de su origen. Por ello, el propósito de este apéndice es exponer el desarrollo de dichas expresiones.

La base del estudio exergoeconómico se fundamenta en el modelo FPR, éste expresa a la relación entre las variables exergoeconómicas, el recurso externo proveniente del ambiente y la eficiencia exergética de los equipos productivos. Las variables exergoeconómicas incluyen a los costos exergéticos del recurso, producto y residuo y a los costos exergéticos unitarios y el consumo exergético.

Uno de los elementos fundamentales para implementar el modelo FPR consiste en transformar la estructura física de un sistema en una estructura productiva, que permite organizar los equipos de un sistema de acuerdo a su propósito productivo y analizar cómo se relacionan entre sí mediante corrientes exergéticas. Además, sirve como una herramienta de representación, en la que se identifican y caracterizan a las corrientes de exergía que operan como recursos, productos o residuos. También se muestra cómo dos o más corrientes de exergía, se pueden combinar para crear una nueva corriente que sirva como recurso, para uno o varios equipos ubicados en etapas posteriores. Adicionalmente, la estructura productiva muestra la división o bifurcación de los productos generados por un equipo, serán utilizados como recurso en otros equipos productivos dentro del sistema. Al convertir el esquema físico de cualquier sistema térmico en una estructura productiva, resulta esencial identificar las corrientes de exergía que comparten una calidad termodinámica similar. Esto ayuda a distinguir claramente las diferentes formas de exergía, como las corrientes de exergía de la materia, potencia y calor, con el objetivo de garantizar un análisis detallado y coherente de los flujos de exergía dentro del sistema térmico.

En términos generales, la representación FPR se interpreta como, el producto del componente i -ésimo que sirve como recurso del j -ésimo componente, como se muestra en la Fig. (C.1).

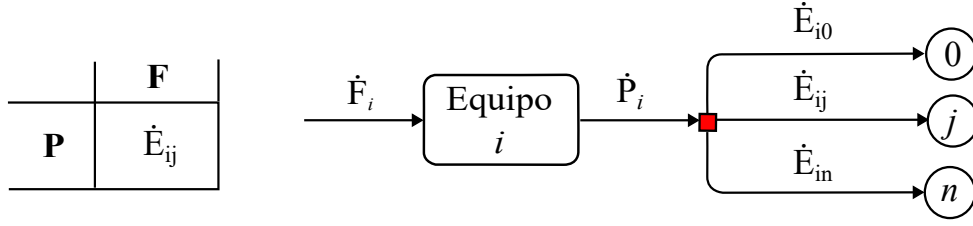


Figura C.1: Representación general del modelo FPR.

C.1. Demostración de las corrientes exergéticas

De manera general, las expresiones para determinar a las corrientes exergéticas del recurso, producto, residuo e irreversibilidad se expresan de forma escalar. Sin embargo, en sistemas complejos, el uso de escalares se puede volver difícil de manejar. Por esta razón, estas expresiones se reescriben en forma matricial, como se establece en la ec. (6.24). A continuación, se muestra el origen de estas expresiones.

- Demostración: $\mathbf{P} = \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e$ donde $\langle \mathbf{P} | = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{F} \mathbf{P} \rangle)^{-1}$

Partiendo de la expresión

$$\mathbf{F}_e = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{F} \mathbf{P} \rangle) \mathbf{P}$$

Aplicando la inversa, se obtiene la matriz del producto

$$\mathbf{P} = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{F} \mathbf{P} \rangle)^{-1} \mathbf{F}_e$$

Haciendo un cambio de variable

$$\langle \mathbf{P} | = (\mathbf{K}_D - \langle \mathbf{F} \mathbf{P} \rangle)^{-1}$$

Sustituyendo el cambio de variable del producto, $\mathbf{P}$, en su forma matricial se reescribe como

$$\mathbf{P} = \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e$$

- Demostración: $\mathbf{F} = \langle \mathbf{F} | \mathbf{F}_e$ donde $\langle \mathbf{F} | = \mathbf{K}_D \langle \mathbf{P} |$

Partiendo de la expresión

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_D \mathbf{P}$$

Sustituyendo la expresión de $\mathbf{P}$, se tiene que

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_D \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e$$

