



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA  
UNIDAD IZTAPALAPA  
DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

POSGRADO DE CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO  
AMBIENTE)

---

---

**"DIAGNÓSTICO TERMOECONÓMICO AL CICLO COMBINADO  
TULA DE ALLENDE"**

---

---

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)**

**PRESENTA:**

**Ing. Eduardo González Peto**

**MATRICULA:**

2223803541

**CORREO:**

egopet.97@gmail.com

**DIRECTOR:**

Dr. Raúl Lugo Leyte

**CODIRECTORA:**

Dra. Helen Denise Lugo Méndez

**JURADO:**

Presidente: Dr. Juan José Ambriz García

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

Vocal: Dr. Edgar Vicente Torres González

Vocal: Dr. Sergio Castro Hernández

Iztapalapa, Ciudad de México, 3 de julio de 2025



---

## Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del SECIHTI y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. CVU 1256050 para el desarrollo de esta tesis.

Esta tesis fue desarrollada gracias al apoyo recibido del proyecto "*Diagnóstico termoeconómico al Ciclo Combinado Tula de Allende*" apoyado por *Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa*, según el convenio No. CVU 1256050

## Agradecimientos personales

**A mi familia:** Gracias a mi madre, María Elena, y a mi padre, José Jesús, por todas las enseñanzas a lo largo de mi vida, por todo el apoyo, la confianza y la comprensión que me han brindado. Gracias por motivarme a ser mejor y no rendirme. Sin ustedes, este proyecto no se habría podido realizar. Gracias por escucharme y aconsejarme en los momentos que más lo necesitaba, por todo el amor y cariño que me dan, por estar siempre conmigo y, sobre todo, gracias por no rendirse y enseñarme a ser la persona que hoy soy. Gracias a mi hermano Mario y a mi cuñada Katya por ser un gran ejemplo y motivarme a seguir adelante.

**Al Dr. Raúl Lugo Leyte y a la Dra. Helen Denise Lugo Méndez:** Gracias por su apoyo y por brindarme las herramientas necesarias para la realización de este proyecto. Agradezco las lecciones compartidas a lo largo de este proceso; estoy seguro de que jamás las olvidaré.

**Al M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco:** Gracias por todo su apoyo, comprensión y confianza a lo largo de esta etapa de mi vida.

**A mis amigos:** Muchas gracias a todos y cada uno de los *friends* que lograron que esta etapa fuera más amena. Gracias por ser ese apoyo y respaldo que necesité en momentos difíciles, por sus consejos y por todas esas palabras de consuelo que me ayudaron a no darme por vencido. Gracias a cada uno de ustedes: David, Ladislao, Pavel, Fabián, Moni, Araceli, Mauricio, Arturo, Cirilo, Charly, Mota, Cheo, Alonso, Reyna y Yael. Gracias a mis *friends* del PEMA: Huayra, Kevin, Fausto, Karina y Karla. Y a todos los demás amigos que contribuyeron de manera directa o indirecta en la realización de este proyecto: gracias.

**A la Universidad Autónoma Metropolitana:** Gracias a esta universidad por darme las herramientas y el conocimiento para formarme como maestro en ciencias.

## Comité tutorial

*Director:*

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

*Codirectora:*

**Dra. Helen Denise Lugo Méndez.** Departamento de Procesos y Tecnología. División de Ciencias Naturales e Ingeniería. 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

**ING. EDUARDO GONZÁLEZ PETO**

El día 3 de **Julio** del año **2025**

**Miembros del Jurado**

**Dr. Juan José Ambriz García**

*Presidente*

**M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco**

*Secretario*

**Dr. Edgar Vicente Torres González**

*Vocal*

**Dr. Sergio Castro Hernández**

*Vocal*





## Índice general

Agradecimientos .....	III
Agradecimientos personales .....	IV
Comité tutorial .....	V
Jurado .....	VII
Índice de figuras .....	XIII
Índice de tablas .....	XVII
Resumen .....	XXI
Nomenclatura .....	XXIII
Introducción .....	1

<b>Antecedentes</b> .....	<b>4</b>
<b>1</b> <b>Pregunta de investigación y objetivos</b> .....	<b>17</b>
1.1 <b>Pregunta de investigación</b> .....	<b>17</b>
1.2 <b>Objetivos</b> .....	<b>17</b>
1.2.1    Objetivo general .....	17
1.2.2    Objetivos particulares .....	17
<b>2</b> <b>Análisis energético</b> .....	<b>19</b>
2.1 <b>Tubina de gas</b> .....	<b>21</b>
2.1.1    Combustión .....	23
2.2 <b>Caldera de recuperación de calor</b> .....	<b>35</b>
2.2.1    Balances en la zona de alta presión .....	35
2.2.2    Balances en la zona de baja presión .....	38
2.3 <b>Turbina de vapor</b> .....	<b>40</b>
2.4 <b>Torre de enfriamiento</b> .....	<b>45</b>
<b>3</b> <b>Análisis exergético</b> .....	<b>53</b>
3.1 <b>Exergía física</b> .....	<b>57</b>
3.2 <b>Exergía asociada al flujo de calor y a la potencia</b> .....	<b>58</b>
<b>4</b> <b>Análisis Termoeconómico</b> .....	<b>63</b>
4.1 <b>Costos exergéticos</b> .....	<b>67</b>
4.2 <b>Representaciones FP y PF</b> .....	<b>76</b>
4.2.1    Representación FP .....	76
4.2.2    Representación PF .....	83
4.3 <b>Ecuaciones de costos exergéticos</b> .....	<b>89</b>
4.4 <b>La representación de la estructura productiva</b> .....	<b>95</b>

---

<b>5</b>	<b>Diagnóstico Termoeconómico</b>	<b>101</b>
5.1	Ahorro técnico de exergía	101
5.2	Impacto en el recurso	102
5.3	Análisis de la malfunción y la disfunción	105
<b>6</b>	<b>Caso de estudio</b>	<b>113</b>
6.1	Análisis energético	114
6.2	Análisis exergético	125
6.3	Análisis termoeconómico	133
6.4	Diagnóstico termoeconómico	156
<b>7</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>169</b>
<b>8</b>	<b>Referencias</b>	<b>171</b>
<b>A</b>	<b>Anexos</b>	<b>177</b>
A.1	Información técnica de la central de ciclo combinado "Tula de Allende"	177
A.2	Entalpía, entropía y calor específico a presión constante	179
A.2.1	Entalpía molar	179
A.2.2	Entropía molar	180
A.2.3	Calor específico a presión constante molar	180
A.3	Combustible	181
A.3.1	Composición química del combustible	181
A.3.2	Poder calorífico inferior del combustible	181
A.3.3	Temperatura de flama adiabática	182
A.4	Resultados del análisis energético	183





## Índice de figuras

1	Diagramas esquemáticos de arreglos de ciclos combinados . . . . .	7
2	Diagrama Temperatura contra entropía del ciclo combinado. . . . .	9
3	Diagramas de la turbina de gas simple con caldera de recuperación de calor. . . . .	11
2.1	Diagrama esquemático del ciclo combinado "Tula de Allende". . . . .	20
2.2	Diagrama Temperatura - Entropía de una turbina de gas simple . . . . .	22
2.3	Fracciones de aire seco y vapor de agua a diferentes humedades relativas . . . . .	25
2.4	Fracciones molares de los productos de combustión a diferentes humedades relativas . . . . .	29
2.5	Temperaturas de saturación a diferentes humedades relativas . . . . .	30
2.6	Flujos másicos del ciclo combinado . . . . .	36
2.7	Perfil de temperaturas de la caldera de recuperación de calor . . . . .	40
2.8	Diagrama Temperatura - entropía del ciclo Rankine del ciclo combinado "Tula de Allende" . . . . .	41
2.9	Carta psicrométrica a 1.01325 bar . . . . .	46
2.10	Diagrama temperatura contra entropía de saturación del aire . . . . .	47
2.11	Representación gráfica del rango y la temperatura de aproximación . . . . .	50
3.1	Representación gráfica de las componentes de la exergía en un volumen de control . . . . .	56

---

3.2	Diagrama exergía - entalpía de los ciclos termodinámicos del ciclo combinado . . . . .	58
3.3	Máquina térmica reversible . . . . .	59
3.4	Perfil exergético de la caldera de recuperación de calor . . . . .	61
4.1	Diagrama de Grassmann del compresor . . . . .	66
4.2	Representación gráfica del flujo de exergía y del costo exergético . . . . .	68
4.3	Sistema secuencial o encadenamiento de equipos. . . . .	70
4.4	Bloques del ciclo combinado "Tula de Allende" . . . . .	72
4.5	Estructura productiva de la Central de Ciclo Combinado "Tula de Allende" . . . . .	74
4.6	Diagrama de la distribución del costo exergético del producto . . . . .	75
4.7	Distribución del recurso del equipo $i$ . . . . .	76
4.8	Distribución del producto del equipo $i$ . . . . .	77
4.9	Forma gráfica de los coeficientes de distribución. . . . .	79
4.10	Forma gráfica de los coeficientes de recirculación . . . . .	84
4.11	Costos exergéticos unitarios del producto del elemento $j$ . . . . .	91
4.12	Costo exergético unitario de la propuesta 1 . . . . .	100
4.13	Costo exergético unitario de la propuesta 2 . . . . .	100
6.1	Bloque A del ciclo combinado "Tula de Allende" . . . . .	115
6.2	Comportamiento del exceso de aire con el flujo másico del aire, la eficiencia isoentrópica del compresor y la humedad relativa . . . . .	116
6.3	Comportamiento del exceso de aire con el flujo másico del combustible, la eficiencia isoentrópica del compresor y la humedad relativa . . . . .	116
6.4	Dependencia del flujo másico del aire y el trabajo motor en función de la relación de presiones del compresor y la eficiencia isoentrópica del compresor . . . . .	118
6.5	Dependencia del flujo másico del combustible y la eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor y la eficiencia isoentrópica del compresor . . . . .	119
6.6	Diagrama de eficiencia termica - trabajo motor . . . . .	119
6.7	Bloque B y bloque C del ciclo combinado "Tula de Allende" . . . . .	120
6.8	Flujo de calor suministrado a la caldera de recuperación de calor y flujo másico de vapor en función de la eficiencia isoentrópica del compresor. . . . .	122

---

6.9	Eficiencia térmica y potencia motor de la turbina de vapor en función de la eficiencia isoentrópica del compresor. . . . .	122
6.10	Diagrama de calor rechazado en el condensador y flujo másico de refrigerante en función de eficiencia isoentrópica del compresor. . . . .	123
6.11	Rango y temperatura de aproximación en función de la humedad relativa del aire . . . .	124
6.12	Flujo másico de agua de reposición y eficiencia de la torre de enfriamiento en función de la humedad relativa del aire . . . . .	124
6.13	Diagrama de Grassmann del bloque A. . . . .	127
6.14	Diagrama de Grassmann del bloque B. . . . .	129
6.15	Diagrama de Grassmann del bloque C. . . . .	131
6.16	Diagrama de Grassmann combinado. . . . .	133
6.17	Propuesta 1 de estructura productiva . . . . .	134
6.18	Propuesta 2 de estructura productiva . . . . .	135
6.19	Balance de exergía de la propuesta 1 . . . . .	148
6.20	Balance de exergía de la propuesta 2 . . . . .	149
6.21	Costo exergético del producto de la propuesta 1 . . . . .	152
6.22	Costo exergético del producto de la propuesta 2 . . . . .	152
6.23	Costos exergético unitario de la propuesta 1 . . . . .	155
6.24	Costos exergético unitario de la propuesta 2 . . . . .	155
6.25	Ahorro técnico de la propuesta 1 . . . . .	158
6.26	Ahorro técnico de la propuesta 2 . . . . .	158
6.27	Impacto en el recurso de la propuesta 1 . . . . .	161
6.28	Impacto en el recurso de la propuesta 2 . . . . .	161
6.29	Malfunciones y disfunciones con cambio en el recurso de la propuesta 1 . . . . .	163
6.30	Malfunciones y disfunciones con cambio en el recurso de la propuesta 2 . . . . .	163
6.31	Costo exergético de malfunciones y disfunciones de la propuesta 1. . . . .	166
6.32	Costo exergético de malfunciones y disfunciones de la propuesta 2. . . . .	166
A.1	Ficha técnica de la turbina SGT6-5000F. . . . .	177
A.2	Diagrama físico de la planta de ciclo combinado "Tula de Allende" . . . . .	178





## Índice de tablas

4.1	Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque A . . . . .	71
4.2	Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque B. . . . .	71
4.3	Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque C . . . . .	72
4.4	Tabla FP para un sistema de $n$ componentes . . . . .	78
4.5	Producto del $i$ -ésimo elemento y Recurso del $j$ -ésimo elemento en la table FP . . . . .	79
4.6	Tabla FPR para un sistema de $n$ componentes . . . . .	80
4.7	Diagonal principal de la Tabla FPR . . . . .	81
4.8	Representación gráfica del residuo en la tabla FPR . . . . .	81
4.9	Representación gráfica de la suma del producto externo en la tabla FPR . . . . .	82
4.10	Representación gráfica de la suma del recurso externo en la tabla FPR. . . . .	82
4.11	Tabla PF para un sistema de $n$ componentes . . . . .	83
6.1	Condiciones de diseño del ciclo combinado . . . . .	114
6.2	Flujos de exergía, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque A . . . . .	125
6.3	Flujos de exergía, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque B . . . . .	125
6.4	Flujos de exergía, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque C . . . . .	125
6.5	Resultados de balances de exergía del bloque A . . . . .	126

---

6.6	Resultados de balances de exergía del bloque B. . . . .	128
6.7	Resultados de balances de exergía del bloque C . . . . .	130
6.8	Resultados de balances de exergía de los dos volúmenes de control. . . . .	132
6.9	Aumento de los flujos de exergía debidos al aumento en la eficiencia isoentrópica del compresor . . . . .	133
6.10	Coeficientes de distribución asociados a los productos de la propuesta 1 . . . . .	136
6.11	Coeficientes de distribución asociados al residuo de la propuesta 1 . . . . .	137
6.12	Coeficientes de distribución asociados a los productos de la propuesta 2 . . . . .	139
6.13	Coeficientes de distribución asociados al primer residuo de la propuesta 2 . . . . .	140
6.14	Coeficientes de distribución asociados al segundo residuo de la propuesta 2 . . . . .	141
6.15	Coeficientes de recirculación asociados a los recursos de la propuesta 1 . . . . .	142
6.16	Coeficientes de recirculación asociados al residuo de la propuesta 1 . . . . .	143
6.17	Coeficientes de recirculación asociados a los recursos de la propuesta 2 . . . . .	144
6.18	Coeficientes de recirculación asociados al primer residuo de la propuesta 2. . . . .	145
6.19	Coeficientes de recirculación asociados al segundo residuo de la propuesta 2. . . . .	146
6.20	Resultados del balance de exergía a condiciones de operación para ambas propuestas	147
6.21	Resultados de costo exergéticos de los productos de la propuesta 1 . . . . .	150
6.22	Resultados de costo exergéticos de los productos de la propuesta 2 . . . . .	151
6.23	Costos exergéticos de los recursos, residuos y productos . . . . .	153
6.24	Resultados de costos exergéticos unitarios a condiciones de operación para ambas propuestas. . . . .	154
6.25	Resultados de ahorro técnico para la propuesta 1. . . . .	156
6.26	Resultados de ahorro técnico para la propuesta 2. . . . .	157
6.27	Resultados de impacto en el recurso para la propuesta 1 . . . . .	159
6.28	Resultados de impacto en el recurso para la propuesta 2 . . . . .	160
6.29	Resultados de malfunciones y disfunciones para la propuesta 1 . . . . .	162
6.30	Resultados de malfunciones y disfunciones para la propuesta 2 . . . . .	162
6.31	Resultados del costo de malfunciones y disfunciones para la propuesta 1 . . . . .	165
6.32	Resultados del costo de malfunciones y disfunciones para la propuesta 2 . . . . .	165
A.1	Valores de las constantes A y B para la entalpía molar. . . . .	179
A.2	Valores de la constante $C_i$ para la entalpía molar . . . . .	179

---

A.3	Valores de las constantes A y B para la entropía molar . . . . .	180
A.4	Valores de la constante $C_i$ para la entropía molar . . . . .	180
A.5	Valores de la constante $C_i$ para el calor específico a presión constante molar . . . . .	181
A.6	Composición química del combustible. . . . .	181
A.7	Resultado de análisis energético a condiciones de diseño . . . . .	183
A.8	Resultado de análisis energético a condiciones de operación . . . . .	184





## Resumen

Las plantas de generación de potencia eléctrica, como las plantas termoeléctricas o los ciclos combinados, utilizan hidrocarburos como fuentes de energía. Estos hidrocarburos son utilizados en un proceso de combustión, donde la energía química que contienen se transforma en energía térmica en una cámara de combustión, que a su vez se transforma de la energía mecánica en una turbina y posteriormente a energía eléctrica en un generador eléctrico. No toda la energía química contenida en los hidrocarburos es aprovechada, más del 50 % de ésta es desechada al medio ambiente en forma de calor residual (Hewawasam et al., 2020). Una alternativa para el aprovechamiento de esta energía térmica residual es el uso de tecnologías como los ciclos combinados. Los ciclos combinados aprovechan el calor proveniente de los gases de escape de una turbina de gas para generar un flujo de vapor de agua, éste se expande en una turbina de vapor y se genera una potencia adicional, logrando de esta manera, incrementar la potencia total del sistema y su eficiencia con el mismo recurso energético suministrado.

En este trabajo, se realiza el análisis termodinámico y el diagnóstico termoeconómico de la central de ciclo combinado "Tula de Allende", que se encuentra ubicada en el estado de Hidalgo, México. En el análisis termodinámico se evalúa el desempeño del ciclo combinado a diferentes condiciones de operación, se identifican las irreversibilidades generadas en los componentes productivos y disipativos, además, se evalúa

la eficiencia exergética de cada equipo. En el diagnóstico termoeconómico, se proponen dos alternativas de tratar el flujo de calor desechado en la torre de enfriamiento, como residuo o como irreversibilidad interna, en esta propuesta se muestran dos estructuras productivas diferentes; se evalúan los costos exergéticos de cada corriente del ciclo y se muestra como éstos están formados, se compara el desempeño del ciclo combinado a condiciones de operación y condiciones de diseño, se evalúa el cambio en el recurso externo debido a la modificación de un parámetro en el ciclo, se identifica la contribución de las irreversibilidades internas y externas a este cambio en el recurso externo y se identifican las malfunciones y disfunciones presentadas en el ciclo.

Se concluye que para ambas propuestas de estructuras productivas, los resultados del diagnóstico termoeconómico presentan el mismo comportamiento. Se realiza la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor y los resultados muestran que ese equipo es el que presenta la malfunción y el equipo principalmente afectado por esa malfunción es la cámara de combustión. El considerar el calor rechazado en la torre de enfriamiento como una irreversibilidad interna o como un residuo, muestra cambios principalmente el costo exergético de los productos, no obstante, al ser una corriente con un valor de exergía baja, existe poca la variación en los resultados, por lo cual, ambas estructuras productivas son válidas para el desarrollo del diagnóstico termoeconómico.

# Nomenclatura

## Símbolos

$c_p$	Calor específico a presión constante	(kJ/kgK)
$c_v$	Calor específico a volumen constante	(kJ/kgK)
$CEC$	Consumo específico de combustible	(kg <sub>comb</sub> /kWh)
$CEV$	Consumo específico de vapor	(kg <sub>v</sub> /kWh)
$COP$	Coefficiente de operación	(-)
<b>DF</b>	Disfunción	(kW)
$\dot{E}$	Flujo de exergía, Flujo de energía	(kW)
$E$	Exergía, Energía	(kJ)
$\dot{F}$	Recurso	(kW)
$F^*$	Costo exergético del recurso	(kW)
$\dot{H}$	Flujo de entalpía	(kW)
$H$	Entalpía	(kJ)
$h$	Entalpía por unidad de masa	(kJ/kg)
$\tilde{h}$	Entalpía molar	(kJ/mol)
$h^o$	Metalpía	(kJ/kg)
$HR$	Régimen térmico	(kJ/kWh)
$\dot{I}$	Flujo de irreversibilidad	(kW)
$I^*$	Costo exergético de la irreversibilidad	(kW)
$k^*$	Costo exergético unitario	(-)

---

$\dot{m}$	Flujo másico	(kg/s)
$m$	Masa	(kg)
<b>MF</b>	Malfunción	(kW)
$N$	Moles	(mol)
$\dot{P}$	Producto	(kW)
$P$	Presión	(bar)
$P^*$	Costo exergético del producto	(kW)
$PCI$	Poder calorífico inferior	(kJ/kg <sub>comb</sub> )
$PM$	Peso molecular	(g/mol)
$\dot{Q}$	Flujo de calor	(kW)
$q$	Calor por unidad de masa	(kJ/kg)
$r$	Coefficiente de recirculación	(-)
$R$	Constante universal de los gases	(=8.314 kJ/kmolK)
$\dot{R}$	Residuo	(kW)
$R^*$	Costo exergético del residuo	(kW)
$rac$	Relación aire combustible	(kg <sub>a</sub> /kg <sub>comb</sub> )
$rca$	Relación combustible aire	(kg <sub>comb</sub> /kg <sub>a</sub> )
$\dot{S}$	Flujo de entropía	(kW/K)
$S$	Entropía	(kJ/K)
$s$	Entropía por unidad de masa	(kJ/kgK)
$T$	Temperatura	(°C,K)
$V$	Volumen	(m <sup>3</sup> )
$\dot{W}$	Potencia	(kW)
$w$	Trabajo por unidad de masa	(kJ/kg)
$x$	Fracción molar	(-)
$y$	Coefficiente de distribución	(-)

**Símbolos griegos**

$\alpha$	Moles de productos de combustión	(mol)
$\beta$	Entalpías de reactivos y productos de combustión	(kJ)
$\delta$	Eficiencia de defecto	(-)
$\varepsilon$	Exergía por unidad de masa	(kJ/kg)
$\eta$	Eficiencia	(-)
$\kappa$	Consumo exergético	(-)
$\lambda$	Exceso de aire	(-)
$\dot{\Pi}$	Generación de entropía	(kW/K)
$\pi$	Relación de presiones	(-)
$\rho$	Coefficiente de recirculación del residuo	(-)

---

$\tau$	Factor de Carnot	(-)
$\phi$	Humedad relativa	(-)
$\Psi$	Eficiencia racional	(-)
$\psi$	Coefficiente de distribución del residuo	(-)
$\omega$	Humedad específica	(kg <sub>v</sub> /kg <sub>gas</sub> )

### Abreviaturas

B	Bomba hidráulica
C	Compresor
CC	Cámara de combustión, Ciclo combinado
CM	Cámara de mezclado
COND	Condensador
CRC	Caldera de recuperación de calor
DAP	Domo de alta presión
DBP	Domo de baja presión
ECAP	Economizador de alta presión
ECBP	Economizador de baja presión
EVAP	Evaporador de alta presión
EVBP	Evaporador de baja presión
SCAP	Sobrecalentador de alta presión
SCBP	Sobrecalentador de baja presión
SS	Subsistema
T	Turbina
TAP	Turbina de alta presión
TBP	Turbina de baja presión
TE	Torre de enfriamiento
TG	Turbina de gas
TGS	Turbina de gas simple

### Subíndices

0	Medio ambiente
A	Útil
a	Aire, aire atmosférico
amb	Ambiente
AP	Alta presión
aprox	Aproximación
as	Aire seco
bh	Bulbo húmedo

<i>BP</i>	Baja presión
<i>bs</i>	Bulbo seco
<i>cond</i>	Condensador
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>ex</i>	Exergético
<i>g1 ... g10</i>	Estados de la turbina de gas
<i>gc</i>	Gases de combustión
<i>m</i>	Motor
<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>P</i>	Productos
<i>ph</i>	Física
<i>PP</i>	Pinch point
<i>pr</i>	Punto de rocío
<i>R</i>	Reactivos
<i>r1 ... r3</i>	Estados de la torre de enfriamiento
<i>rech</i>	Rechazado
<i>ref</i>	Referencia
<i>rep</i>	Reposición
<i>rev</i>	Reversible
<i>s</i>	Isoentrópico
<i>sat</i>	Saturación
<i>SIC</i>	Isoentrópica de compresor
<i>SIT</i>	Isoentrópica de expansión
<i>sum</i>	Suministrado
<i>T</i>	Total
<i>TH</i>	Térmica
<i>v</i>	Vapor
<i>v1 ... v17</i>	Estados de la turbina de vapor
<i>VC</i>	Volumen de control
<i>w</i>	Agua
<i>x</i>	Condiciones de operación
<i>x0</i>	Condiciones de diseño



## Introducción

Existen distintos equipos y sistemas capaces de aprovechar la energía química de los combustibles, como el sistema de turbina de gas simple (TGS). Este sistema está conformado por un compresor que aumenta la presión, densidad y temperatura del aire, así como su exergía. El aire comprimido ingresa a la cámara de combustión, donde se mezcla con un flujo de combustible y ocurre el proceso de combustión, liberando la energía química, aumentando la temperatura y exergía de los gases de combustión. La etapa siguiente del ciclo es la de expansión en la turbina, en este proceso, los gases de combustión se expanden generando potencia mecánica que, posteriormente se convierte en potencia eléctrica en un generador eléctrico. Las TGS alcanzan una eficiencia térmica que está entre el 20% y el 40% (Kim, 2004), que puede alcanzar valores superiores al 45% cuando se integra con sistemas como chillers (Matjanov et al., 2019) o recuperadores químicos<sup>1</sup> (Pashchenko et al., 2022).

En las TGS los gases de escape son expulsados al medio ambiente, éstos aún se encuentran a una temperatura mucho mayor a la del medio ambiente y con un potencial energético alto. La energía contenida en los gases de escape se denomina como energía residual y aún puede ser aprovechada mediante el acoplamiento de otros equipos a la TGS, como regeneradores o calderas de recuperación de calor. Un sistema capaz de

---

<sup>1</sup>El concepto principal de la recuperación termoquímica consiste en utilizar los gases de escape de la turbina de gas para llevar a cabo una transformación termoquímica del combustible original, por ejemplo, metano mediante reforma con vapor.

aprovechar este calor residual es el ciclo combinado, consiste en acoplar una turbina de gas con una turbina de vapor y una caldera de recuperación de calor, logrando aumentar la potencia neta generada con el mismo flujo de combustible, así como la eficiencia térmica total.

Diversas investigaciones se han desarrollado para aprovechar al máximo la energía y disminuir los costos de operación y el impacto ambiental. En 2018 se realizó la recapitulación de la importancia de la exergía en algunos sistemas de generación de potencia, entre ellos, a las plantas de ciclo combinado (Ibrahim et al., 2018). En esta recapitulación se muestra cómo se identifican las irreversibilidades generadas en la planta de ciclo combinado, mediante el análisis energético y exergético de los componentes del sistema, además, utilizan éstas como referencia para proponer y realizar mejoras en el sistema.

Por otra parte, también se ha realizado el análisis exergético de la planta de ciclo combinado "Garri 2" ubicada en Sudán (Abuelnour et al., 2017). En éste se desarrolló el análisis de primera y segunda ley de la termodinámica para evaluar la eficiencia exergética y la exergía destruida en el ciclo combinado. Muestran que, la eficiencia energética y exergética de la planta de ciclo combinado son del 38 % y 49 %, respectivamente; además, la cámara de combustión es el equipo que presenta la menor eficiencia exergética, comparado con los demás equipos, siendo este mismo equipo, el que más contribuye en la formación de las irreversibilidades del sistema, debido a la reacción química de la combustión y a la gran diferencia de temperaturas entre los quemadores y el fluido de trabajo.

Continuando con los análisis exergoeconómicos, en Colombia se realizó un análisis exergoeconómico a una planta de manejo de residuos municipales, donde se adapta una central de ciclo combinado con un gasificador de plasma (Montiel et al., 2021). En este ciclo se muestran cómo la humedad, el origen y la producción de desechos afectan el desempeño exergoeconómico de la central de ciclo combinado. Sus resultados mostraron que el costo exergoeconómico de la electricidad varió de 11.7 a 15 ¢USD/kWh. Las plantas de manejo de residuos con capacidades de procesamiento de 100 a 1000 toneladas al día requieren una tarifa de tratamiento de residuos entre 96 y 57.6 USD/t, comparado con el precio de la electricidad hidroeléctrica en el mercado energético colombiano (6.92 ¢USD/kWh).

También se ha realizado la simulación dinámica de cada componente del sistema de ciclo combinado, con la finalidad de conocer el comportamiento en estado transitorio (Shin et al., 2002). Se muestran resultados de tres casos de simulación, donde se incluye el comportamiento del aumento, la disminución y la oscilación

de la carga en la turbina de gas. Se observó que el ciclo de vapor es el que presenta una mayor inercia térmica en comparación con el ciclo de la turbina de gas, es decir, presenta cambios en su funcionamiento de manera más lenta, debidos a la variación en la carga, actuando como un filtro de alta inercia para los cambios abruptos en la carga.

Considerando lo anterior, en este trabajo se realiza el análisis termoeconómico de la planta de ciclo combinado "Tula de Allende"; se aplica la teoría del costo exergético con el fin de identificar los equipos causantes de la mayor cantidad de irreversibilidades en el sistema, además de evaluar sus costos exergéticos. Se evalúa el desempeño termodinámico del ciclo combinado a diferentes condiciones de operación con la finalidad de realizar el diagnóstico termoeconómico al mismo. En este diagnóstico se proponen dos formas de tratar el flujo de calor desechado en la torre de enfriamiento y se muestra en dos estructuras productivas diferentes, con el fin de conocer cuánto varían los resultados de ambas propuestas y elegir qué consideración es válida para el desarrollo del diagnóstico; se evalúan los costos exergéticos de cada corriente del ciclo y se muestra cómo éstos están formados. Se evalúa el cambio en el recurso externo debido a la modificación de un parámetro en el ciclo, se identifica la contribución de las irreversibilidades internas y externas a este cambio en el recurso externo y se identifican las malfunciones y disfunciones presentadas en el ciclo.





## Antecedentes

### Descripción del ciclo combinado

La demanda de energía a nivel mundial ha aumentado de manera exponencial y su oferta se ha visto disminuida, ésto se debe principalmente al acelerado aumento de la población y el desarrollo de la economía. Se han realizado estudios que muestran que, anualmente se tiene un aumento aproximado del 6% en la demanda de la energía a nivel mundial. Debido a esto, se han estudiado distintos métodos de generación de energía capaces de abastecer su creciente demanda.

Actualmente, la tecnología permite transformar la energía proveniente de algún recurso en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica, como los motores de combustión interna, las turbinas de gas, los motores Stirling, entre otros. Algunos recursos utilizados son la energía térmica proveniente de la combustión de combustibles fósiles y biocombustibles, o energías como la solar, nuclear, eólica, geotérmica, entre otras. Actualmente, la energía proveniente de los combustibles fósiles es la que contribuye en mayor parte a la generación de energía a nivel mundial, siendo el carbón el principal contribuyente, debido a su gran disponibilidad en el mundo (Ibrahim et al., 2018).

Existe una gran variedad de equipos capaces de aprovechar la energía química contenida en los combustibles fósiles mediante procesos de combustión. Algunos de estos equipos son los motores de diésel, de

gasolina, turbinas de gas, entre otros. Las turbinas de gas son los equipos más comunes dentro de la industria de generación de potencia. Estos equipos están compuestos principalmente por un compresor, una cámara de combustión y una turbina. Las turbinas de gas son de los sistemas que mejor aprovechan la energía química de los combustibles, no obstante, sólo aprovechan alrededor del 30 % al 40 % de ésta y la energía restante se desecha al medio ambiente como residuos en forma de calor en los gases de escape (Ahmadi et al., 2020) y (Hewawasam et al., 2020). Como el porcentaje de energía desechada al medio ambiente es alto, se han realizado distintos estudios en tecnología capaz de aprovechar residuos generados en una turbina de gas, como los ciclos combinados, estos ciclos aprovechan parte del calor residual en una caldera de recuperación de calor, para generar vapor y utilizarlo en otro ciclo de generación de potencia, que es el ciclo Rankine. Un ciclo combinado tiene numerosas ventajas en comparación de un ciclo simple de turbina de gas, como una mayor eficiencia, menores emisiones al medio ambiente por kWh producido, menor costo de operación y mantenimiento, entre otros, convirtiéndolos en sistemas competitivos de generación de potencia (Ahmadi et al., 2020).

Durante los años 60 del siglo XX aparecen los primeros ciclos combinados que unían ambos ciclos termodinámicos (ciclo Joule y ciclo Rankine) logrando generar más potencia con el mismo flujo de combustible. Esta tecnología es capaz de aprovechar la energía térmica contenida en los gases de escape de la turbina de gas, mediante una caldera de recuperación de calor, que transfiere esta energía a una corriente de agua, con la finalidad de generar vapor que moverá los álabes de una turbina de vapor, generando potencia mecánica, que después será transformada en energía eléctrica en un generador eléctrico, logrando así, aumentar la eficiencia térmica hasta valores de 60 %, reducir a más del 80 % las emisiones de  $NO_x$ , reducir el consumo de agua de refrigeración en un 35 % y aprovechar la energía de los combustibles entre el 55-58 % (Garrido, 2007). Hoy en día, la investigación en las turbinas de gas, se ha enfocado principalmente en el aumento en la temperatura de entrada de la turbina, logrando que, los ciclos combinados aumenten su eficiencia térmica a más del 55 % (Phillips et al., 2007). Empresas pioneras en el desarrollo de los ciclos combinados como General Electric, Alstom, Siemens y Mitsubishi, han estado investigando estos sistemas desde los años ochenta y los han fabricado desde los años 90 del siglo XX en países de Asia, América y Europa.

De manera general, un ciclo combinado está compuesto por una turbina de gas y una turbina de vapor, ambos sistemas se encuentran acoplados mediante la caldera de recuperación de calor y en conjunto pueden

tener uno o más generadores eléctricos. Los dos arreglos más comunes de ciclo combinado son cuando la turbina de gas y de vapor alimentan el generador de manera simultánea (monoeje) y cuando cada turbina alimenta su propio generador (multieje), como se muestran en la Figura 1. Existen varias configuraciones de turbinas de gas y turbinas de vapor en los ciclos combinados, siendo el más común de dos turbinas de gas por una de vapor (2x1). Los principales recursos que utiliza el ciclo combinado son el combustible y el aire, su principal producto es la potencia generada y los residuos pueden ser el calor rechazado al medio ambiente y los gases de escape (Garrido, 2007).

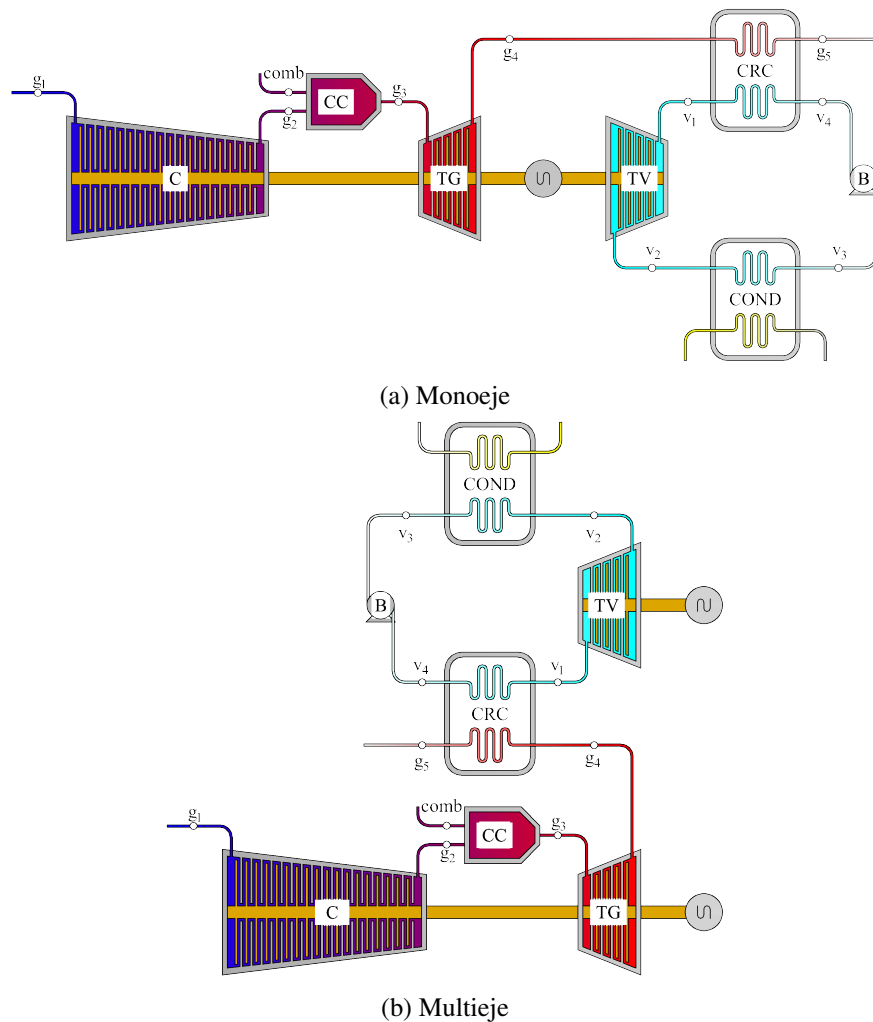


Figura 1: Diagramas esquemáticos de arreglos de ciclos combinados

## Análisis termodinámico

La evaluación del desempeño de los ciclos combinados se realizan mediante análisis energéticos y exergéticos; no obstante, este mismo análisis se puede extender y complicar dependiendo de su profundidad, como los análisis termoeconómicos, los 4E (Energy, Exergy, Economic and Environmental), entre otros. Los análisis energéticos parten de la Primera y de la Segunda Ley de la Termodinámica, mientras que, los análisis exergéticos surgen de la combinación de ambas leyes y del medio ambiente (Kotas, 2012). Uno de los principales aspectos a evaluar en un análisis energético es la eficiencia energética, ésta representa qué porcentaje de un recurso energético se aprovecha en función de su producto; por otro lado, un análisis exergético evalúa las irreversibilidades generadas en un sistema y los subsistemas que lo conforman, así como su eficiencia exergética.

Los ciclos combinados se componen por dos ciclos termodinámicos: el ciclo Joule-Brayton y el ciclo Rankine. El ciclo Joule-Brayton es el ciclo termodinámico con el que opera la turbina de gas, en este ciclo, el aire es aspirado por un compresor, donde aumenta su presión y su temperatura, para después, junto con un flujo de combustible, pasar por un proceso de combustión y aumentar su temperatura, posteriormente, esta mezcla de aire y combustible o gases de combustión, pasa por un proceso de expansión donde se aprovecha su energía para mover los álabes de una turbina, estos álabes se encuentran acoplados a un eje que transfiere la energía mecánica a un compresor y un generador eléctrico. Una vez realizado el proceso de expansión, los gases de escape son liberados al ambiente, donde alcanzan el estado muerto.

Los gases de combustión desechados en el ciclo Joule-Brayton aún se encuentran a una temperatura superior a la ambiente, teniendo aún energía aprovechable. El equipo que aprovecha la energía de estos gases es la caldera de recuperación de calor, este equipo conecta ambos ciclos aprovechando el calor desechado por el ciclo Joule-Brayton y lo utiliza como recurso para el generador de vapor en el ciclo Rankine (Ibrahim et al., 2018).

El ciclo Rankine inicia con un generador de vapor o una caldera de recuperación de calor, donde el agua, que se encuentra en estado de líquido comprimido, aumenta su temperatura a presión constante hasta alcanzar el estado de vapor sobrecalentado con el calor suministrado por un combustible o el calor residual de otro sistema, como la turbina de gas. Seguido de esto, se lleva a cabo el proceso de expansión en la turbina de vapor, donde al igual que la turbina de gas, se mueven los álabes de la turbina y se transfiere la energía a

un eje que se encuentra acoplado a un generador eléctrico. El proceso siguiente es el de condensación, el vapor húmedo cambia de fase a presión constante hasta convertirse en líquido saturado, para finalmente ser bombeado hacia el generador de vapor y reinicia nuevamente el ciclo.

En la Figura 2 se muestran los procesos termodinámicos de ambos ciclos en un diagrama temperatura contra entropía y la forma en cómo se relacionan mediante la caldera de recuperación de calor. Se puede observar que, el único recurso del ciclo combinado se suministra a la cámara de combustión de la turbina de gas (de  $g_2$  a  $g_3$ ). Parte de la energía de los gases de combustión provenientes de la turbina de gas es aprovechada en la caldera de recuperación de calor (de  $g_4$  a  $g_5$ ) y otra parte es enviada al medio ambiente (de  $g_5$  a  $g_1$ ). El calor suministrado a la caldera de recuperación de calor sirve como recurso al ciclo de turbina de vapor (de  $v_4$  a  $v_1$ ); mientras que, el proceso de desecho de calor de este ciclo, ocurre en el condensador (de  $v_2$  a  $v_3$ ). En la misma figura se muestra, en el área *ashurada*, cómo parte del calor desechado en el proceso de turbina de gas sirve como recurso para el ciclo de turbina de vapor, es decir,  $\dot{Q}_{rech,TG} = \dot{Q}_{sum,TV}$ .

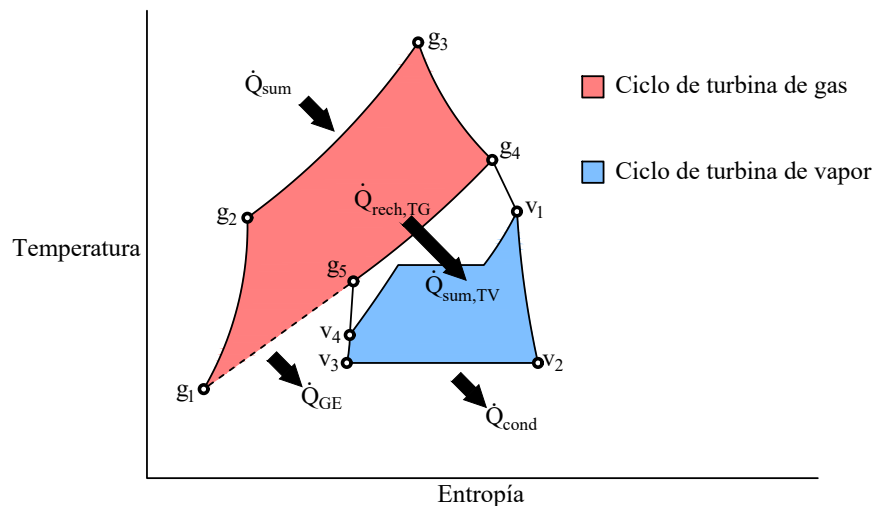


Figura 2: Diagrama Temperatura contra entropía del ciclo combinado

Con base en los ciclos termodinámicos, se han realizado análisis energéticos y exergéticos de los ciclos combinados. En 2017 se desarrolló el análisis exergético a la planta de ciclo combinado "Garri 2", donde se evaluó la eficiencia exergética y el flujo de irreversibilidades de cada componente del sistema mediante balances de exergía y análisis de generación de entropía (Abuelnour et al., 2017). En este análisis se muestra que, en el ciclo combinado, la cámara de combustión presenta el 63% de las irreversibilidades generadas en

el; la turbina de gas, la turbina de vapor, la caldera de recuperación de calor, la irreversibilidad externa, los compresores y los equipos de enfriamiento representan un 13.6 %, 6.4 %, 6.3 %, 4.7 %, 3.8 % y 2.3 %, respectivamente en la formación de irreversibilidades totales del sistema. Además, bajo las condiciones estudiadas, se obtuvieron valores de la eficiencia energética y exergética del 38 % y 49 %, respectivamente.