Haciendo un cambio de variable

$$\langle \mathbf{F} | = \mathbf{K}_D \langle \mathbf{P} |$$

Sustituyendo el cambio de variable en $\mathbf{F}$ se obtiene

$$\mathbf{F} = \langle \mathbf{F} | \mathbf{F}_e$$

■ Demostración: $\mathbf{R} = \langle \mathbf{R} | \mathbf{F}_e$ donde $\langle \mathbf{R} | = \langle \mathbf{R} \mathbf{P} \rangle \langle \mathbf{P} |$

Partiendo de la expresión

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{R} \mathbf{P} \rangle \mathbf{P}$$

Sustituyendo la matriz del producto en la matriz del residuo, se tiene

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{R} \mathbf{P} \rangle \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e$$

Haciendo un cambio de variable

$$\langle \mathbf{R} | = \langle \mathbf{R} \mathbf{P} \rangle \langle \mathbf{P} |$$

Sustituyendo el cambio de variable en $\mathbf{R}$ se tiene que

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{R} | \mathbf{F}_e$$

■ Demostración: $\mathbf{I} = \langle \mathbf{I} | \mathbf{F}_e$ donde $\langle \mathbf{I} | = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \langle \mathbf{P} |$

Partiendo del balance general $\mathbf{I} = \mathbf{F} - \mathbf{P}$, y sustituyendo la matriz del recurso $\mathbf{F} = \langle \mathbf{K}_D \rangle \mathbf{P}$, el balance general se expresa como

$$\mathbf{I} = \mathbf{K}_D \mathbf{P} - \mathbf{P}$$

Sustituyendo la matriz del producto

$$\mathbf{I} = \mathbf{K}_D \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e - \langle \mathbf{P} | \mathbf{F}_e$$

Factorizando el recurso externo, $\mathbf{F}_e$, y el operador del producto $\langle \mathbf{P} |$ se obtiene que la matriz de la irreversibilidad se expresa como

$$\mathbf{I} = \mathbf{F}_e [(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \langle \mathbf{P} |]$$

donde, $\mathbf{U}_D$ es una matriz identidad.

$$\mathbf{I} = \mathbf{F}_e [(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \langle \mathbf{P} |]$$

Haciendo un cambio de variable, para definir el operador de la irreversibilidad

$$\langle \mathbf{I} | = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \langle \mathbf{P} |$$

Sustituyendo el operador $\langle \mathbf{I} |$ en la matriz de la irreversibilidad

$$\mathbf{I} = \langle \mathbf{I} | \mathbf{F}_e$$

C.2. Demostraciones de los costos exergéticos

De manera similar a las expresiones para determinar a las corrientes exergéticas del recurso, producto y residuo, los costos exergéticos también se definen en forma escalar. Los escalares de los costos exergéticos se presentan en la ec. (6.20). Sin embargo, para sistemas complejos el definir expresiones escalares no será de gran ayuda, por eso es necesario establecer expresiones matriciales para los costos exergéticos como se muestra en la ec. (6.32).

La deducción de las expresiones matriciales de los costos exergéticos se muestran a continuación

- Demostración: $\mathbf{F}^* = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^*$

Partiendo de la definición del costo exergético unitario

$$k_{ji}^* = k_{P,j}^* = \frac{E_{ji}^*}{\dot{E}_{ji}}$$

De acuerdo con la proposición 3, el costo exergético unitario del producto es igual al costo exergético unitario del flujo de exergía, $\dot{E}_{ji}^*$.

$$\frac{E_{ji}^*}{\dot{E}_{ji}} = \frac{P_j^*}{\dot{P}_j}$$

Despejando el costo exergético $\dot{E}_{ji}^*$ se tiene que

$$E_{ji}^* = \dot{E}_{ji} \left(\frac{P_j^*}{\dot{P}_j} \right)$$

El coeficiente de distribución para el recurso del j-ésimo equipo se expresa como

$$\phi_{ij} = \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_j}$$

Entonces, el costo exergético E_{ji}^* es

$$E_{ji}^* = \phi_{ij} P_j^*$$

Para determinar el costo exergético del recurso

$$F_i^* = E_{0i}^* + \sum_{j=1}^n E_{ji}^*$$

Sustituyendo el costo exergético E_{ji}^* en el costo exergético del recurso F_i^*

$$F_i^* = E_{0i}^* + \sum_{j=1}^n \phi_{ij} P_j^*$$

Reescribiendo la expresión anterior en su forma matricial, el costo exergético del recurso se expresa como

$$\mathbf{F}^* = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^*$$

■ Demostración: $\mathbf{R}^* = \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^*$