En el año 2020 en el distrito de Kashmore, Pakistán, se realizó el análisis energético y exergético de la planta de ciclo combinado "Guddu", la cual cuenta con una caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión (Ali et al., 2020). Se analizaron las pérdidas de energía y las irreversibilidades de cada equipo del ciclo combinado. Los resultados coinciden con otros artículos reportados. El equipo que presenta la mayor cantidad de irreversibilidades es la cámara de combustión (70 %), siendo éste el equipo con menor eficiencia exergética; por otro lado, los equipos con mayor y menor pérdida de energía son la turbina con 22 % y el condensador con 5 %, respectivamente. La eficiencia energética y exergética del ciclo fue de 59.12 % y 58.24 %, respectivamente.

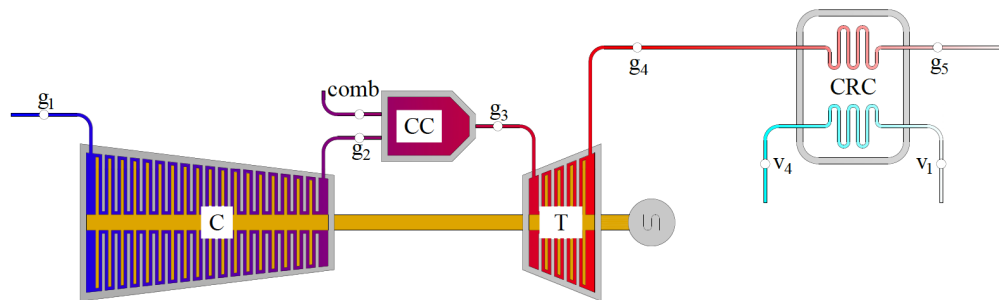
## **Análisis termoeconómico**

La vinculación entre la Física y la Economía se denomina Termoeconomía. Citando a Valero, este término fue propuesto por Evans y Tribus en 1962 y tiene como objetivo estudiar la conexión entre Termodinámica y Economía, busca sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía, y obtener modelos que permitan reducir el uso de recursos naturales mediante evaluaciones de la eficiencia y del costo de sus productos (Torres y Valero, 2021).

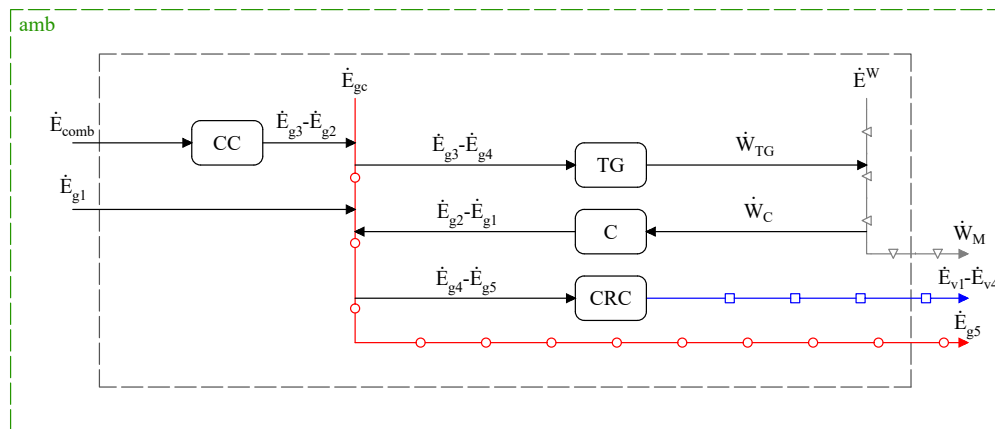
La evaluación termoeconómica se basa en los análisis exergéticos. Existen diagramas conocidos como estructuras productivas, que representan las corrientes exergéticas en función de los flujos de exergía de los recursos y los productos de cada subsistema. En la Figura 3a se muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas con caldera de recuperación de calor, en esta figura se puede ver que, el recurso de todo el sistema es el combustible que es inyectado en la cámara de combustión; los productos son la potencia neta generada y el flujo de vapor de la caldera de recuperación de calor y el residuo son los gases de escape que salen de ésta.

Este diagrama es necesario para conocer el propósito productivo de cada equipo y representarlo en su estructura productiva, mostrada en la Figura 3b. La interacción entre los flujos de exergía es una corriente

exergética. El recurso, el producto y el residuo, son corrientes exergéticas, porque algunas de ellas son la interacción de dos o más flujos de exergía. Por ejemplo, el recurso del compresor es el flujo de exergía asociado a la potencia suministrada al compresor, y su producto es la diferencia de los flujos de exergía de los estados  $g_2$  y  $g_3$ . Tanto el recurso como el producto del compresor se consideran como corrientes exergéticas. Todas las corrientes exergéticas de los recursos, productos y residuos de los equipos se muestran en esta estructura productiva, así como el recurso, producto y residuo de todo el sistema. El medio ambiente también presenta un papel importante en estos diagramas, es en éste donde provienen los recursos externos y a donde van los productos externos.



(a) Diagrama esquemático



(b) Estructura productiva

Figura 3: Diagramas de la turbina de gas simple con caldera de recuperación de calor

Las diferentes líneas de la estructura productiva representan las diferentes corrientes exergéticas, es decir, la línea roja con etiquetas circulares representa la corriente exergética asociada a la mezcla de aire y combustible, la gris con etiquetas triangulares representa la corriente exergética asociada a la potencia motor y la azul con etiquetas cuadradas representa la corriente exergética asociada al vapor generado. Junto con la

estructura productiva y las reglas de asignación de costos, se determina el costo exergético de cada corriente del sistema, así como el costo exergético unitario, el consumo exergético y las eficiencias exergéticas de cada equipo. Estos resultados son importantes para la toma de decisiones económicas en el sistema. En 2018, se realizó un análisis termoeconómico a un ciclo combinado de tres niveles de presión, en este ciclo se integró un sistema de colectores solares entre el economizador de baja presión y una cámara mezcladora, ubicada antes de la turbina de baja presión, con la finalidad de aumentar el flujo de vapor que es inyectado a esta misma turbina (Calise et al., 2018). Se realizó la comparación de un ciclo combinado convencional y la propuesta de ciclo híbrido. En sus resultados muestran como caso de estudio una planta de ciclo combinado de 100 MW ubicada en Almería, España, donde se integra una planta solar de colectores solares cilíndrico-parabólicos de 80,000 m<sup>2</sup>. Sus resultados muestran que el ciclo híbrido aumenta 1 % la eficiencia térmica del ciclo combinado. En el análisis termoeconómico se tiene que, el tiempo de retorno de la inversión del ciclo combinado es de 15 años para el campo solar propuesto.

También se realizó el análisis termoeconómico comparativo y la optimización de dos ciclos combinados diferentes utilizando la fuente de calor residual de una planta de energía a partir de residuos sólidos municipales en 2020 (Ozahi et al., 2020). En ambos ciclos utilizaron el calor residual de una planta de residuos sólidos ubicada en Gaziantep, Turquía. Para ambos casos, el calor residual de esta planta sirve como recurso para un ciclo de turbina de gas cerrada con CO<sub>2</sub> supercrítico, en el primer caso, el calor residual es suministrado a un ciclo Rankine Orgánico, y en el segundo, a un ciclo Kalina. Sus resultados muestran que, el ciclo Kalina presenta una generación de potencia superior en comparación del ciclo Orgánico, 1,594 kW contra 1,508 kW. Además, la eficiencia energética y exergética del ciclo Kalina son de 19.71 % y 40.53 %, respectivamente; para el ciclo Rankine Orgánico, estas mismas eficiencias son de 18.76 % y 38.43 %. Finalmente, en el análisis termoeconómico se muestra que el ciclo Kalina presenta un mejor desempeño, donde el costo total y el costo total de capital fueron de 72.94 USD/h y 31.22 USD/h, respectivamente.

Los análisis termoeconómicos también se han realizado a sistemas como centrales nucleares. En 2024, se realizó este análisis a la planta de energía nuclear de Akkuyu, Turquía (Saylan et al., 2024). El objetivo del análisis fue reducir el costo de producción de energía y, minimizar la contaminación térmica generada por el calor desechado al medio ambiente, convirtiéndolo en calor útil. Considerando que el calor rechazado de la planta es utilizado para calefacción distrital, calefacción de invernaderos, secado agrícola, entre otras,

---

su eficiencia térmica puede alcanzar valores desde 35% hasta el 68% con un período de recuperación de inversión de 7 a 8 años y un costo de electricidad de 0.0196 USD/kWh. Con esto también se contribuye con reducir la cantidad de calor desechado al medio ambiente, la contaminación térmica y las emisiones de gases de efecto invernadero.

## **Diagnóstico termoeconómico**

El diagnóstico termoeconómico es una metodología basada en el método exergético, tiene como objetivo descubrir las anomalías que provocan una degradación en el comportamiento de los equipos de un sistema. Es necesario conocer y prevenir estas anomalías, antes de que se conviertan en una falla. El diagnóstico termoeconómico, se enfoca en la detección, la cuantificación y la localización de las anomalías. El detectarlas es importante, porque que éstas causan la disminución de la eficiencia y aumentan el consumo de recursos necesarios para mantener un producto constante (Verda et al., 2003).

Relacionado al diagnóstico termoeconómico, en 2019 se realizó el diagnóstico termoeconómico a un ciclo de turbina de gas de doble etapa combinada con una planta solar (Babaelahi et al., 2019). En este estudio se desarrolló el diagnóstico del sistema con una modificación en la relación de presiones del compresor del ciclo superior. Con esta modificación propuesta, la eficiencia térmica mejora del 38.30% al 38.58%, el consumo de recursos disminuyó. Los resultados mostraron que el intercambiador de calor del ciclo inferior tiene el mayor costo exergético, aunque es el que menos contribuye en la formación de las irreversibilidades de los demás equipos. La turbina de gas del ciclo superior es el equipo que presenta el valor más alto en las malfunciones. El intercambiador de calor entre el ciclo superior e inferior es el componente con mayor impacto en la irreversibilidad total del sistema. Finalmente, concluyen que, para mejorar el desempeño del sistema y reducir su irreversibilidad total, recomiendan modernizar o rediseñar el intercambiador de calor.

Otro estudio relacionado con los diagnósticos termoeconómicos fue desarrollado en 2019 (Mendes et al., 2019). En este estudio realizaron el diagnóstico termoeconómico a un sistema de refrigeración por compresión de vapor, donde propusieron dos métodos para realizar el diagnóstico, el método de descomposición física y mecánica de la exergía y el método UFS (energía interna, trabajo de flujo y entropía) y compararon los resultados de ambas propuestas. En el diagnóstico propusieron una modificación en la operación de cada equipo y obtuvieron que la reducción de la eficiencia isoentrópica del compresor generó un impacto más alto

en el consumo del recurso, en comparación de las otras tres modificaciones. A pesar de que ambos métodos utilizados fueron válidos para el diagnóstico; el método de descomposición de la exergía mostraba equipos con eficiencias exergéticas superiores al 100 %, lo cual no es físicamente posible. En el método UFS se generan menos flujos ficticios y menos cambios en los valores de las corrientes exergéticas dentro de la estructura productiva, concluyendo que, el método más adecuado para el diagnóstico termoeconómico en sistemas de refrigeración es el método UFS.

## Revisión de trabajos anteriores

Finalmente, en este trabajo se realiza el diagnóstico termoeconómico al ciclo combinado "Tula de Allende" ubicado en el municipio de Tula de Allende, Hidalgo, México. En 2016, se realizó el análisis energético al ciclo combinado "Norte III", donde se determinó parámetros como la potencia, eficiencia térmica, consumo térmico unitario y flujos de vapor, aire y combustible en el sistema (González, 2016). Más tarde, Lugo y colaboradores determinaron el costo de formación de residuos en un ciclo combinado de dos niveles de presión, mediante un criterio basado en la irreversibilidad, donde concluyen que, los principales equipos que forman la corriente residual de los gases de escape son la turbina de gas y la caldera de recuperación de calor (Lugo et al., 2020).

En 2023 se realizó la comparación de dos turbinas de gas aeroderivadas, una de 1980 (Taurus 60) y una del 2000 (PTG25+G4), desde un enfoque exergoeconómico (García et al., 2023). Se desarrolló la teoría del costo exergético y se identificó que el costo exergético del recurso, del producto y del residuo de la PTG25+G4 son mayores en comparación de la Taurus 60. Los costos exergoeconómicos de estas mismas corrientes de la turbina PGT25+G4 son 90,814.67 MXN/h, 75,153.18 MXN/h y 15,661.48 MXN/h, respectivamente; siendo estos costos mayores en la PGT25+G4.

Como parte del diagnóstico, en 2022, se realizó el diagnóstico termoeconómico a una turbina de gas secuencial (Castro et al., 2022). La turbina de gas es la Alstom GT24 de 235 MW de potencia. En el análisis termoeconómico, el costo exergético del producto de la turbina fue de 626.33 MW, este producto se encuentra formado del 30.42 % de irreversibilidades, del 29.22 % del costo de los residuos físicos y 2.84 % de residuos químicos. El costo exergoeconómico del mismo producto fue de 10,098.71 USD/h, del cual, el 34.76 % es de los recursos externos y el 65.24 % por costos de capital y operación. Finalmente, el diagnóstico

termoeconómico, con una reducción del 1 % en la eficiencia isoentrópica del compresor provocó un aumento en el consumo de recursos de 4.05 MW. El mismo compresor resultó ser el componente con mayor impacto en los costos adicionales, representando 49.9 % del requerimiento adicional.





# 1. Pregunta de investigación y objetivos

## 1.1 Pregunta de investigación

¿Se ven modificados los costos exergéticos del ciclo combinado "Tula de Allende", al considerar el calor desechado en la torre de enfriamiento como irreversibilidad interna o residuo y cómo afecta al diagnóstico termoeconómico?

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo general

Realizar el diagnóstico termoeconómico de un ciclo combinado, considerando diferentes formas de tratar a su residuo, analizando dos estructuras productivas diferentes.

### 1.2.2 Objetivos particulares

1. Realizar un análisis termodinámico al ciclo combinado.
2. Aplicar la metodología de costos exergéticos al ciclo combinado.
3. Realizar un diagnóstico termoeconómico al ciclo combinado.
4. Comparar los resultados del diagnóstico de ambas estructuras productivas propuestas del ciclo combinado.





## 2. Análisis energético

El diagrama esquemático del ciclo combinado "Tula de Allende" se muestra en la Figura 2.1, donde cada volúmen de control delimita a los equipos del ciclo combinado, el cual, está compuesto por los siguientes:

- Turbina de gas:
  - Compresor (C)
  - Cámara de combustión (CC)
  - Turbina (T)
- Caldera de recuperación de calor:
  - Economizador de baja presión (ECBP)
  - Evaporador de baja presión (EVBP)
  - Sobrecalentador de baja presión (SCBP)
  - Domo de baja presión (DBP)
  - Economizador de alta presión (ECAP)
  - Evaporador de alta presión (EVAP)
  - Sobrecalentador de alta presión (SCAP)
  - Domo de alta presión (DAP)

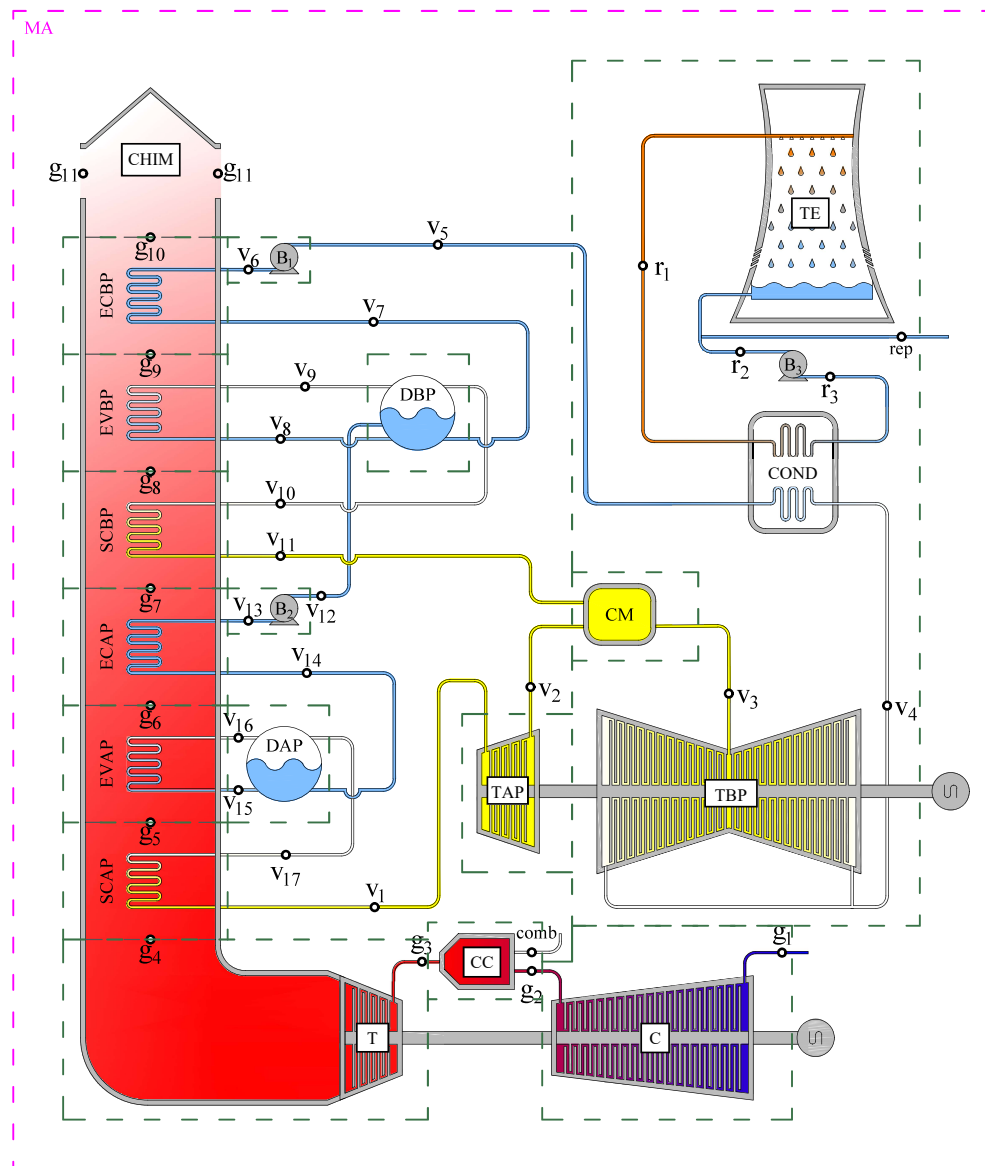


Figura 2.1: Diagrama esquemático del ciclo combinado "Tula de Allende"

■ Turbina de vapor

- Turbina de alta presión (TAP)
- Turbina de baja presión (TBP)
- Cámara de mezclado (CM)
- Condensador (COND)
- Bombas hidráulicas (B1, B2 y B3)

- Torre de enfriamiento (TE)

La turbina de gas del ciclo combinado corresponde al modelo SGT6-5000F, ésta es una turbina que opera a 60 hz; pertenece a la familia 5000 y a la clase F de los modelos de turbinas de gas de Siemens. De acuerdo con la ficha técnica, esta turbina está compuesta por un compresor de flujo axial de 16 etapas, una cámara de combustión de 16 quemadores y una turbina de potencia de 4 etapas. La potencia del compresor la suministra la turbina mediante una flecha, ésta conecta el compresor, la turbina y el generador eléctrico. La turbina genera una potencia neta de 260 MW, opera con una relación de presiones de 19.5 y la temperatura de los gases de escape es de 592°C. El diagrama físico de la planta se muestra en la Figura A.2, donde se presentan los parámetros de operación de la misma.

## 2.1 Tubina de gas

El ciclo termodinámico con el que operan las turbinas de gas es el ciclo Joule-Brayton. Este ciclo está compuesto por los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión politrópica.
- 2-3 Suministro de calor.
- 3-4 Expansión politrópica.
- 4-1 Rechazo de calor.

En la Figura 2.2 se muestran los procesos termodinámicos del ciclo Joule-Brayton en un diagrama temperatura contra entropía. De manera ideal, tanto el suministro de calor como el rechazo de calor se llevan a cabo a presión constante, no obstante, de manera real, el suministro de calor en la cámara de combustión es de los procesos que presentan más irreversibilidades en la turbina de gas, éstas se pueden presentar por vórtices generados en la cámara de combustión, por la diferencia de temperaturas a lo largo de la misma, o como pérdidas de presión, es por eso que  $P_{g2} > P_{g3}$ .