Partiendo de la expresión

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n R_{ji}^*$$

El costo exergético unitario del residuo se define como

$$k_{ji}^* = \frac{R_{ji}^*}{\dot{R}_{ji}}$$

Reescribiendo el costo exergético del residuo en función del costo exergético unitario

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n k_{ji}^* \dot{R}_{ji}$$

Por la proposición 3, el costo exergético unitario del residuo del j-ésimo equipo es igual al costo exergético del producto de j-ésimo equipo, es decir

$$k_{ji}^* = \frac{R_{ji}^*}{\dot{R}_{ji}} = \frac{P_j^*}{\dot{P}_j}$$

Sustituyendo el costo exergético unitario del residuo del j-ésimo equipo en el costo exergético del residuo

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ji} \frac{P_j^*}{\dot{P}_j}$$

Pero la definición del coeficientes de distribución del recurso imputado al j-ésimo equipo es

$$\psi_{ij} = \frac{\dot{R}_{ji}}{\dot{P}_j}$$

Entonces, el costo exergético del residuo se expresa como

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n \psi_{ij} P_j^*$$

Por lo tanto, el costo exergético del residuo expresado de forma matricial se escribe como

$$\mathbf{R}^* = \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^*$$

■ Demostración: $\mathbf{P}^* = \langle \mathbf{P}^* | \mathbf{F}_e \rangle$ donde $\langle \mathbf{P}^* | = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle)^{-1}$

Pariendo del balance general del costo exergético

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}^* + \mathbf{R}^*$$

Sustituyendo las expresiones matriciales del recurso y residuo en el balance general de costo exergético

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^* + \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^*$$

Despejando el recurso externo $\mathbf{F}_e$

$$\mathbf{F}_e = \mathbf{P}^* - \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^* - \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^*$$

Factorizando el costo exergético del producto, se obtiene el costo exergético del recurso externo

$$\mathbf{F}_e = \mathbf{P}^* [\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle]$$

$$\mathbf{F}_e = \mathbf{P}^* [\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle]$$

Al aplicar a la inversa la expresión anterior, se despeja el costo exergético del producto

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}_e [\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle]^{-1}$$

Haciendo un cambio de variable para definir el operador del costo exergético del producto

$$\langle \mathbf{P}^* | = [\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle]^{-1}$$

Entonces, la representación matricial del costo exergético del producto es

$$\mathbf{P}^* = \langle \mathbf{P}^* | \mathbf{F}_e$$

C.3. Costos de instalación

Para evaluar los costos exergoeconómicos o los costos económicos en términos de exergía de un sistema térmico, generalmente se consideran dos tipos de elementos: los costos de adquisición y los costos del recurso externo consumido. Los costos de adquisición incluyen a los costos de compra de los equipos, así como a los costos asociados a su amortización y mantenimiento; por otra parte, el costo del recurso externo corresponde al gasto en combustible utilizado en el sistema.

Para conocer los costos de adquisición de cada componente, se calcula en unidades monetarias por unidad de tiempo (Moneda/tiempo). Para determinar los costos de adquisición por equipo, que incluyen los costos de inversión, amortización y mantenimiento, se combinan en la siguiente expresión

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i A \varphi}{N}$$

donde

- Z_i , Costo de adquisición por equipo (Dólar, \$; Euro, €; Libra esterlina, £; etc.).

- A , Factor de amortización o factor de recuperación de capital anual.
- φ , Factor de mantenimiento.
- N , Número de horas de operación por año.

Un aspecto fundamental para entender los costos de adquisición es conocer cómo se distribuye la inversión a lo largo de la vida útil de cada equipo. El factor de amortización juega un papel clave en esta distribución, ya que representa la cantidad que se carga a los gastos en un período determinado. Esto refleja el desgaste o la pérdida de valor del equipo a medida que se utiliza. El factor de amortización se expresa como

$$A = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

donde

- i , es la tasa de interés en %.
- n , representa la vida útil del equipo en años.

C.4. Caso de estudio

Retomando la definición del modelo FPR, el producto del i -ésimo componente puede ser utilizado como recurso de otro equipo productivo, como recurso total del sistema o bien forma parte del residuo que es enviado al medio ambiente. Estas transformaciones de las corrientes de materia de recurso a producto o residuo por equipo o el sistema en general se muestran en las ecs. (6.10), (6.11) y (6.12).