En el estado uno, el aire es aspirado por el compresor a presión y temperatura ambiente:

$$\begin{aligned} P_{g1} &= P_{amb} \\ T_{g1} &= T_{amb} \end{aligned}$$

La presión del estado  $g_2$  se determina con el producto de la relación de presiones del compresor y la

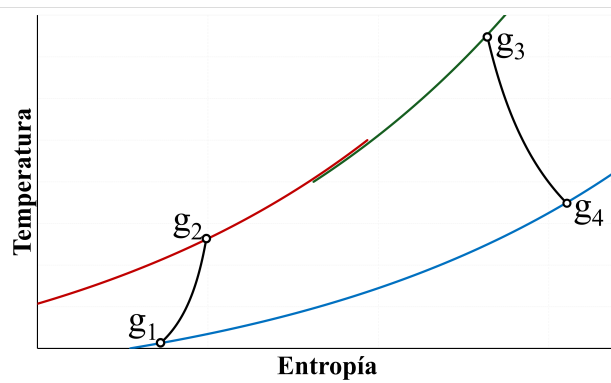


Figura 2.2: Diagrama Temperatura - Entropía de una turbina de gas simple

presión en el estado  $g_1$ :

$$P_{g2} = \pi_C P_{g1}$$

Para determinar las propiedades del aire a la salida del compresor, se considera una compresión isentrópica. El modelo matemático para la compresión isentrópica es la relación de presiones del compresor elevada a  $\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}$ , donde  $\pi_C$  es la relación entre la presión de descarga y admisión del compresor y  $\gamma_a$  es el cociente de la constante particular del aire y su calor específico a presión constante:

$$\frac{T_{g2s}}{T_{g1}} = (\pi_C)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (2.1)$$

Realizando un balance de masa y energía al compresor, donde se desprecian la energía cinética y potencial, el trabajo es igual a la diferencia de entalpías a la salida y entrada del mismo. Considerando que, el compresor opera con un gas perfecto, la entalpía es igual al producto del calor específico a presión constante y la diferencia de temperaturas a la salida y entrada del compresor:

$$w_C = h_{g2} - h_{g1} = c_{P,a}(T_{g2} - T_{g1}) \quad (2.2)$$

A partir de la eficiencia isentrópica del compresor, que es la relación entre el trabajo isentrópico y el trabajo real, se obtiene la relación de temperaturas a la entrada y salida del compresor:

$$\frac{T_{g2}}{T_{g1}} = 1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \quad (2.3)$$

Sustituyendo la Ec. 2.3 en la Ec. 2.2, se obtiene la ecuación del trabajo del compresor en función de calor específico del aire, la eficiencia isoentrópica del compresor y la relación de presiones del mismo:

$$w_C = \frac{c_{p,a} T_{g1}}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \quad (2.4)$$

Una parte de la contribución al incremento de entropía en el compresor se debe a la parte térmica, representada con el logaritmo del cociente de las temperaturas, y la otra a la parte mecánica, debida al logaritmo de la relación de presiones:

$$s_{g2} - s_{g1} = c_{p,a} \ln \left( \frac{T_{g2}}{T_1} \right) - R_a \ln (\pi_C) \quad (2.5)$$

En la turbina de gas, el proceso de suministro de calor se lleva a cabo mediante la combustión. Las caídas de presión en el suministro de calor que rondan entre el 4% y 6% (Dziubak et al., 2022)(Canière et al., 2006). La presión a la salida de la cámara de combustión se determina con la siguiente expresión:

$$P_{g3} = P_{g2}(1 - \Delta P_{CC}) \quad (2.6)$$

### 2.1.1 Combustión

La combustión es una reacción química que ocurre entre un combustible, un comburente y una energía de activación. Esta reacción, al ser exotérmica, libera calor que es aprovechado por algunos ciclos como las turbinas de gas. La composición del aire utilizado en el proceso de combustión cambia dependiendo de las condiciones ambientales, como la presión, temperatura y humedad relativa. El aire atmosférico, o aire húmedo, se considera como una mezcla de aire seco y vapor de agua:

$$m_a = m_{as} + m_v \quad (2.7)$$

El aire atmosférico cumple con la ley de las presiones parciales de Dalton, por lo que, la suma de las presiones parciales del aire seco ( $P_{as}$ ) y del vapor de agua ( $P_v$ ) es igual a la presión total del aire atmosférico:

$$P_a = P_{as} + P_v \quad (2.8)$$

La fracción molar del vapor de agua se expresa como el cociente de los moles del vapor de agua y los moles del aire. A temperaturas menores a 55°C, el vapor de agua se comporta como gas ideal; por lo cual, se puede utilizar la ecuación del gas ideal:

$$x_v = \frac{n_v}{n_a} = \frac{P_v}{P_a} \quad (2.9)$$

Por otro lado, la humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor y la presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat@Tbs}} \quad (2.10)$$

sustituyendo la Ec. 2.10 en 2.9:

$$x_v = \frac{\phi P_{sat@Tbs}}{P_a} \quad (2.11)$$

La suma de las fracciones molares del aire seco y del vapor de agua es igual a uno; por lo anterior, la fracción molar del aire seco es:

$$x_{as} = 1 - \frac{\phi P_{sat@Tbs}}{P_a} \quad (2.12)$$

En la Figura 2.3 se presenta el diagrama de fracción de aire seco y fracción de vapor en función de la humedad relativa a diferentes temperaturas ambiente. En este diagrama se ilustra que, a medida que la humedad relativa del aire aumenta, la fracción de aire seco disminuye, mientras que la fracción de vapor aumenta. Es importante resaltar que la composición química del aire seco no cambia, lo que se ve modificado es la cantidad de vapor contenido en el aire húmedo. A una humedad relativa de 0, la fracción de aire seco

es de 1 para cualquier temperatura. A una temperatura de 25°C y una humedad relativa de 0.60 %, se obtiene una fracción de aire seco y fracción de vapor de 0.981 y 0.018, respectivamente.

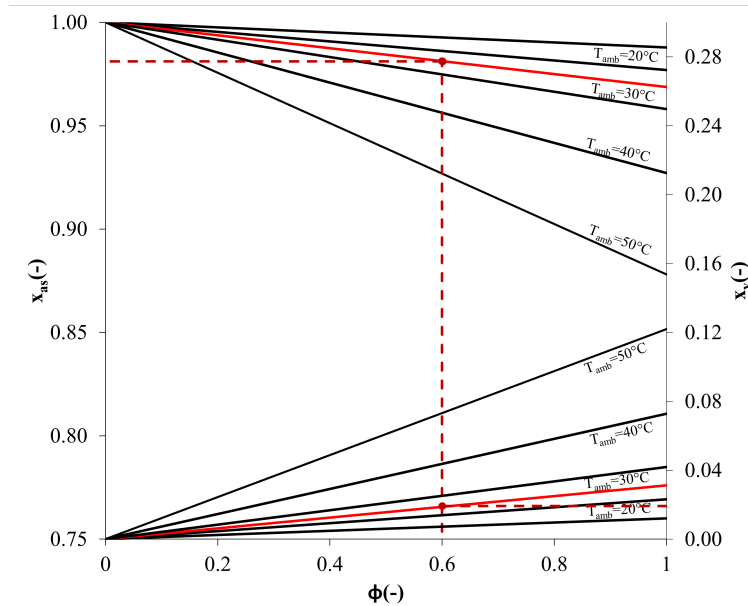


Figura 2.3: Fracciones de aire seco y vapor de agua a diferentes humedades relativas

El aire seco tiene una composición molar de aproximadamente 79 % nitrógeno y 21 % oxígeno, es decir, un mol de aire seco tiene 0.79 mol de nitrógeno y 0.21 mol de oxígeno

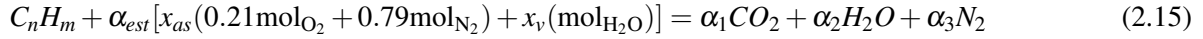
$$4.76 \text{ mol}_{as} = 3.76 \text{ mol}_{N_2} + 1 \text{ mol}_{O_2} \quad (2.13)$$

Un mol de aire atmosférico es la suma de las fracciones molares del aire seco y del vapor de agua por sus respectivos moles:

$$1 \text{ mol}_a = x_{as}(0.79 \text{ mol}_{N_2} + 0.21 \text{ mol}_{O_2}) + x_v(\text{ mol}_{H_2O}) \quad (2.14)$$

La combustión estequiométrica es cuando todo el combustible reacciona con el aire y únicamente se tienen como productos de combustión al  $N_2$ ,  $CO_2$  y  $H_2O$ , es decir, se presenta una combustión completa. Por otro lado, cuando se necesita controlar la temperatura de los gases de combustión en una cámara de combustión, es necesario suministrar un exceso de aire,  $\lambda$ , que disminuye la temperatura de los gases de combustión y modifica los productos de combustión, dejando  $O_2$  en los gases.

Desarrollando la combustión estequiométrica con la composición del aire de la Ec. 2.14 y un hidrocarburo  $C_nH_m$ :



Realizando el balance de masa de los productos y reactivos de combustión:

$$\begin{aligned} \text{C :} & \quad n = \alpha_1 \\ \text{H :} & \quad m + 2x_v\alpha_{est} = 2\alpha_2 \\ \text{O :} & \quad \alpha_{est}[2(0.21x_{as}) + x_v] = 2\alpha_1 + \alpha_2 \\ \text{N :} & \quad \alpha_{est}[2(0.79x_{as})] = 2\alpha_3 \end{aligned}$$

Despejando las incógnitas  $\alpha_{est}$  y  $\alpha_{1...3}$ , se obtienen los moles de aire requeridos para reaccionar completamente con un mol de combustible; además de, los moles de  $CO_2$ , de  $H_2O$  y de  $N_2$  relacionados a los productos de la combustión estequiométrica:

$$\begin{aligned} \alpha_{est} &= \frac{4.76\left(n + \frac{m}{4}\right)}{1 - \frac{\phi P_{sat@Tbs}}{P_a}} \\ \alpha_1 &= n \\ \alpha_2 &= \frac{m}{2} + \left[ \frac{4.76\left(n + \frac{m}{4}\right)}{P_a - \phi P_{sat@Tbs}} \right] (\phi P_{sat@Tbs}) \\ \alpha_3 &= 3.76\left(n + \frac{m}{4}\right) \end{aligned}$$

El resultado de las incógnitas corresponden a una combustión con aire húmedo, sí se opera con una humedad relativa de cero, la combustión se llevaría a cabo con aire seco.

Las fracciones molares de los componentes de los productos de la combustión se representan como los moles de un componente entre la suma de los moles de los demás componentes:

$$x_{est,CO_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} \quad (2.16)$$

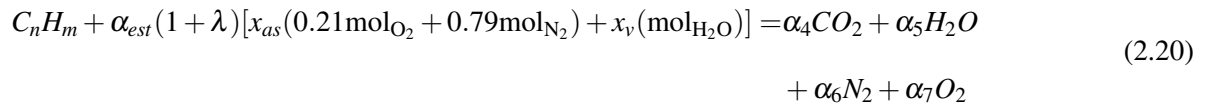
$$x_{est,H_2O} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} \quad (2.17)$$

$$x_{est,N_2} = \frac{\alpha_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} \quad (2.18)$$

La suma de las fracciones molares es la unidad

$$x_{est,CO_2} + x_{est,H_2O} + x_{est,N_2} = 1 \quad (2.19)$$

La combustión con exceso de aire se lleva a cabo con los mismos reactivos de la combustión estequiométrica, considerando el término del exceso de aire y al oxígeno diatómico como parte de sus productos, adicional a los productos de la combustión estequiométrica:



Realizando el balance de masa de los productos y reactivos de combustión:

$$\begin{aligned} \text{C:} & & n & = & \alpha_4 \\ \text{H:} & & m + 2x_v\alpha_{est}(1 + \lambda) & = & 2\alpha_5 \\ \text{O:} & & \alpha_{est}(1 + \lambda)[2(0.21x_{as}) + x_v] & = & 2\alpha_4 + \alpha_5 + 2\alpha_7 \\ \text{N:} & & \alpha_{est}(1 + \lambda)[2(0.79x_{as})] & = & 2\alpha_6 \end{aligned}$$

Despejando las incógnitas  $\alpha_{4...7}$ , se obtienen los moles de  $CO_2$ , de  $H_2O$ , de  $N_2$  y de  $O_2$  relacionados a los productos de la combustión con exceso de aire:

$$\begin{aligned} \alpha_4 & = n \\ \alpha_5 & = \frac{m}{2} + \left[ \frac{4.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right)}{P_a - \phi P_{sat@Tbs}} \right] (\phi P_{sat@Tbs}) \\ \alpha_6 & = 3.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) \\ \alpha_7 & = (\lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) \end{aligned}$$

Las fracciones molares para una combustión con exceso de aire son:

$$x_{CO_2} = \frac{\alpha_4}{\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7} \quad (2.21)$$

$$x_{H_2O} = \frac{\alpha_5}{\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7} \quad (2.22)$$

$$x_{N_2} = \frac{\alpha_6}{\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7} \quad (2.23)$$

$$x_{O_2} = \frac{\alpha_7}{\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7} \quad (2.24)$$

Al igual que en la combustión estequiométrica, la suma de las fracciones molares es igual a uno:

$$x_{CO_2} + x_{H_2O} + x_{N_2} + x_{O_2} = 1 \quad (2.25)$$

Para las condiciones de operación de la turbina de gas SGT6-5000F mostradas en la Figura A.1, con una temperatura a la entrada de la turbina de 1291.81°C y con la composición química del combustible de la Tabla A.6, las variaciones en la humedad relativa afectan la composición de los gases de combustión. Ésto se presenta en la Figura 2.4, donde se muestra que, a medida que la humedad relativa aumenta, las fracciones molares de nitrógeno y oxígeno disminuyen, y las fracciones de dióxido de carbono y agua aumentan. El incremento de la humedad relativa de 0.2 a 0.8 se traduce en una disminución de la fracción molar del nitrógeno y del oxígeno del 1.92 % y 3.67 %, respectivamente; además de un aumento en la fracción molar del dióxido de carbono y del vapor de agua del 1.11 % y 25.09 %, respectivamente. Este comportamiento se debe a que a medida que la humedad relativa del ambiente aumenta, aumenta la cantidad de vapor contenida en el aire que reacciona con el combustible y la fracción de vapor de los productos de combustión. La composición del aire seco únicamente considera al nitrógeno y oxígeno, el disminuir la fracción molar del aire seco en los reactivos de la combustión también representa la disminución de la fracción molar del nitrógeno y oxígeno de los productos de combustión.

De acuerdo con la ley de presiones parciales de Dalton, la presión total es igual a la suma de las presiones parciales. En el caso de los productos de combustión, la presión total es igual a la suma de la presión parcial del dióxido de carbono, vapor de agua, nitrógeno y oxígeno:

$$P_{Tot} = P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{N_2} + P_{O_2} \quad (2.26)$$

Dividiendo la Ec. 2.26 por la presión total:

$$1 = \frac{P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{N_2} + P_{O_2}}{P_{Tot}} \quad (2.27)$$

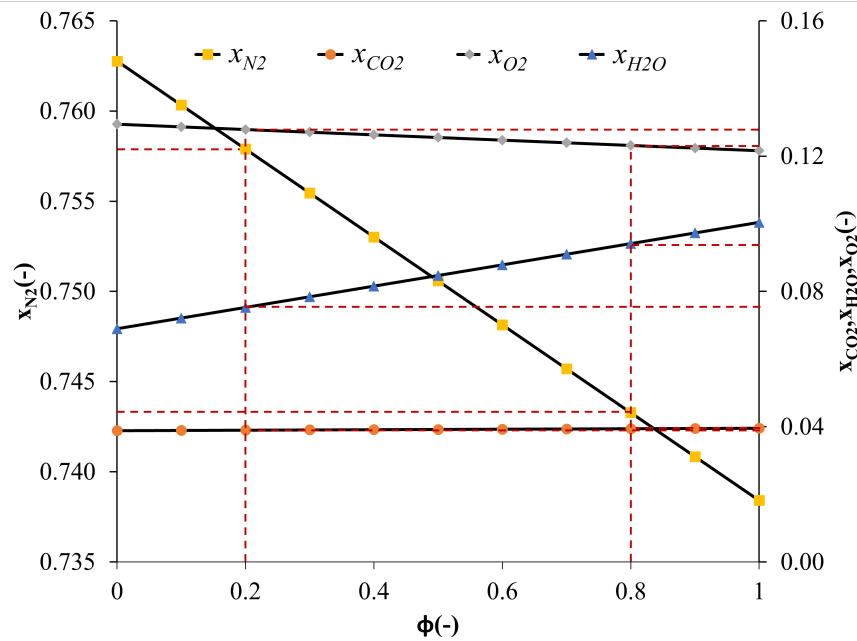


Figura 2.4: Fracciones molares de los productos de combustión a diferentes humidades relativas

De acuerdo a la Ec. 2.9, la relación entre la presión parcial de un componente y la presión total es la fracción molar; entonces, la presión parcial de un componente es igual al producto de su fracción molar y la presión total. La presión parcial del agua como producto de combustión se define como:

$$P_{H_2O} = x_{H_2O} (P_a) \quad (2.28)$$

La presión parcial del vapor de agua es un valor importante, porque ésta indica cuál es la temperatura de condensación del agua a la salida de un proceso de combustión, o bien, su temperatura de punto de rocío. Si la temperatura de los gases de escape es menor que la temperatura del punto de rocío a la presión parcial del agua, se presentarán condensados que pueden causar daños en la turbina como corrosión, por eso, es recomendable que la temperatura de los gases de combustión sea mayor que esta temperatura del punto de rocío. La temperatura del punto de rocío se obtiene de tablas de vapor saturado a la presión parcial del agua, es decir:

$$T_{pr,H_2O} = T_{sat,H_2O} (P_{H_2O}) \quad (2.29)$$

En la Figura 2.5 se muestra la variación de la temperatura de saturación del agua a diferentes humedades relativas, considerando la composición molar de los productos de combustión de la Figura 2.4 y que los gases de escape de la turbina de gas salen a una atmósfera. Para un aumento en la humedad relativa de 0.2 a 0.8, se

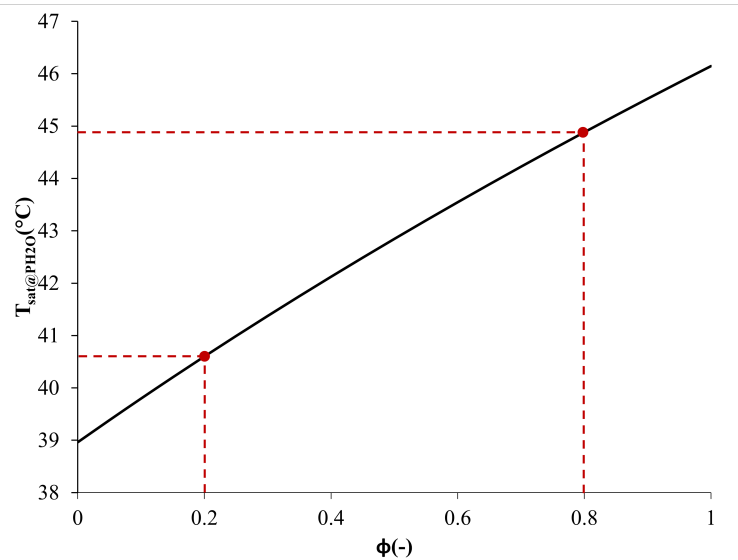


Figura 2.5: Temperaturas de saturación a diferentes humedades relativas

tiene un aumento en la temperatura de saturación del 10.55 %, concluyendo que, a medida que la humedad relativa aumenta, la fracción de vapor y la temperatura de saturación del agua también lo hacen, es decir, mientras más humedad presente el aire que reacciona con el combustible, mayor es la temperatura a la que deben salir los gases de escape.

Dentro de la combustión, existe la relación aire-combustible, ésta es el cociente del flujo másico de aire y el flujo másico de combustible:

$$rac = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.30)$$

Otra forma de conocer la relación aire-combustible es mediante un balance de masa y energía en la cámara de combustión, quedando la siguiente expresión:

$$rac = \frac{h_{g3} - h_{g2}}{PCI - h_{g3}} \quad (2.31)$$

La relación combustible-aire es el cociente del flujo másico del combustible y el flujo másico de aire, o

bien, el inverso de la relación aire-combustible:

$$rca = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_a} = \frac{1}{rac} \quad (2.32)$$

Para conocer el exceso de aire, se realiza un balance de energía en la cámara de combustión, considerando que el equipo sea adiabático, no se genera ni suministra ningún trabajo y despreciando a la energía cinética y la energía potencial, queda únicamente en términos de la entalpía de los productos y de los reactivos:

$$\Delta H = H_{productos} - H_{reactivos} = H_P - H_R = 0 \quad (2.33)$$

Como la entalpía es el producto del número de moles y la suma de la entalpía de formación, la entalpía de un estado en específico y la entalpía del estado de referencia, la Ec. 2.33 queda como:

$$\sum N_P (\tilde{h}_f^o + \tilde{h} - \tilde{h}^o)_P = \sum N_R (\tilde{h}_f^o + \tilde{h} - \tilde{h}^o)_R \quad (2.34)$$

Para una combustión con exceso de aire, el balance de entalpías en la cámara de combustión queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} & \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{comb}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{C_nH_m} + \left[ \left( n + \frac{m}{4} \right) (1 + \lambda) \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g2}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{O_2} + \left[ (3.76) \left( n + \frac{m}{4} \right) (1 + \lambda) \right] \\ & \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g2}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{N_2} + \left[ \frac{4.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) (x_v)}{(x_{as})} \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g2}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{H_2O} = (n) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g3}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{CO_2} \\ & + \left[ \frac{m}{2} + \frac{4.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) (x_v)}{(x_{as})} \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g3}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{H_2O} + \left[ \left( n + \frac{m}{4} \right) \lambda \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g3}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{O_2} \\ & + \left[ (3.76) \left( n + \frac{m}{4} \right) (1 + \lambda) \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{g3}} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{N_2} \end{aligned} \quad (2.35)$$

Definiendo  $\beta$  como las entalpías de los reactivos y productos de la combustión:

$$\begin{aligned}
\beta_1 &= (n) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{Tg3} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{CO_2} & \beta_2 &= \left( \frac{m}{2} \right) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{Tg3} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{H_2O} \\
\beta_3 &= \left[ \frac{4.76 \left( n + \frac{m}{4} \right)}{(x_{as})} (x_v) \right] \left[ \tilde{h}_{Tg3} - \tilde{h}_{Tg2} \right]_{H_2O} & \beta_4 &= \left[ 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \right] \left[ \tilde{h}_{Tg3} - \tilde{h}_{Tg2} \right]_{N_2} \\
\beta_5 &= - \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_{Tg2} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{O_2} & \beta_6 &= - \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{Tcomb} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{C_nH_m} \\
\beta_7 &= \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_{Tg2} - \tilde{h}_{Tg3} \right]_{O_2} & \beta_8 &= \left[ 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \right] \left[ \tilde{h}_{Tg2} - \tilde{h}_{Tg3} \right]_{N_2} \\
\beta_9 &= \left[ \frac{4.76 \left( n + \frac{m}{4} \right)}{(x_{as})} (x_v) \right] \left[ \tilde{h}_{Tg2} - \tilde{h}_{Tg3} \right]_{H_2O}
\end{aligned}$$

Despejando el exceso de aire,  $\lambda$ , de la Ec. 2.35, se obtiene la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 + \beta_6}{\beta_7 + \beta_8 + \beta_9} \quad (2.36)$$

Para un hidrocarburo  $C_nH_m$ , cuya composición química es la mezcla de diferentes hidrocarburos, compuestos principalmente por carbono e hidrógeno, es necesario determinar la fórmula reducida de esta mezcla. Los coeficientes  $n$  y  $m$  de la forma reducida de la mezcla, se determinan en función de su fracción volumétrica,  $y_i$ , y la cantidad de carbono e hidrógeno de cada componente, es decir:

$$n = \sum_{i=1}^n y_i C_i \quad (2.37)$$

$$m = \sum_{i=1}^n y_i H_i \quad (2.38)$$

Finalmente, para la cámara de combustión, el calor suministrado se determina en función de la temperatura a la entrada del compresor y de la turbina, es decir,  $T_{g1}$  y  $T_{g3}$ , así como del calor específico a presión constante del aire y de los gases de combustión, de la relación combustible-aire, la relación de presiones del compresor y la eficiencia isoentrópica del compresor, quedando la siguiente expresión:

$$q_{sum, TG} = T_{g1} c_{P,a} \left[ (1 + rca) \left( \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \right) \left( \frac{T_{g3}}{T_{g1}} \right) - 1 - \frac{\pi_C^{x_a} - 1}{\eta_{SIC}} \right]$$

definiendo la relación entre la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina ( $T_{g3}$ ) y la

temperatura del aire a la entrada del compresor ( $T_{g1}$ ) como  $y_{TG}$ :

$$q_{sum,TG} = T_{g1} c_{P,a} \left[ (1 + rca) \left( \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \right) y_{TG} - 1 - \frac{\pi_C^{x_a} - 1}{\eta_{SIC}} \right] \quad (2.39)$$

En el proceso de expansión de la turbina de gas, la relación de presiones en la turbina es menor que la del compresor,  $\pi_T < \pi_C$ , esto se debe a las pérdidas de presión que ocurren dentro de la cámara de combustión. La relación de presiones de la turbina es la relación entre la presión a la entrada y salida de la turbina:

$$\pi_T = \frac{P_{g3}}{P_{g4}} \quad (2.40)$$

El modelo matemático de una expansión isoentrópica es:

$$\frac{T_{g4,s}}{T_{g3}} = \left( \frac{P_{g4}}{P_{g3}} \right)^{\frac{\gamma_{gc}}{\gamma_{gc} - 1}} = \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{x_{gc}} \quad (2.41)$$

Al igual que al compresor, realizando un balance de masa y energía en la turbina, el trabajo es igual a la diferencia de entalpías a la salida y entrada del mismo. Considerando que la turbina opera con un gas perfecto, la entalpía es igual al producto del calor específico a presión constante y la diferencia de temperaturas a la entrada y salida de ésta:

$$w_T = h_{g3} - h_{g4} = c_{P,gc}(T_{g3} - T_{g4}) \quad (2.42)$$

A partir de la eficiencia isoentrópica de la turbina, que es la relación entre el trabajo real y el trabajo isoentrópico, se obtiene la relación de temperaturas a la entrada y salida de la turbina:

$$\frac{T_{g4}}{T_{g3}} = 1 - \eta_{SIT} \left( 1 - \frac{T_{g4,s}}{T_{g3}} \right) = 1 - \eta_{SIT} \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) \quad (2.43)$$

Sustituyendo la Ec. 2.43 en la ecuación 2.42, se obtiene la ecuación del trabajo de la turbina en función del calor específico a presión constante de los gases de combustión, la relación combustible-aire, la eficiencia

isoentrópica de la turbina y la relación de presiones de la misma:

$$w_T = (1 + rca)c_{P,gc}T_{g3}\eta_{SIT} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) \right] \quad (2.44)$$

El cambio de entropía en la turbina se debe a la parte térmica, debido al cambio de temperatura, y la otra a la parte mecánica, debida al cambio de presión:

$$s_{g4} - s_{g3} = c_{P,gc}Ln \left( \frac{T_{g4}}{T_{g3}} \right) - R_{gc}Ln \left( \frac{1}{\pi_T} \right) \quad (2.45)$$

Finalmente, el trabajo motor de la turbina de gas es la diferencia entre el trabajo producido por la turbina y el trabajo suministrado al compresor. El trabajo motor en función del calor específico a presión constante del aire y de los gases de combustión, la relación de temperaturas a la entrada del compresor y de la turbina ( $y_{TG}$ ), la relación aire-combustible, la relación de presiones del compresor y de la turbina, así como de las eficiencias isoentrópicas de estos mismos equipos, se expresa de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} w_{m,TG} &= w_T - w_C \\ &= T_{g1}c_{P,a} \left\{ (1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_{TG} \eta_{SIT} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) \right] - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right\} \end{aligned} \quad (2.46)$$

La eficiencia térmica de la turbina de gas, es la relación entre el trabajo motor de la turbina de gas y el calor suministrado:

$$\begin{aligned} \eta_{TH,TG} &= \frac{w_{m,TG}}{q_{sum,TG}} \\ &= \frac{(1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_{TG} \eta_{SIT} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) \right] - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1)}{(1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_{TG} - 1 - \left( \frac{\pi_C^{x_a} - 1}{\eta_{SIC}} \right)} \end{aligned} \quad (2.47)$$

El flujo másico del aire se determina en función de la potencia generada en la turbina de gas y del trabajo motor:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{m,TG}}{w_{m,TG}} = \frac{\dot{W}_{m,TG}}{T_{g1}c_{P,a} \left\{ (1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_{TG} \eta_{SIT} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) \right] - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right\}} \quad (2.48)$$

El flujo másico de combustible es el cociente del calor suministrado y el poder calorífico inferior del combustible utilizado, por el flujo másico de aire:

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_a \left( \frac{q_{sum}}{PCI} \right) \quad (2.49)$$

El régimen térmico indica cuantos kJ se consumen para producir un kWh:

$$HR = 3600 \left( \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{W}_m} \right) = \frac{3600}{\eta_{TH}} \quad (2.50)$$

Finalmente, el consumo específico de combustible indica los kilogramos de combustible necesarios para producir un kWh:

$$CEC = 3600 \left( \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{m,TG}} \right) \quad (2.51)$$

## 2.2 Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor es el equipo donde se aprovecha la energía contenida en los gases de escape de la turbina de gas para la generación de vapor, que se utiliza en la turbina de vapor. Los equipos que componen la caldera de recuperación de calor son: el sobrecalentador de alta y baja presión, el evaporador de alta y baja presión y el economizador de alta y baja presión.

En la Figura 2.6 se muestran los flujos másicos de los equipos del ciclo combinado "Tula de Allende"; en esta figura se puede observar que:  $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v12} = \dot{m}_{v13} = \dot{m}_{v14} = \dot{m}_{v15} = \dot{m}_{v16} = \dot{m}_{v17} = \dot{m}_{AP}$ ;  $\dot{m}_{v8} = \dot{m}_{v9} = \dot{m}_{v10} = \dot{m}_{v11} = \dot{m}_{BP}$ ; y  $\dot{m}_{v3} = \dot{m}_{v4} = \dot{m}_{v5} = \dot{m}_{v6} = \dot{m}_{v7} = \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{BP} = \dot{m}_T$ .

Para conocer el valor de los flujos de vapor y las temperaturas de los gases de escape de cada uno de los equipos de la caldera de recuperación de calor completa, es necesario realizar balances de masa y energía en este mismo equipo.

### 2.2.1 Balances en la zona de alta presión

Comenzando en la zona de alta presión de la caldera, se obtienen las siguientes expresiones:

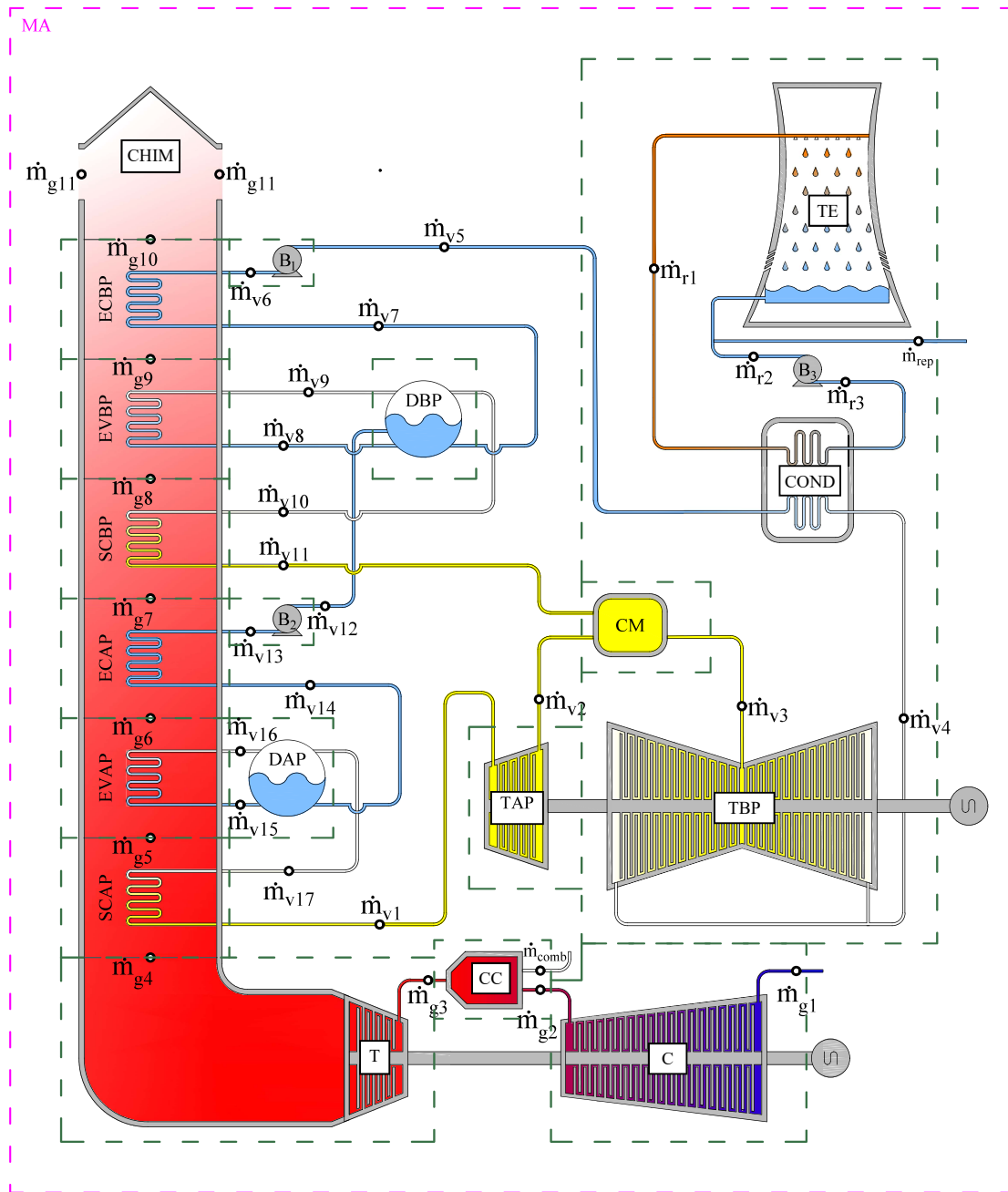


Figura 2.6: Flujos másicos del ciclo combinado

- Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g4} - T_{g5}) = \dot{m}_{AP} (h_{v1} - h_{v17}) \quad (2.52)$$

- Evaporador alta presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g5} - T_{g6}) = \dot{m}_{AP} (h_{v16} - h_{v15}) \quad (2.53)$$

- Economizador de alta presión:

$$\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g6} - T_{g7}) = \dot{m}_{AP} (h_{v14} - h_{v13}) \quad (2.54)$$

De los balances de masa y energía del sobrecalentador de alta presión y el evaporador de alta presión, es decir, de las Ecs. 2.52 y 2.53, se obtiene la expresión del flujo másico de alta presión:

$$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g4} - T_{g6})}{h_{v1} - h_{v15}} \quad (2.55)$$

La temperatura de Pinch Point,  $\Delta T_{PP}$ , es la diferencia entre la temperatura de los gases de escape a la salida del evaporador y la temperatura del líquido saturado a la entrada en el mismo equipo. A medida que el Pinch Point disminuye, el área de transferencia de calor y el costo económico del evaporador aumentan, no obstante, la transferencia de calor en el evaporador también aumenta, aprovechando mejor el calor proveniente de los gases de escape.

Para el caso del ciclo combinado de Tula, los Pinch Point de alta y baja presión son:

$$\Delta T_{PP,AP} = T_{g6} - T_{v15} = T_{g6} - T_{sat,P_{v15}} \quad (2.56)$$

$$\Delta T_{PP,BP} = T_{g9} - T_{v8} = T_{g9} - T_{sat,P_{v8}} \quad (2.57)$$

Despejando  $T_{g6}$  de la Ec 2.56 y sustituyendolo en la Ec. 2.55:

$$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g4} - T_{sat@P_{v15}} - \Delta T_{PP,AP})}{h_{v1} - h_{v15}} \quad (2.58)$$

Del balance de masa y energía en el sobrecalentador de alta presión (Ec. 2.52) se despeja la temperatura

del estado  $g_5$ , obteniendo la siguiente expresión:

$$T_{g5} = T_{g4} - \frac{\dot{m}_{AP}(h_{v1} - h_{v17})}{\dot{m}_{gc}C_{P,gc}} \quad (2.59)$$

Del balance en el economizador de alta presión (Ec. 2.54) se despeja el valor de  $T_{g7}$ , obteniendo la siguiente expresión:

$$T_{g7} = T_{g6} - \frac{\dot{m}_{AP}(h_{v14} - h_{v13})}{\dot{m}_{gc}C_{P,gc}} \quad (2.60)$$

## 2.2.2 Balances en la zona de baja presión

Desarrollando los balances de masa y energía en la zona de baja presión, se obtienen las siguientes expresiones:

- Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_{gc}C_{P,gc}(T_{g7} - T_{g8}) = \dot{m}_{BP}(h_{v11} - h_{v10}) \quad (2.61)$$

- Evaporador baja presión:

$$\dot{m}_{gc}C_{P,gc}(T_{g8} - T_{g9}) = \dot{m}_{BP}(h_{v9} - h_{v8}) \quad (2.62)$$

- Economizador de baja presión:

$$\dot{m}_{gc}C_{P,gc}(T_{g9} - T_{g10}) = \dot{m}_T(h_{v7} - h_{v6}) \quad (2.63)$$

De manera análoga, de los balances de masa y energía en el sobrecalentador de baja presión y el evaporador de baja presión, se obtiene la expresión del flujo másico de baja presión:

$$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{m}_{gc}C_{P,gc}(T_{g7} - T_{g9})}{h_{v11} - h_{v8}} \quad (2.64)$$

Despejando  $T_{g9}$  de la Ec 2.57 y sustituyendolo en la Ec. 2.64:

$$\dot{m}_{BP} = \frac{\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g7} - T_{sat@P_{v8}} - \Delta T_{PP,BP})}{h_{v11} - h_{v8}} \quad (2.65)$$

Del balance de masa y energía en el sobrecalentador de baja presión (Ec. 2.61) se obtiene la temperatura del estado  $g_8$ :

$$T_{g8} = T_{g7} - \frac{\dot{m}_{BP} (h_{v11} - h_{v10})}{\dot{m}_{gc} c_{P,gc}} \quad (2.66)$$

Del balance en el economizador de baja presión (Ec. 2.63) se despeja el valor de  $T_{g10}$ , obteniendo la siguiente expresión:

$$T_{g10} = T_{g9} - \frac{\dot{m}_T (h_{v7} - h_{v6})}{\dot{m}_{gc} c_{P,gc}} \quad (2.67)$$

El perfil de temperaturas de la caldera de recuperación del ciclo combinado de "Tula de Allende" se muestra en la Figura 2.7. En esta figura se muestra la distribución de la fracción de calor en la caldera; también se muestra la temperatura de Pinch Point del evaporador de alta y de baja presión.

Por un lado, del estado  $v_{13}$  al  $v_1$  se muestran los procesos de alta presión de la caldera de recuperación de calor, en estos procesos el agua presenta un cambio de estado, desde líquido comprimido hasta vapor sobrecalentado, debido al intercambio de calor con la corriente de gases de escape del estado  $g_4$  al  $g_7$ . La  $\Delta T_{PP,AP}$  se muestra a la entrada del evaporador de alta presión, es decir, la diferencia de temperaturas de los estados  $v_{15}$  y  $g_6$ .

Por otro lado, los procesos de baja presión de la caldera de recuperación de calor se muestran desde el estado  $v_6$  al  $v_{11}$ , en estos procesos también ocurre el cambio de fase del agua desde líquido comprimido a vapor sobrecalentado, pero ahora, debido al intercambio de calor con la corriente de gases de escape del estado  $g_6$  al  $g_{10}$ . En este caso, la  $\Delta T_{PP,BP}$  se muestra en la diferencia de temperatura de los estados  $v_8$  y  $g_9$ . De acuerdo con la literatura (Mokhtari et al., 2016), para un ciclo combinado de dos niveles de presión, las temperaturas de Pinch Point de baja y alta presión son de 20 °C y 35 °C, respectivamente.

En ésta misma figura se muestra que, el área bajo la curva correspondiente a los gases de escape (edos  $g_4$  -  $g_{10}$ ) es el calor suministrado a la caldera de recuperación de calor, no obstante, el área que se encuentra

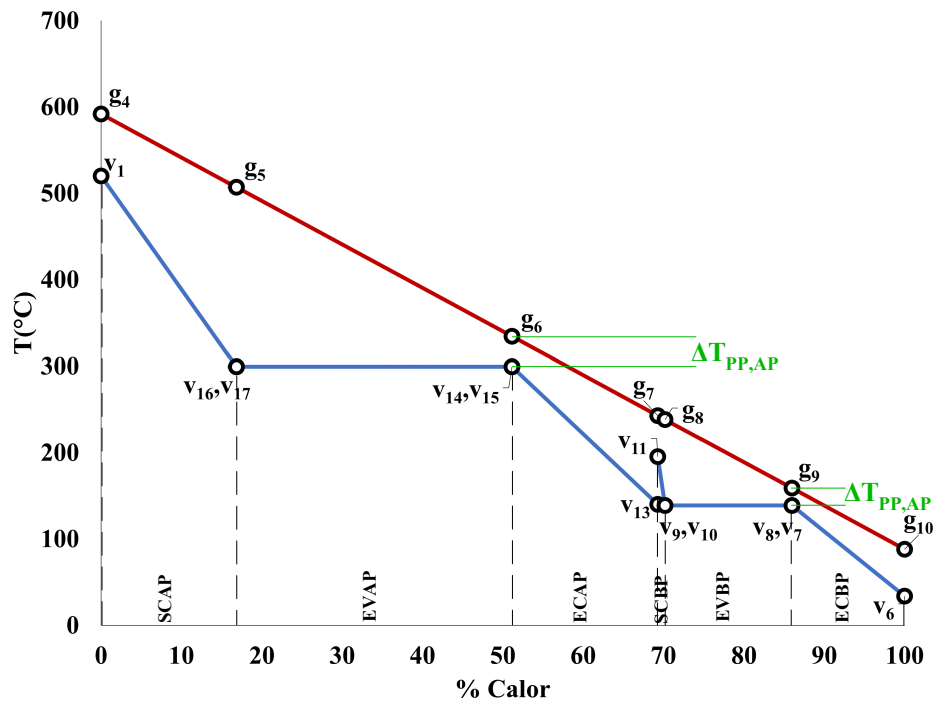


Figura 2.7: Perfil de temperaturas de la caldera de recuperación de calor

bajo la curva correspondiente al agua (edos  $v_1 - v_{16}$ ) es el calor aprovechado en la caldera de recuperación de calor. Mientras menor sea la temperatura de Pinch Point, mayor será el calor aprovechado en la caldera de recuperación de calor y, como consecuencia, el área de transferencia de calor aumentará y será mayor el costo económico de los equipos de la caldera de recuperación de calor.