Para el caso de estudio de la Turbina de gas GT24, se toma como ejemplo al equipo 0, es decir, el medio ambiente, el producto total del equipo 0 está formado por el producto que proviene del medio ambiente y sirve como recurso al mismo equipo y el producto del medio ambiente que sirve como recurso para el resto de los equipos del sistema, por lo tanto, el producto total del equipo 0 se define como

$$P_0 = \dot{E}_{00} + \dot{E}_{01} + \dot{E}_{02} + \dot{E}_{03} + \dot{E}_{02}$$

Por otra parte, el recurso del equipo 0, se expresa como el producto que proviene del medio ambiente y sirve como recurso al mismo equipo más el producto de cada uno de los equipos del sistema que sirven como recurso al equipo 0

$$F_0 = \dot{E}_{00} + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{30} + \dot{E}_{40}$$

Para el resto de los equipos, en la Tabla (??) se muestra el recurso y producto de cada equipo que conforma la Turbina de gas secuencial.

Tabla C.1: Recurso y Producto asociados a la GT24.

Equipo	$\dot{F}$	$\dot{P}$
CC ₁	$\dot{E}_{01} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{31} + \dot{E}_{41} + \dot{E}_{51} + \dot{E}_{61}$	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16}$
C	$\dot{E}_{02} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{32} + \dot{E}_{42} + \dot{E}_{52} + \dot{E}_{62}$	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{26}$

CC ₂	$\dot{E}_{03} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{33} + \dot{E}_{43} + \dot{E}_{53} + \dot{E}_{63}$	$\dot{E}_{30} + \dot{E}_{31} + \dot{E}_{32} + \dot{E}_{33} + \dot{E}_{34} + \dot{E}_{35} + \dot{E}_{36}$
TAP	$\dot{E}_{04} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{34} + \dot{E}_{44} + \dot{E}_{54} + \dot{E}_{64}$	$\dot{E}_{40} + \dot{E}_{41} + \dot{E}_{42} + \dot{E}_{43} + \dot{E}_{44} + \dot{E}_{45} + \dot{E}_{46}$
TBP	$\dot{E}_{05} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{35} + \dot{E}_{45} + \dot{E}_{55} + \dot{E}_{65}$	$\dot{E}_{50} + \dot{E}_{51} + \dot{E}_{52} + \dot{E}_{53} + \dot{E}_{54} + \dot{E}_{55} + \dot{E}_{56}$
GE	$\dot{E}_{06} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{36} + \dot{E}_{46} + \dot{E}_{56} + \dot{E}_{66}$	$\dot{E}_{60} + \dot{E}_{61} + \dot{E}_{62} + \dot{E}_{63} + \dot{E}_{64} + \dot{E}_{65} + \dot{E}_{66}$

Según la estructura productiva de la GT24, no todos los equipos participan en la generación del recurso o producto del i -ésimo equipo. Para entender cómo se eliminan los flujos de exergía $\dot{E}_{ij}$ que no forman parte de $\dot{F}_i$ y $\dot{P}_i$, se toma como ejemplo el equipo 0 o el medio ambiente.

Para $i = 0$ y $j = 1, 2, 3, 4, 5$:

- El producto del componente 0 no es recurso del mismo equipo, es decir, $\dot{E}_{00} = 0$
- El producto del componente 0 es recurso del componente 1, es decir, $\dot{E}_{01} = \dot{E}_{comb, 1}$
- El producto del componente 0 no es recurso del componente 2, es decir, $\dot{E}_{02} = 0$
- El producto del componente 0 no es recurso del componente 3, es decir, $\dot{E}_{03} = \dot{E}_{comb, 2}$
- El producto del componente 0 no es recurso del componente 4, es decir, $\dot{E}_{04} = 0$
- El producto del componente 0 no es recurso del componente 5, es decir, $\dot{E}_{05} = 0$
- El producto del componente 0 no es recurso del componente 6, es decir, $\dot{E}_{06} = 0$

NOTA: Mediante el procedimiento descrito, se definen los elementos que conforman la matriz de adyacencia FPR. Para asignar las entradas de esta matriz, se aplica la metodología de recurso, producto y residuo, también conocida como FPR.