### 2.3 Turbina de vapor

El ciclo Rankine está compuesto por procesos de suministro de calor, expansión, rechazo de calor y bombeo. Estos procesos se muestran en el diagrama Temperatura contra Entropía de la Figura 2.8.

El proceso de expansión a alta presión se lleva a cabo del estado  $v_1$  al estado  $v_2$ , en este proceso se genera potencia en la turbina de alta presión, aprovechando la energía contenida en el vapor sobrecalentado del estado  $v_1$ . Para el cálculo de las propiedades del vapor sobrecalentado del estado  $v_1$ , con la presión y la temperatura, en tablas de vapor sobrecalentado, se obtiene el volumen específico, la entalpía y la entropía.

De la expresión de la eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor se obtiene la entalpía del estado  $v_2$  en función de la misma eficiencia, la entalpía a la entrada de la turbina de vapor y la entalpía isoentropica a la

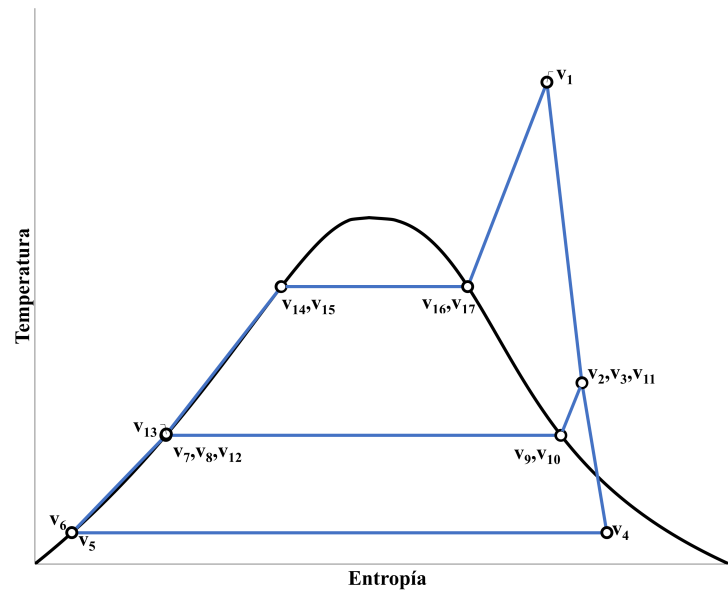


Figura 2.8: Diagrama Temperatura - entropía del ciclo Rankine del ciclo combinado "Tula de Allende"

salida de la misma:

$$h_{v2} = h_{v1} - \eta_{SITAP}(h_{v1} - h_{v2,s}) \quad (2.68)$$

Al encontrarse en la región de vapor sobrecalentado, las demás propiedades del estado  $v_2$  se obtienen de tablas de vapor sobrecalentado, con la presión  $P_2$  y la entalpía  $h_2$ .

Realizando un balance de masa y energía en la turbina vapor de alta presión, sin considerar la energía cinética y potencial, se determina su potencia generada, ésta es la diferencia de las entalpías a la entrada y salida del equipo por su respectivo flujo másico:

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{v1}(h_{v1} - h_{v2}) \quad (2.69)$$

De acuerdo al diagrama esquemático de la Figura 2.1, el equipo siguiente es la cámara de mezclado, en ésta se juntan las corrientes provenientes de la turbinas de alta presión y del sobrecalentador de baja presión para suministrarse al segundo proceso de expansión en la turbina de vapor de baja presión

$$\dot{m}_{v3} = \dot{m}_{v11} + \dot{m}_{v2} \quad (2.70)$$

El proceso de expansión en la turbina de vapor de baja presión es análogo al de alta presión, con la diferencia de que a la salida de la turbina de vapor de baja presión, el agua se encuentra como vapor húmedo con una calidad en el rango de 0.88 y 1. La entalpía del estado  $v_4$  se determina en función de la entalpía del estado  $v_3$  y  $v_{4,s}$ :

$$h_{v4} = h_{v3} - \eta_{SITBP}(h_{v3} - h_{v4,s}) \quad (2.71)$$

Con la entalpía del estado  $v_4$  y tablas de vapor húmedo se determina la calidad de este mismo estado con la siguiente expresión:

$$x_{v4} = \frac{h_{v4} - h_{f,v4@Pcond}}{h_{fg,v4@Pcond}} \quad (2.72)$$

Una vez obtenida la calidad del estado  $v_4$ , en tablas de vapor saturado, se obtiene la entropía del mismo estado:

$$s_{v4} = s_{f,v4@Pcond} + x_{v4}(s_{fg,v4@Pcond}) \quad (2.73)$$

La potencia generada en la turbina de vapor de baja presión es

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{m}_{v3}(h_{v3} - h_{v4}) \quad (2.74)$$

En el condensador, la corriente de vapor húmedo intercambia calor con otra corriente de agua proveniente de una torre de enfriamiento, logrando así, que ésta cambie de fase y pase a líquido saturado, o sea  $x_{v5} = 0$ .

El flujo de calor rechazado en el condensador se determina mediante el balance de energía en el mismo, siendo éste, el cambio en las entalpías de entrada y salida del condensador por su respectivo flujo másico:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{v4}(h_{v4} - h_{v5}) \quad (2.75)$$

Del estado  $v_5$  al  $v_6$  se llevan a cabo el proceso de bombeo en la bomba 1. Su eficiencia isoentrópica es el

cociente de su trabajo de bombeo isoentrópico y el real:

$$\eta_{SIB1} = \frac{w_{B1,s}}{w_{B1}} = \frac{h_{v6s} - h_{v5}}{h_{v6} - h_{v5}} \quad (2.76)$$

De manera análoga, para la bomba 2, su eficiencia isoentrópica es:

$$\eta_{SIB2} = \frac{w_{B2,s}}{w_{B2}} = \frac{h_{v13s} - h_{v12}}{h_{v13} - h_{v12}} \quad (2.77)$$

La entalpía de los estados a la salida de las bomba se despejan de las Ecs. 2.76 y 2.77. Con las entalpías y las presiones, además de las tablas de líquido comprimido, se determinan la entropía y la temperatura de los estados  $v_6$  y  $v_{13}$

$$h_{v6} = h_{v5} + \frac{h_{v6s} - h_{v5}}{\eta_{SIB1}} \quad (2.78)$$

$$h_{v13} = h_{v12} + \frac{h_{v13s} - h_{v12}}{\eta_{SIB1}} \quad (2.79)$$

La potencia suministrada a la bomba 1 es el producto del flujo másico de  $v_5$  y su trabajo motor:

$$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_{v5}(h_{v6} - h_{v5}) \quad (2.80)$$

y la potencia de la bomba 2 es el producto del flujo másico de  $v_{12}$  y su trabajo motor:

$$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_{v12}(h_{v13} - h_{v12}) \quad (2.81)$$

La potencia motor para este ciclo es la suma de la potencia de la turbina de baja y de alta presión menos la potencia de las bombas:

$$\dot{W}_{m,TV} = \dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} \quad (2.82)$$

El flujo de calor suministrado al ciclo de turbina de vapor igual al flujo de calor suministrado a la caldera de recuperación de calor, y éste a su vez, es el producto del flujo másico de los gases de escape, su calor espe-

cífico y la diferencia de temperatura de los gases de escape a la entrada y salida de la caldera de recuperación de calor:

$$\dot{Q}_{sum,TV} = \dot{Q}_{sum,CRC} = \dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g4} - T_{g10}) \quad (2.83)$$

La eficiencia térmica del ciclo de turbina de vapor se determina mediante el cociente de la potencia motor y el flujo de calor suministrado al ciclo:

$$\eta_{TH,TV} = \frac{\dot{W}_{m,TV}}{\dot{Q}_{sum,TV}} \quad (2.84)$$

Sustituyendo la potencia motor y el calor suministrado, se obtiene la expresión de la eficiencia térmica en función de las potencias generadas por las turbinas, la potencia suministrada a las bombas, el flujo másico de los gases de escape, el calor específico de los gases de escape y la temperatura de los gases de escape a la entrada y salida de la caldera de recuperación de calor :

$$\eta_{TH,TV} = \frac{\dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2}}{\dot{m}_{gc} c_{P,gc} (T_{g4} - T_{g10})} \quad (2.85)$$

El consumo específico de vapor se determina mediante el flujo másico de vapor y la potencia generada en la turbina de vapor e indica cuánto vapor se va a consumir para producir un kWh:

$$CEV = 3600 \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{W}_{m,TV}} \quad (2.86)$$

Un ciclo combinado está formado por la integración del ciclo de turbina de gas, turbina de vapor y la caldera de recuperación de calor, la potencia motor producida en un ciclo combinado es la suma de la potencia motor de ambos ciclos:

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{m,TG} + \dot{W}_{m,TV} \quad (2.87)$$

Como el calor únicamente se suministra en la turbina de gas, mediante la combustión del combustible, el

calor suministrado en todo el ciclo combinado es el mismo

$$\dot{Q}_{sum,CC} = \dot{Q}_{sum,TG} \quad (2.88)$$

La eficiencia térmica del ciclo combinado es la relación entre la potencia motor y el flujo de calor suministrado al ciclo combinado:

$$\eta_{TH,CC} = \frac{\dot{W}_{m,CC}}{\dot{Q}_{sum,CC}} = \frac{\dot{W}_{m,TG} + \dot{W}_{m,TV}}{\dot{Q}_{sum,TG}} \quad (2.89)$$

## 2.4 Torre de enfriamiento

Las torres de enfriamiento son equipos que retiran el calor de una corriente de agua al medio ambiente, su funcionamiento se basa en el principio del enfriamiento evaporativo. Este es un proceso donde el agua es enfriada mediante una corriente de aire que absorbe cierta cantidad de vapor de agua y calor de la misma. En este proceso se evapora agua al momento de enfriarse, ésta será sustituida mediante otra corriente de agua, llamada agua de reposición. El calor retirado de la corriente de agua depende de las condiciones climatológica del sitio de operación, como la altura sobre el nivel del mar, humedad relativa, humedad específica, temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo, entre otras propiedades.

El aire saturado es aquella mezcla de aire y vapor que tiene una humedad relativa del cien por ciento ( $\phi = 100$ ); en este estado, el aire no puede absorber más vapor a una presión y temperatura dada. Si se disminuye la temperatura a una corriente de aire saturado se presentarán condensados, contrario a eso, si se aumenta la temperatura, el aire disminuirá su humedad relativa, recuperando la característica de absorber vapor.

En la Figura 2.9 se muestra un proceso de enfriamiento a presión constante en una carta psicrométrica. Este proceso pasa de una temperatura de bulbo seco de 25°C y una humedad relativa de 0.6 a una temperatura de bulbo seco de 10°C con humedad relativa de 1. Durante este proceso se muestra que, del punto 1 al 2 es un proceso de enfriamiento a una humedad específica constante, es decir, la humedad específica permanece constante, esto únicamente ocurre hasta que, el aire enfriado se satura y llega a una humedad relativa de 1. En el punto 2, la temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío son las mismas, de 16.5 °C, porque el aire se encuentra saturado. Del punto 2 al 3 ocurre un proceso de enfriamiento, donde la relación

entre la masa de vapor y la masa de aire seco disminuye, lo cual muestra que, una cantidad de vapor se está condensando debido a que el aire perdió la capacidad de absorber más vapor. Como en el punto 3 aún se encuentra saturado el aire, su temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío son de 10°C.

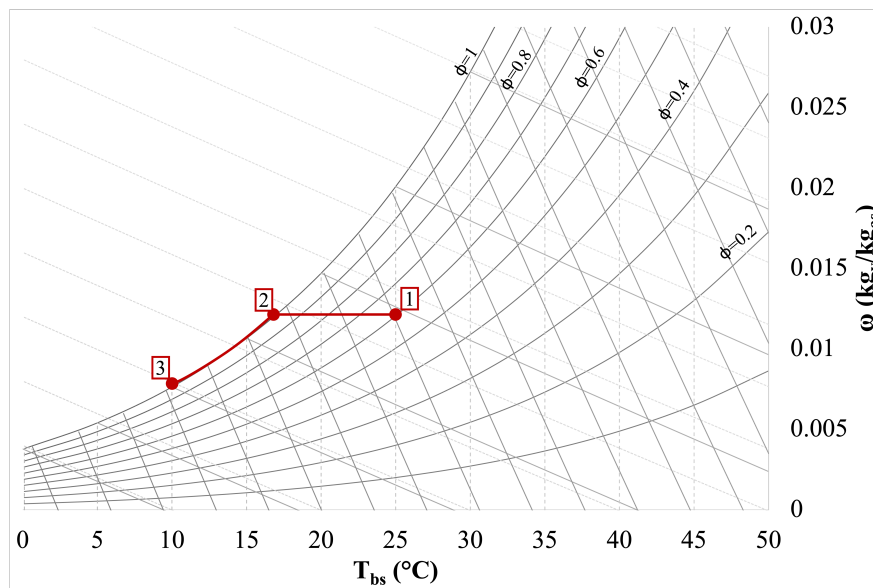


Figura 2.9: Carta psicrométrica a 1.01325 bar

Existen tres tipos de temperaturas diferentes para definir los estados termodinámicos del aire húmedo, la temperatura de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío. La temperatura de bulbo seco, es la temperatura a la que se encuentra el aire húmedo, ésta se puede medir con un termómetro común. La temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire; ésta se determina rodeando el bulbo de un termómetro común con un paño de tela húmedo y haciendo girar el termómetro rápidamente para pasar aire por él y lograr que el agua contenida en el paño comience a evaporarse. Si el aire que rodea al termómetro tiene una humedad relativa baja, la evaporación ocurrirá de manera rápida y la diferencia de temperaturas será mayor, contrario a eso, si la humedad relativa del aire es alta, la evaporación será lenta y la diferencia de temperaturas será menor. La temperatura de punto de rocío es la temperatura a la que el aire comienza a saturarse a presión constante.

Se puede alcanzar la saturación del aire mediante tres procesos, la compresión isotérmica, el enfriamiento adiabático y el enfriamiento isobárico. A cada uno de estos procesos le corresponde una temperatura, como se muestra en la Figura 2.10a:

- Del estado 1 al  $2_T$  se lleva a cabo una compresión isotérmica, a este proceso le corresponde la temperatura de bulbo seco,  $T_{bs}$ .
- Del estado 1 al  $2_{Ad}$  se realiza el enfriamiento adiabático, asociado a la temperatura de bulbo húmedo,  $T_{bh}$ .
- Del estado 1 al  $2_p$  ocurre el enfriamiento isobárico, relacionado con la temperatura de punto de rocío,  $T_{pr}$ .

Como se muestra en la Ec. 2.10, la humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor y la presión de saturación a la temperatura de bulbo húmedo, esta relación se muestra gráficamente como la distancia que existe del punto 1 al  $2_T$ , mientras mayor sea la separación entre estos puntos, el valor de la humedad relativa se aproximará a cero; contrario a eso, mientras menor sea la separación entre estos puntos, la humedad relativa tendrá un valor cercano a uno.

Cuando la humedad relativa del aire es uno, la temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío tienen el mismo valor, esto se muestra en la Figura 2.10b. Cuando se alcanza la saturación, es decir, cuando la humedad relativa es 1, el vapor de agua se encuentra en la línea de vapor saturado, como se muestra en la Figura 2.10b, si de alguna manera este vapor se enfría, pasa al estado de líquido comprimido y comienzan a presentarse condensados.

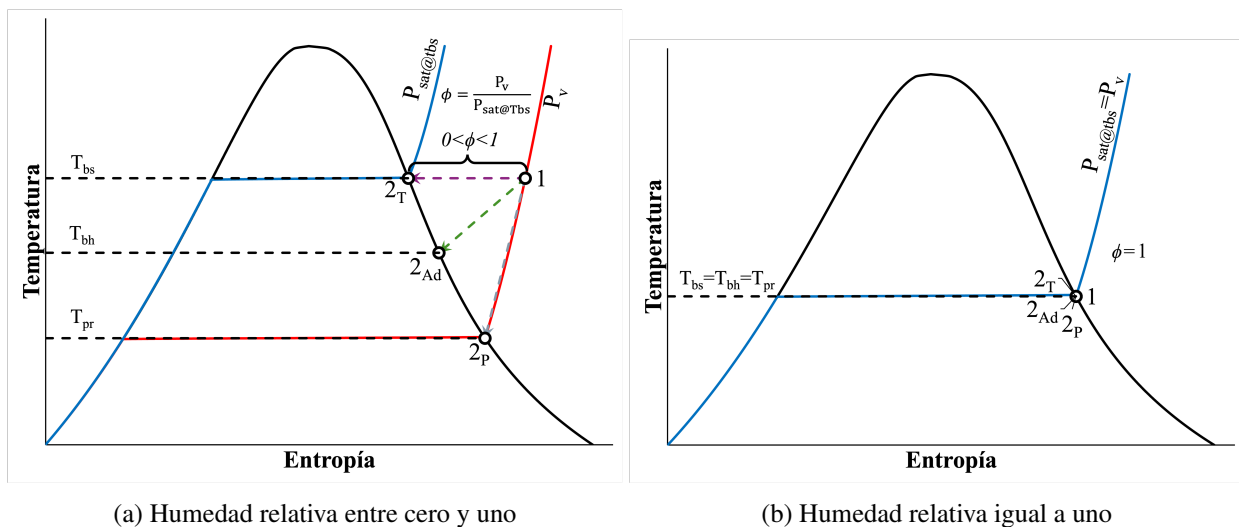


Figura 2.10: Diagrama temperatura contra entropía de saturación del aire

Otra propiedad importante en la termodinámica del aire es la humedad específica, ésta es la relación que

existe entre la masa del vapor y la masa de aire seco de una mezcla de aire húmedo:

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} \quad (2.90)$$

Considerando que el vapor de agua se comporta como gas ideal a temperaturas menores de 55 °C, la humedad específica se puede reescribir en función de la presión del vapor, la presión de aire seco y de la relación de los pesos moleculares del vapor y del aire seco:

$$\omega = \frac{P_v P M_v}{P_{as} P M_{as}} = 0.622 \frac{P_v}{P_{as}} \quad (2.91)$$

Sustituyendo las Ecs. 2.8 y 2.9 en la Ec. 2.91 se obtiene la ecuación de la humedad específica en función de la humedad relativa

$$\omega = 0.622 \frac{\phi P_{sat@Tbs}}{P_a - \phi P_{sat@Tbs}} \quad (2.92)$$

La entalpía del aire húmedo se determina mediante la suma de la entalpía del aire seco y la del vapor de agua:

$$H_a = H_{as} + H_{vap} = m_{as} h_{as} + m_v h_v \quad (2.93)$$

La masa de aire seco permanece constante en los procesos relacionados con el aire atmosférico, por lo que todas las propiedades específicas se encuentran en función de la masa de aire seco. Dividiendo entre la masa de aire seco la Ec. 2.93 se obtiene la entalpía por unidad de masa del aire:

$$h_a = h_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} h_v = h_{as} + \omega h_v \quad (2.94)$$

De manera análoga la entropía específica del aire es la suma de la entropía específica del aire seco más el producto de la humedad específica y la entropía específica del vapor:

$$s_a = s_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} s_v = s_{as} + \omega s_v \quad (2.95)$$

y la exergía específica del aire es la suma de la exergía específica del aire seco más el producto de la humedad específica y la exergía específica del vapor:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} \varepsilon_v = \varepsilon_{as} + \omega \varepsilon_v \quad (2.96)$$

Como se mostró en la Ec. 2.7, el flujo másico de aire a la entrada y salida de la torre de enfriamiento es la suma del flujo másico de aire seco y del vapor de agua. El flujo másico del aire seco permanece constante, mientras que el flujo másico de vapor de agua a la salida de la torre de enfriamiento es igual a la suma del flujo másico de vapor de agua a la entrada de la torre más el flujo másico de agua de reposición:

$$\dot{m}_{v,in} + \dot{m}_{rep} = \dot{m}_{v,out} \quad (2.97)$$

El agua de reposición es el agua que absorbe el aire húmedo para que pueda ocurrir el intercambio de calor y logre enfriar el agua de la torre de enfriamiento. Despejando el flujo másico del vapor de la Ec. 2.90 y sustituyéndolo en la Ec. 2.97:

$$\dot{m}_{as} \omega_{in} + \dot{m}_{rep} = \dot{m}_{as} \omega_{out} \quad (2.98)$$

Despejando el flujo másico del agua de reposición de la Ec. 2.98:

$$\dot{m}_{rep} = \dot{m}_{as} (\omega_{out} - \omega_{in}) \quad (2.99)$$

Realizando un balance de masa y energía en el condensador, se determina el flujo másico del agua de refrigerante utilizada en la torre de enfriamiento:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h_{r1} - h_{r3}} \quad (2.100)$$

En una torre de enfriamiento, la diferencia entre la temperatura del agua fría y la temperatura de bulbo

húmedo del aire de entrada se le conoce como temperatura de aproximación.

$$T_{aprox} = T_{w,fría} - T_{bh,a} \quad (2.101)$$

mientras que, la diferencia entre la temperatura del agua caliente y la fría se le conoce como Rango.

$$Rango = T_{w,caliente} - T_{w,fría} \quad (2.102)$$

Esto se muestra en la Figura 2.11, estos parámetros son importantes porque con éstos se evalúa el desempeño de una torre de enfriamiento:

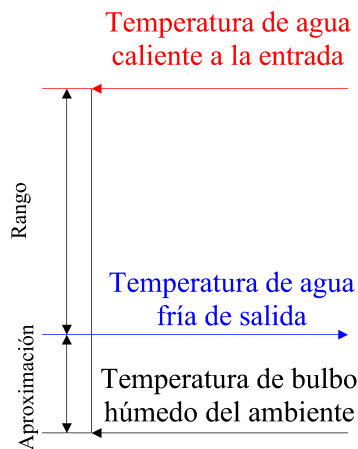


Figura 2.11: Representación gráfica del rango y la temperatura de aproximación

La mínima temperatura a la cual se puede enfriar una corriente de agua es la temperatura de bulbo húmedo del aire, por eso, la eficiencia de una torre de enfriamiento se determina con la relación de la diferencia de temperaturas del agua y la diferencia de temperaturas del agua caliente y la temperatura de bulbo húmedo del medio ambiente

$$\eta_{TE} = \frac{T_{w,caliente} - T_{w,fría}}{T_{w,caliente} - T_{bh,a}} = \frac{T_{w,caliente} - T_{w,fría}}{T_{w,caliente} - T_{w,fría} + T_{w,fría} - T_{bh,a}} \quad (2.103)$$

Sustituyendo las Ecs. 2.101 y 2.102 en 2.103 se obtiene la ecuación de la eficiencia de una torre de

---

enfriamiento en función del rango y de la temperatura de aproximación.

$$\eta_{TE} = \frac{Rango}{Rango + T_{aprox}} \quad (2.104)$$

Finalmente, la carga térmica de la torre de enfriamiento se determina con un balance de masa y energía en la torre de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{TE} = \dot{m}_{r1} (h_{r2} - h_{r1}) \quad (2.105)$$

La caída de presión de la torre de enfriamiento se determina en función de la diferencia de densidades del aire a la entrada y salida de la torre de enfriamiento, la altura y la gravedad:

$$\Delta P_{TE} = (\rho_{a,in} - \rho_{a,out})gH_{TE} \quad (2.106)$$

entonces, la altura de la torre de enfriamiento es:

$$H_{TE} = \frac{\Delta P_{TE}}{(\rho_{a,in} - \rho_{a,out})g} \quad (2.107)$$





### 3. Análisis exergético

La capacidad de causar un cambio se conoce como calidad de la energía, ésta depende del tipo de energía (física, química, etc), de los parámetros del sistema y del medio ambiente. No toda la energía se encuentra ordenada ni presenta la misma calidad, no obstante, una forma de estandarizar la calidad de la energía es mediante el máximo trabajo que puede ser obtenido de una forma de energía dada, tomando al medio ambiente como estado de referencia, a este estándar se le conoce como exergía. Contrariamente a la energía que sigue el postulado de la conservación, la exergía sigue el postulado de degradación, ésta no se conserva, todo proceso conlleva destrucción de exergía, también conocida como irreversibilidad.

El medio ambiente está formado por la atmósfera, los cuerpos de agua y la tierra. Este es un cuerpo grande en equilibrio termodinámico, no presenta gradientes de ningún tipo, por lo que no se puede producir trabajo de ninguna manera. En el medio ambiente existen tres tipos de interacciones con un sistema:

1. Mediante interacciones térmicas como fuente o sumidero.
2. Mediante interacciones mecánicas como depósito de trabajo inutilizable, esta interacción se da únicamente en sistemas que tienen cambio en su volumen.
3. Mediante interacciones químicas como depósito de una sustancia con un bajo potencial químico en equilibrio estable, esta interacción ocurre cuando el sistema rechaza materia al medio ambiente.

El sistema puede estar en equilibrio con el medio ambiente de dos maneras:

1. Mediante el equilibrio restringido; éste es cuando el medio ambiente y el sistema se encuentran en equilibrio mecánico y térmico, no existen gradientes de presión ni de temperatura.
2. Cuando, además de estar en equilibrio térmico y mecánico, también se encuentra en equilibrio químico, sin gradientes químicos. El sistema se encuentra en equilibrio termodinámico o en un estado muerto.

La exergía es la combinación de la primera ley de la termodinámica, la segunda ley de la termodinámica y el medio ambiente. Para la deducción de la ecuación de la exergía, es necesario partir de la primera y segunda ley de la termodinámica para sistemas abiertos:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W}_x - \dot{W}_{VC} + \sum_{in} \dot{m}h^o - \sum_{out} \dot{m}h^o \quad (3.1)$$

$$\dot{\Pi}_{gen} = \left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m}s + \sum_{out} \dot{m}s \geq 0 \quad (3.2)$$

donde,  $h^o$  es la metalpía, que es la suma de la entalpía, la energía cinética y potencial.

Considerado que la potencia neta del volumen de control es la resta de la potencia del volumen de control y el trabajo de desplazamiento necesario a una presión atmosférica, es decir:

$$\dot{W}_{NVC} = \dot{W}_{VC} - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}$$

La primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos, donde se considera que la potencia total es la suma de la potencia de flecha y la potencia neto del volumen de control,  $\dot{W}_T = \dot{W}_x + \dot{W}_{NVC}$ , se reescribe como:

$$\frac{dE}{dt} + P_0 \frac{dV_{VC}}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W}_T + \sum_{in} \dot{m}h^o - \sum_{out} \dot{m}h^o \quad (3.3)$$

Multiplicando por la temperatura ambiente,  $T_0$ , la Ec. 3.2:

$$T_0 \dot{\Pi}_{gen} = T_0 \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{T_0 \dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} T_0 \dot{m}s + \sum_{out} T_0 \dot{m}s \quad (3.4)$$

Sumando y restando  $\sum_{i=0}^n \dot{Q}_i$  al segundo término del segundo miembro de la Ec. 3.4:

$$\sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \sum_{i=0}^n \frac{T_0 \dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i = \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i \quad (3.5)$$

Sustituyendo la Ec. 3.5 en la Ec. 3.4:

$$T_0 \dot{\Pi}_{gen} = T_0 \frac{dS}{dt} + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \sum_{in} T_0 \dot{m}s + \sum_{out} T_0 \dot{m}s \quad (3.6)$$

Despejando el flujo de calor de la Ec. 3.3 y sustituyéndolo en Ec. 3.6:

$$\begin{aligned} T_0 \dot{\Pi}_{gen} = & \left( \frac{d}{dt} T_0 S - E - P_0 V \right)_{VC} + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W}_T + \sum_{in} \dot{m}(h^o - T_0 s) \\ & - \sum_{out} \dot{m}(h^o - T_0 s) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Considerando que no hay generación de entropía, es decir, la potencia total es reversible:

$$\dot{W}_{T,rev} = \left( \frac{d}{dt} T_0 S - E - P_0 V \right)_{VC} + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m}(h^o - T_0 s) - \sum_{out} \dot{m}(h^o - T_0 s) \quad (3.8)$$

Sustituyendo la potencia total reversible en la Ec. 3.7, se obtiene que la diferencia de la potencia total reversible y la potencia total real es igual al flujo de trabajo perdido:

$$T_0 \dot{\Pi}_{gen} = \dot{W}_{T,rev} - \dot{W}_T = \dot{W}_{perd} \quad (3.9)$$

Es importante conocer el valor de la potencia perdida en función de la temperatura ambiente y la producción de entropía. El producto de estos dos es igual al flujo de irreversibilidades, o bien, al Teorema de Gouy-Stodola (Kotas, 2012):

$$\dot{I} = T_0 \dot{\Pi}_{gen} \quad (3.10)$$

Este Teorema es uno de los más importantes dentro de la optimización termodinámica, porque permite identificar las principales fuentes de irreversibilidades generadas en un sistema, para así, poder minimizarlas

(Pal, 2017). Reordenando la Ec. 3.7 y sustituyendo la Ec. 3.10 en esta misma:

$$\dot{W}_T = \frac{d}{dt} (T_0 S - E - P_0 V_{VC}) + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m}(h^o - T_0 s) - \sum_{out} \dot{m}(h^o - T_0 s) - \dot{I} \quad (3.11)$$

El primer término del primer miembro de la Ec. 3.11 es la máxima potencia disponible, o bien, el flujo de exergía; para el segundo miembro, el primer término es la acumulación de la exergía dentro del volumen de control, el segundo término es la exergía asociada a un flujo de calor, el tercer término es la exergía de flujo asociada a las corrientes de entrada del volumen de control, el cuarto término es la exergía de flujo asociada a las corrientes de salida del volumen de control y el quinto término es el flujo de irreversibilidades en el interior del volumen de control.

En la Figura 3.1 se muestra la representación gráfica de las corrientes de exergía en un volumen de control. El flujo de exergía es la suma de la potencia de flecha y la potencia del volumen de control; la exergía de flujo se muestra a la entrada y salida del volumen de control y es el producto de flujo másico y la exergía específica, tanto a la entrada como a la salida del volumen de control; la exergía asociada al flujo de calor se muestra como el calor que se suministra en las fronteras del volumen de control; finalmente, la acumulación de la exergía se muestra dentro del volumen de control, así como las irreversibilidades que se generan dentro del mismo.

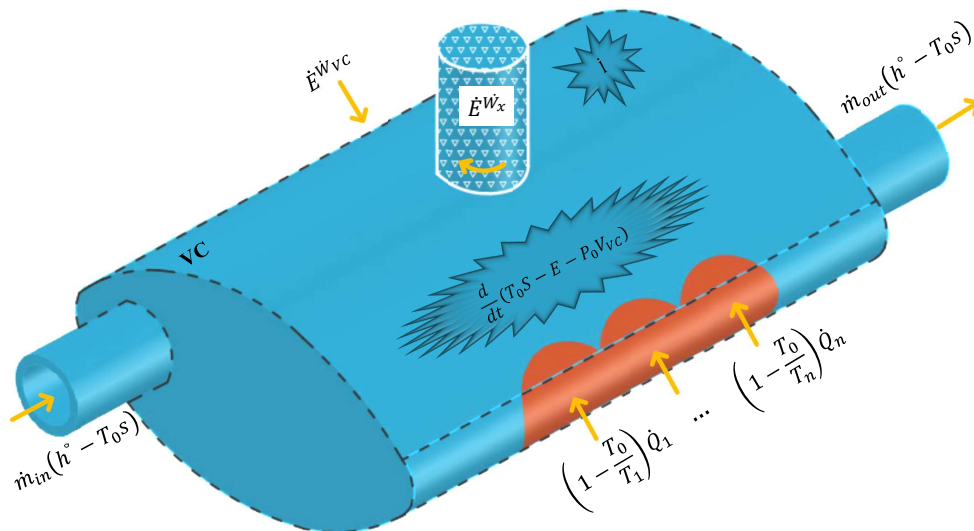


Figura 3.1: Representación gráfica de las componentes de la exergía en un volumen de control

### 3.1 Exergía física

La exergía física es una componente de la exergía definida como: la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando una corriente o sustancia es llevada desde un estado inicial al estado ambiente, mediante procesos físicos que involucren únicamente las interacciones térmicas y mecánicas con el medio ambiente.

Para un sistema reversible, que es llevado desde un estado termodinámico al estado ambiente, sin considerar los efectos de la energía cinética y de la energía potencial, el flujo de calor es:

$$\dot{Q}_{rev} = T_0(\dot{S}_0 - \dot{S}) \quad (3.12)$$

Realizando el balance de primera ley de la termodinámica (3.1) a un sistema abierto, donde éste es considerado como reversible, con flujo estable y despreciando las contribuciones de la energía cinética y energía potencial, la primera ley de la termodinámica es:

$$\dot{Q}_{rev} - \dot{W}_{rev} = \dot{H}_0 - \dot{H} \quad (3.13)$$

Sustituyendo la Ec. 3.12 en 3.13 y despejando el trabajo reversible, se obtiene la exergía física:

$$\dot{E}_{ph} = (\dot{H} - T_0\dot{S}) - (\dot{H}_0 - T_0\dot{S}_0) \quad (3.14)$$

La Ec. 3.14 hace referencia a la exergía de flujo de la Ec. 3.11, siempre y cuando no se considere la contribución de la energía cinética y la energía potencial. El flujo de exergía física para dos estados a condiciones diferentes al ambiente es:

$$\dot{E}_{ph,1} - \dot{E}_{ph,2} = (\dot{H}_1 - T_0\dot{S}_1) - (\dot{H}_2 - T_0\dot{S}_2) = (\dot{H}_1 - \dot{H}_2) - T_0(\dot{S}_1 - \dot{S}_2) \quad (3.15)$$

En la Figura 3.2 se muestran los diagramas exergía contra entropía de los ciclos Joule y Rankine del ciclo combinado, en estos diagramas se muestran los procesos que componen estos mismos sistemas. En éstos diagramas no se consideran las caídas de presión en la caldera de recuperación de calor.

En la Figura 3.2a se muestra que el estado  $g_1$  hace referencia al aire que es aspirado en el compresor, como éste está a condiciones ambiente, su exergía es cero, se encuentra en estado muerto. Por otro lado, el

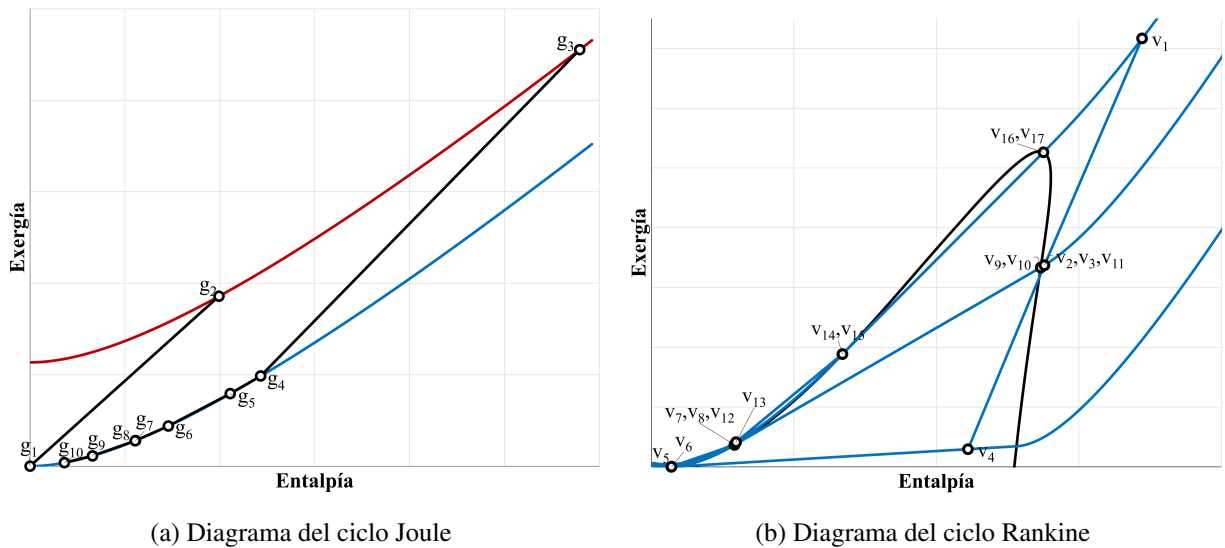


Figura 3.2: Diagrama exergía - entalpía de los ciclos termodinámicos del ciclo combinado

estado que presenta un valor de exergía mayor es el estado  $g_3$ , el correspondiente a los gases de combustión provenientes de la cámara de combustión. Estos gases ya han pasado por procesos de incremento de presión y de temperatura, por lo que, las contribuciones físicas y térmicas de la exergía son altas.

En la Figura 3.2b se muestran los estados termodinámicos del ciclo de vapor en un diagrama exergía contra entalpía. En este diagrama se muestra que todos los estados se encuentran a condiciones diferentes a la condición de estado muerto, siendo el más acercado y el más alejado a estas condiciones los estados  $v_5$  y  $v_1$ , respectivamente. El estado  $v_5$  se encuentra a la salida del condensador, en este proceso se rechaza energía en forma de calor a presión constante para poder alcanzar las condiciones de líquido saturado, en ese estado, la exergía se encuentra en un nivel bajo, contrario al estado  $v_1$ , donde se suministra energía en el sobrecalentador para poder aumentar la temperatura del vapor sobrecalentado y así aumentar la exergía del mismo.

### 3.2 Exergía asociada al flujo de calor y a la potencia

La energía se puede clasificar en dos tipos, la energía ordenada y la desordenada. Por un lado, la energía ordenada se manifiesta en un sistema en forma de trabajo o potencia, ésta se transfiere en su totalidad de un sistema a otro. La energía ordenada es una energía de alta calidad, es por eso que, el flujo de exergía asociada

a la potencia es igual a su misma potencia:

$$\dot{E}^W = \dot{W} \quad (3.16)$$

Por otro lado, la energía desordenada depende de parámetros termodinámicos de un sistema y del medio ambiente. Para pasar de una energía desordenada a una ordenada, es necesario realizar procesos reversibles junto con la primera y segunda ley de la termodinámica. Algunos ejemplos de energía desordenada son, la energía interna de la materia o de alguna reacción química, la radiación térmica o la transferencia de calor entre dos sistemas.

La calidad de la energía asociada a la transferencia de calor se determina como, la máxima potencia que puede ser obtenida mediante una máquina térmica reversible, cuando la temperatura del sistema es mayor a la ambiente, o con la mínima potencia suministrada a un refrigerador reversible cuando ésta es menor a la temperatura ambiente. En ambos casos, se considera al medio ambiente como sumidero.

En la Figura 3.3 se muestran el diagrama esquemático de una máquina térmica reversible, donde, la temperatura ambiente se representa como  $T_0$  y la temperatura del sistema como  $T$ .

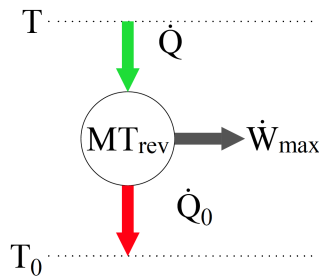


Figura 3.3: Máquina térmica reversible

Realizando un balance de masa y energía en la máquina térmica reversible, la potencia es igual a la diferencia entre el flujo de calor del depósito de alta temperatura y el de baja temperatura:

$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{Q} - \dot{Q}_0 \quad (3.17)$$

La eficiencia térmica de la máquina térmica es la relación entre la potencia generada y el flujo de calor

suministrado

$$\eta_{TH,MTrev} = \frac{\dot{W}_{m\acute{a}x}}{\dot{Q}} \quad (3.18)$$

La eficiencia térmica de Carnot es igual a uno menos el cociente de la temperatura del depósito de baja temperatura y el de alta temperatura

$$\eta_{Carnot,MT} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.19)$$

Igualando las Ecs. 3.18 y 3.19 se obtiene la máxima potencia que se puede obtener de un flujo de calor,  $\dot{Q}$ , cuando  $T > T_0$

$$\dot{W}_{m\acute{a}x} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.20)$$

Realizando un cambio de variable en la Ec. 3.20, se obtiene la exergía de una corriente de calor en función de la temperatura exergética adimensional o el factor de Carnot,  $\tau$ :

$$\dot{E}^{\dot{Q}} = \dot{Q}(\tau) \quad (3.21)$$

En la Ec. 3.21, el flujo de calor indica la cantidad de exergía asociada al flujo de calor y el factor de Carnot indica la calidad de la energía. De manera general, la cantidad de la energía se encuentra asociada a propiedades extensivas, mientras que, la calidad está relacionada con las propiedades intensivas.

En la Figura 3.2 se muestran los diagramas de exergía-entalpía de los ciclos termodinámicos Joule y Rankine, estos diagramas se encuentran acoplados por la caldera de recuperación de calor, donde, el calor contenido en los gases de escape de la turbina de gas, se suministra al ciclo de vapor mediante la caldera de recuperación de calor. Como el flujo de calor se encuentra a una temperatura mucho mayor a la temperatura ambiente, para desarrollar el perfil exergético de la caldera de recuperación de calor se utiliza la Ec. 3.21.

En la Figura 3.4 se muestra este perfil exergético de la caldera de recuperación de calor. En este diagrama se muestra cómo ocurre la transferencia de exergía en cada proceso.

El área *achurada* muestra el flujo de irreversibilidad que ocurre en cada equipo de la caldera de recupera-

ción de calor debido a la transferencia de calor. Se observa que, los equipos que presentan un mayor y menor flujo de irreversibilidades son el evaporador de alta presión y el sobrecalentador de baja presión, respectivamente. El proceso del estado  $g_{10}$  al  $g_0$  hace referencia al calor rechazado al medio ambiente en los gases de escape, éstos al no tener un propósito productivo, son considerados como una irreversibilidad externa.

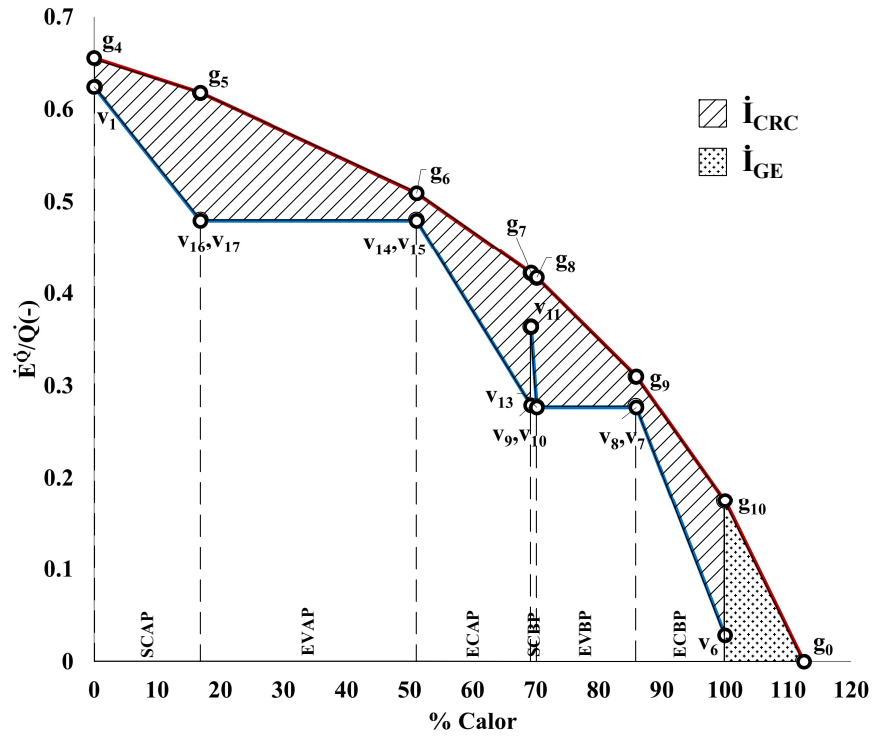


Figura 3.4: Perfil exergético de la caldera de recuperación de calor





## 4. Análisis Termoeconómico

La economía es una ciencia social que estudia cómo las sociedades administran sus recursos para producir y distribuir bienes y servicios entre varias personas (Manikiw, 2012). En las sociedades, los recursos se distribuyen mediante acciones, decisiones e interacciones conjuntas entre los miembros de la misma sociedad, los hogares y las empresas. La economía se basa en 10 principios, que se agrupan en tres bloques:

- ¿Cómo toman decisiones las personas?:

1. Las personas enfrentan disyuntivas. Las personas deben tomar una decisión entre dos o más objetivos.
2. El costo de una cosa es aquello a lo que se renuncia para obtenerla. Se aborda el tema de lo que se debe sacrificar con la finalidad de obtener algo.
3. Las personas racionales piensan en términos marginales. Las personas actúan con la finalidad de realizar y lograr sus objetivos.
4. Las personas responden a los incentivos. Aborda cómo las personas racionales responden a incentivos y cómo éstos afectan en la toma de sus decisiones.

- ¿Cómo interactúan las personas?:

5. El comercio puede mejorar el bienestar de todos. El comercio entre países es bueno, porque esto

les permite especializarse en algún producto en específico; lo cual, conduce a tener una mayor variedad de bienes y servicios.

6. Normalmente, los mercados son un buen mecanismo para organizar la actividad económica. En una economía de mercado, las decisiones se toman con las empresas y las familias. Las empresas deciden a quién contratar y qué fabricar. Las familias eligen dónde trabajar y en qué utilizar su ingreso.

7. Algunas veces, el gobierno puede mejorar los resultados del mercado. El gobierno funge el papel de mediador para que los recursos se repartan de manera eficiente y equitativa.

■ ¿Cómo funciona la economía en su conjunto?:

8. El nivel de vida de un país depende de la capacidad que éste tenga para producir bienes y servicios. Los ciudadanos de los países con mayor ingreso, mayor cantidad y calidad de bienes y servicios; así como, una esperanza de vida mayor que los ciudadanos de los países con un menor ingreso.

9. Cuando el gobierno imprime demasiado dinero los precios aumentan. La cantidad de dinero aumenta pero los bienes y servicios no, dando como resultado que el dinero pierda valor y aumenten los precios.

10. La sociedad enfrenta a corto plazo, una disyuntiva entre inflación y desempleo. Si se tiene mayor cantidad de dinero, los gastos aumentan, aumentando la oferta y la demanda de bienes y servicios, provocando una disminución en el número de desempleo.

Por otra parte, la Termodinámica estudia a los procesos de transformación de la energía. Mediante la integración de la primera ley de la termodinámica, la segunda ley de la termodinámica y el medio ambiente, se puede cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado, en función de su exergía y así poder conocer cuánto cuesta un producto en términos de recursos consumidos.

La relación entre la Termodinámica y la Economía, es la Termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus en 1962. Ésta nace como una nueva disciplina en el siglo pasado y busca sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía y desarrollar modelos matemáticos, que consideren no disponer de una cantidad ilimitada de recursos naturales, buscando criterios generales que permitan evaluar la eficiencia y el costo de sus productos, en sistemas con un consumo intensivo de energía.

La Termoeconomía se basa en el concepto de exergía, que integra a la primera y a la segunda ley de la termodinámica con el medio ambiente. Hace uso de la definición de Recurso y Producto, basado en el propósito productivo de los componentes de un sistema en específico, y la formalización matemática de sistema térmico, que proporciona la Teoría General de Sistemas. Además de utilizar la información sobre contabilidad y asignación de costos exergéticos, diagnóstico termoeconómico, valoración del impacto en el recurso de malfunciones, optimización de componentes individuales y global de un sistema térmico.

El balance de exergía indica que, el flujo de exergía que se suministra a un sistema para que realice un proceso es igual a la suma del flujo de exergía de salida y el flujo de irreversibilidades internas generadas durante el proceso:

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} + \dot{I} \quad (4.1)$$

De acuerdo a suma de los flujos de exergía que salen y los flujos de exergía que entran de un volumen de control, se puede definir la eficiencia de entradas-salidas (Marmolejo et al., 2012), o también conocida como eficiencia racional,  $\Psi$ , que es la relación entre ambos flujos de exergía:

$$\Psi = \frac{\sum \dot{E}_{out}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (4.2)$$

Sustituyendo la Ec. 4.1 en la Ec. 4.2 se obtiene la eficiencia racional en función del flujo de irreversibilidades de un sistema y su flujo de exergía de entrada:

$$\Psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (4.3)$$

El segundo término del segundo miembro de la Ec. 4.3 indica el porcentaje de exergía perdida durante un proceso. Este término también es conocido como eficiencia de defecto,  $\delta$ :

$$\Psi = 1 - \delta \quad (4.4)$$

Una forma gráfica de representar el balance de exergía es mediante el diagrama de Grassmann. En este diagrama se muestran los flujos de exergía a la entrada y a la salida del volumen de control, así como

las irreversibilidades internas generadas en el proceso. En este mismo diagrama, se puede representar la eficiencia de segunda ley, como la relación entre los flujos de exergía de salida y entrada.

En la Figura 4.1 se muestra el diagrama de Grassmann del compresor de la turbina de gas del ciclo combinado; las corrientes de entrada son el flujo de exergía correspondientes al estado  $g_1$  y a la potencia del compresor; no obstante, el estado  $g_1$  al encontrarse a las condiciones del medio ambiente, su exergía es cero y no se considera en el diagrama de Grassmann. La corriente de salida es el flujo de exergía correspondiente al estado  $g_2$ . Finalmente, en el proceso de compresión se generan irreversibilidades cuando la corriente exergética evoluciona dentro del volumen de control, también conocidas como irreversibilidades internas.

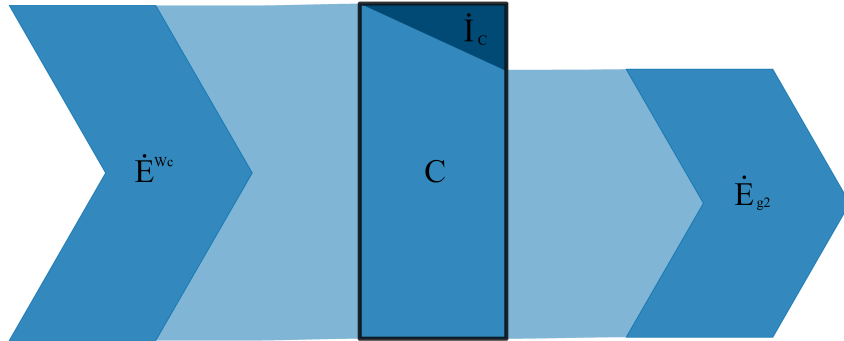


Figura 4.1: Diagrama de Grassmann del compresor

Las corrientes exergéticas están formadas por la interacción de los flujos de exergía. De acuerdo con Tsatsaronis y Bejan (Marmolejo et al., 2012) para que un equipo productivo genere un producto útil, es necesario que le sea suministrado un recurso. Tanto el recurso como el producto de un equipo son corrientes exergéticas, el recurso es la interacción de uno o más flujos de exergía para generar uno o más productos útiles. La eficiencia exergética es la relación entre el producto y el recurso de un sistema, e indica el grado de perfección de un proceso.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Producto}}{\text{Recurso}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (4.5)$$

El producto, a su vez, es la resta del recurso y el flujo de irreversibilidad, entonces, la eficiencia exergética

es igual a uno menos el cociente del flujo de irreversibilidad y el recurso:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{F} - \dot{I}}{\dot{F}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{F}} \quad (4.6)$$

La eficiencia exergética es aplicable a equipos productivos que tienen un propósito productivo definido; mientras que, para equipos disipativos cuyo objetivo es la destrucción de la exergía, se aplica la eficiencia racional. Si cualquiera de ambas eficiencias es uno, en el proceso no existirían pérdidas de exergía (irreversibilidades) y se tendrían procesos reversibles, los flujos de exergía a la entrada y salida serían los mismos.

## 4.1 Costos exergéticos

Otra forma de contabilizar la pérdidas en un sistema es con el balance de exergía (Ec. 4.1), este balance es necesario para analizar a los procesos y cuantificar e identificar el origen de las irreversibilidades en los procesos de producción. El identificar las irreversibilidades a lo largo de uno o más procesos es importante, con éstas y con el flujo de exergía, se determina el costo exergético de una corriente,  $E^*$ , que es igual a la suma de ambas:

$$E^* = \dot{E} + \sum_{\text{Procesos}} \dot{I} \quad (4.7)$$

La Figura 4.2 ilustra la forma gráfica del flujo de exergía y el costo exergético. En la Figura 4.2a se presenta una pelota que se encuentra en lo alto de una colina, la exergía se entiende como todo el trabajo disponible desde que la pelota se encuentra en el punto más alto, hasta su estado muerto (el punto más bajo de la colina). Mientras que, en la Figura 4.2b, el costo exergético es todo el trabajo necesario para que la pelota pase del estado muerto, hasta el punto más alto de la colina, o su punto inicial. No es lo mismo dejar que la gravedad actúe a favor, acelerando la pelota a su bajada, que frenandola a su subida, se requiere más trabajo para lograr que una pelota suba una colina y llegue a su estado inicial; por ende, el costo exergético siempre será mayor que el flujo de exergía. Todo el trabajo adicional para que la pelota suba la colina, se ve representado como la suma de las irreversibilidades acumuladas en el proceso, mostrada en la Ec. 4.7.

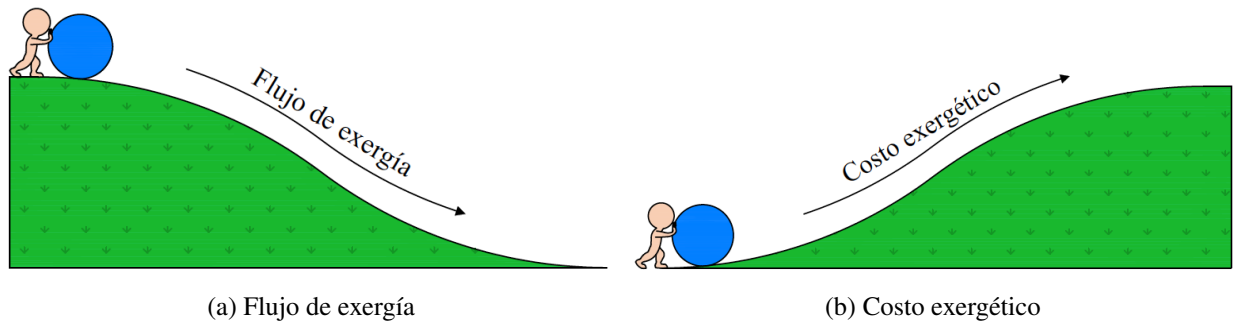


Figura 4.2: Representación gráfica del flujo de exergía y del costo exergético

Algunos sistemas energéticos tienen propósitos definidos, como es el caso de una central termoeléctrica, que tiene como propósito productivo la generación de potencia eléctrica, dentro de estos sistemas, todos los componentes o equipos tienen un propósito productivo definido, que contribuye a lograr el propósito del sistema. El propósito productivo de cada equipo se representa mediante la corriente del producto de cada equipo, representado con la letra  $\dot{P}$ , los recursos utilizados en ese equipo para generar el producto se representan con la letra  $\dot{F}$  y los flujos que no son utilizados y salen del sistema se conocen como pérdidas,  $\dot{L}$ .

Todos los componentes productivos de un sistema generan productos útiles y/o subproductos funcionales para otros componentes, a esto se le conoce como proceso industrial o proceso productivo. En la mayoría de los procesos no sólo se obtienen productos útiles, sino también residuos o productos no deseados, lo importante de una corriente exergética no sólo es su flujo de exergía sino su costo exergético.

Existen tres tipos de corrientes de salida diferentes al producto útil:

- Pérdidas ( $\dot{L}$ ): Los flujos de exergía que no son útiles y se envían al medio ambiente sin ningún tipo de tratamiento, y por lo tanto, no utilizan recursos externos ni ningún tipo de inversión.
- Residuos ( $\dot{R}$ ): Contrario a las pérdidas, los residuos son flujos de exergía que no tienen utilidad alguna pero requieren de inversión, tanto exergética como económica, para ser depositados al medio ambiente.
- Subproductos: Los flujos de exergía residual, que se generaron en el proceso de formación del producto principal de un sistema y que aún tienen potencial exergético, se puede considerar como otro producto, o bien, como un subproducto. Un ejemplo de subproducto puede ser el flujo de calor rechazado en un equipo disipativo que se puede utilizar en otro proceso.

Para determinar los costos exergéticos de un producto es necesario conocer las irreversibilidades de su proceso de formación y su acumulación a lo largo de éste; la metodología con la que se obtienen los costos

exergéticos se conoce como el proceso de formación de costos exergéticos.

Por otra parte, el costo exergético unitario es la relación entre el costo exergético de una corriente y su flujo de exergía:

$$k^* = \frac{E^*}{\dot{E}} \quad (4.8)$$

El costo exergético unitario del producto de una corriente es igual al costo exergético del producto entre el flujo exergético del producto:

$$k_p^* = \frac{P^*}{\dot{P}} \quad (4.9)$$

El costo exergético de un producto de un equipo, sin considerar al residuo, es igual al costo exergético de su recurso; además, el costo exergético del recurso externo es igual a su flujo de exergía, por lo que, el costo exergético unitario de un producto se transcribe como:

$$k_p^* = \frac{F^*}{\dot{P}} = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} \quad (4.10)$$

El consumo exergético unitario,  $\kappa$ , es la relación entre el recurso y el producto:

$$\kappa = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} \quad (4.11)$$

El costo exergético unitario de un producto está en función de la cantidad de recursos necesarios para obtenerlo; de esta manera, la eficiencia exergética,  $\eta_{ex}$ , tiene la misma base que el costo exergético unitario,  $k^*$ , y el consumo exergético,  $\kappa$ , los tres se encuentran en función de los flujos de exergía del recurso y producto de un equipo. Los costos exergéticos se expresan en unidades de exergía y la eficiencia exergética es adimensional, no obstante, cuando se considera un sistema de un solo equipo, ambos conceptos se pueden relacionar con su inversa, igualando las Ecs. 4.5 y 4.10:

$$\kappa = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} = \frac{1}{\eta_{ex}} = k^* \quad (4.12)$$

En la selección de un sistema, es importante definir los límites de un proceso y sus componentes (nivel de

agregación) en función de su propósito productivo y de los recursos utilizados.

Para sistemas con dos o más equipos, el recurso de un equipo puede ser el producto del equipo anterior, donde a su vez, su recurso es producto de equipos anteriores, a este fenómeno se le conoce como encadenamiento y se ilustra en la Figura 4.3, donde el recurso del equipo 1 es el producto del medio ambiente,  $\dot{F}_1 = \dot{P}_0$ ; el recurso del equipo 2 es el producto del equipo 1,  $\dot{F}_2 = \dot{P}_1$ ; y el recurso del medio ambiente es el producto del equipo 2,  $\dot{F}_0 = \dot{P}_2$ . Es importante resaltar que, el medio ambiente se considera como un equipo, el equipo 0. El producto externo es igual al recurso del medio ambiente y el recurso externo es el producto del medio ambiente.

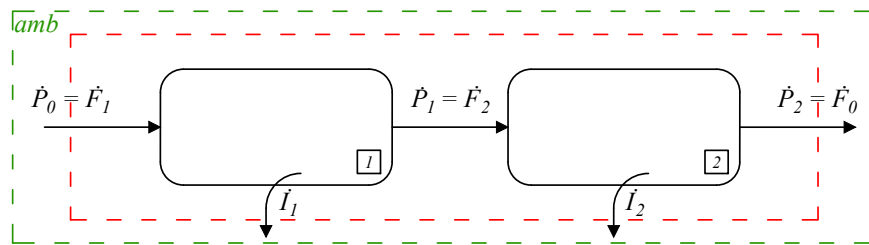


Figura 4.3: Sistema secuencial o encadenamiento de equipos

De acuerdo a la Ec. 4.7, el costo exergético del producto del equipo 2 o el producto externo de la Figura 4.3 es igual al flujo exergético del producto externo más la suma de las irreversibilidades internas de los procesos anteriores, en este caso, la suma de la irreversibilidad del primer y segundo equipo:

$$P_2^* = \dot{P}_2 + \dot{I}_1 + \dot{I}_2 \quad (4.13)$$

La asignación de costos exergéticos a un sistema complejo es un proceso complicado, es difícil asignar un costo a un proceso del que no se conocen los costos directos o indirectos, que conllevan a un producto final. Para la asignación de costos exergéticos, es necesario seguir la metodología del costo exergético, ésta se define mediante tres condiciones:

1. Se deben definir los límites del sistema y también se deben conocer los costos energéticos y económicos de los recursos externos, tales como: combustibles, potencias, flujos de calor, entre otros.
2. La asignación del nivel de agregación es una condición importante, porque de ésta depende la distribución de las irreversibilidades de los procesos, esta asignación puede afectar a los resultados del análisis de costos.

3. La eficiencia exergética de un sistema indica dónde se localizan las irreversibilidades. Éstas dos están relacionadas entre sí y con el resto de las variables técnicas y económicas del sistema.

Para la representación Recurso - Producto de la teoría de asignación de costos, se deben cumplir ciertas condiciones: Las corrientes exergéticas de un equipo sólo se pueden representar una vez, ya sea como recurso, producto o pérdida; además, estas mismas corrientes deben tener un valor mayor a cero y deben cumplir con el balance de exergía (Ec. 4.1).

El ciclo combinado de "Tula de Allende" cuenta con 16 equipos y un subsistema compuesto por la turbina de vapor de baja presión, el condensador, la bomba 3 y la torre de enfriamiento. En las Tablas 4.1 - 4.3 se presentan los recursos, productos y residuos de todos los equipos en función de su propósito productivo en tres diferentes bloques, éstos se muestran en la Figura 4.4, donde el bloque A corresponde a la turbina de gas, el bloque B a la caldera de recuperación de calor y el bloque C a la turbina de vapor.

En las tablas 4.1 - 4.3 se presentan las corrientes exergéticas asociadas a los recursos y productos de los equipos y el subsistema. En éstas tablas se muestra que el equipo donde se procesa el residuo de la turbina de gas es la chimenea, y el equipo donde se procesa el residuo de la torre de enfriamiento es el subsistema.

Tabla 4.1: Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque A

Equipo	Recursos, $\dot{F}$	Productos, $\dot{P}$	Residuos, $\dot{R}$
CC	$\dot{E}_{comb}$	$\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g2}$	-
T	$\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g4}$	$\dot{W}_{TG}$	-
C	$\dot{W}_C$	$\dot{E}_{g2} - \dot{E}_{g1}$	-

Tabla 4.2: Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque B

Equipo	Recursos, $\dot{F}$	Productos, $\dot{P}$	Residuos, $\dot{R}$
SCAP	$\dot{E}_{g4} - \dot{E}_{g5}$	$\dot{E}_{v1} - \dot{E}_{v17}$	-
EVAP	$\dot{E}_{g5} - \dot{E}_{g6}$	$\dot{E}_{v16} - \dot{E}_{v15}$	-
ECAP	$\dot{E}_{g6} - \dot{E}_{g7}$	$\dot{E}_{v14} - \dot{E}_{v13}$	-
SCBP	$\dot{E}_{g7} - \dot{E}_{g8}$	$\dot{E}_{v11} - \dot{E}_{v10}$	-
EVBP	$\dot{E}_{g8} - \dot{E}_{g9}$	$\dot{E}_{v9} - \dot{E}_{v8}$	-
ECBP	$\dot{E}_{g9} - \dot{E}_{g10}$	$\dot{E}_{v7} - \dot{E}_{v6}$	-
CHIM	$\dot{E}_{g10}$	-	$\dot{E}_{g11}$

Tabla 4.3: Recursos, productos y residuos de los equipos del bloque C

Equipo	Recursos, $\dot{F}$	Productos, $\dot{P}$	Residuos, $\dot{R}$
TAP	$\dot{E}_{v1} - \dot{E}_{v2}$	$\dot{W}_{TAP}$	-
DAP	$\dot{E}_{v14} + \dot{E}_{v16}$	$\dot{E}_{v15} + \dot{E}_{v17}$	-
B2	$\dot{W}_{B2}$	$\dot{E}_{v13} - \dot{E}_{v12}$	-
CM	$\dot{E}_{v11} + \dot{E}_{v2}$	$\dot{E}_{v3}$	-
SS	$\dot{E}_{v3} - \dot{E}_{v5}$	$\dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{B3}$	$\dot{E} \dot{Q}_{rech}$
DBP	$\dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9}$	$\dot{E}_{v8} + \dot{E}_{v10} + \