C.4.1. Modelos exergoeconómicos

Para llevar a cabo el estudio económico de la Turbogás GT24, es fundamental conocer los modelos matemáticos que determinan el costo de adquisición (Z_i) de cada equipo que compone el sistema. En la Tabla (C.2) se presentan los costos de adquisición del compresor, las dos cámaras de combustión y las turbinas de alta y baja presión (Sahu et al., 2017).

Tabla C.2: Costos de adquisición por equipo (Sahu et al., 2017).

Equipo	Costo de adquisición
Compresor	$Z_C = \left(\frac{c_{11}\dot{m}_{aire}}{c_{12} - \eta_{SIC}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
Primera cámara de combustión	$Z_{CC1} = \frac{c_{21}\dot{m}_{aire}}{c_{22} - \frac{P_3}{P_2}} [1 + \exp(c_{23}T_3 - c_{24})]$
Turbina de alta presión	$Z_{TAP} = \frac{c_{31}\dot{m}_{GC,1}}{c_{32} - \eta_{SIT}} \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) [1 + \exp(c_{33}T_3 - c_{34})]$

Cámara de combustión secuencial	$Z_{CC2} = \frac{c_{21}\dot{m}_{aire}}{c_{22} - \frac{P_5}{P_4}} [1 + \exp(c_{23}T_5 - c_{24})]$
Turbina de baja presión	$Z_{TBP} = \frac{c_{31}\dot{m}_{GC,2}}{c_{32} - \eta_{SIT}} \ln\left(\frac{P_5}{P_6}\right) [1 + \exp(c_{33}T_5 - c_{34})]$

Es fundamental notar que las expresiones, que representan a los costos de adquisición del compresor, de las dos cámaras de combustión, y de las turbinas de alta y baja presión dependen del flujo másico del aire, de los gases de combustión de ambas cámaras, de las eficiencias isoentrópicas, de la relación de presiones de cada equipo y de las constantes de adquisición. En la Tabla (C.3) se muestra las constantes de adquisición por equipo

Tabla C.3: Costos de adquisición por equipo (Sahu et al., 2017).

Equipo	Constantes de adquisición
Compresor	$c_{11} = 39.50 \text{ \$/ (kg/s)}$ $c_{12} = 0.9$
Cámara de combustión	$c_{21} = 25.65 \text{ \$/ (kg/s)}$ $c_{22} = 0.995$ $c_{23} = 0.018 \text{ K}^{-1}$ $c_{24} = 26.4$
Turbina	$c_{31} = 266.3 \text{ \$/ (kg/s)}$ $c_{32} = 0.920$ $c_{33} = 0.036 \text{ K}^{-1}$ $c_{34} = 54.4$

Para aplicar el análisis exergoeconómico a la Turbina de gas GT24 se tomaron algunos parámetros

- Para el costo del combustible, se consideró la región V del Índice de Referencia de Precios de Gas Natural. En el mes de octubre de 2024, el costo del combustible se establece en $2.85 \times 10^{-6} \text{ USD/kJ}$.
- Se consideraron 8000 horas de operación durante un año.
- El factor de amortización de 1.6 %.
- El interés es del 18 %.
- Se toma que la vida útil del sistema es de 20 años.



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00122

Matrícula: 2223804253

Análisis exergoeconómico
ambiental a la Turbina de
gas Alstom GT24

En la Ciudad de México, se presentaron a las 12:00 horas
del día 21 del mes de febrero del año 2025 en la Unidad
Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los
suscritos miembros del jurado:

DR. ALFONSO MAURICIO SALES CRUZ
DR. EDGAR VICENTE TORRES GONZALEZ
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de
Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen
de Grado cuya denominación aparece al margen, para la
obtención del grado de:

MAESTRA EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: MARIA FERNANDA GARCIA LOPEZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del
Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad
Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado
resolvieron:

Aprobar

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó a la
interesada el resultado de la evaluación y, en caso
aprobatorio, le fue tomada la protesta.

MARIA FERNANDA GARCIA LOPEZ
ALUMNA

REVISÓ

MTRA. ROSALIA SERRANO DE LA PAZ
DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

Roman Linares Romero
DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE

[Signature]
DR. ALFONSO MAURICIO SALES CRUZ

VOCAL

[Signature]
DR. EDGAR VICENTE TORRES GONZALEZ

SECRETARIO

[Signature]
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO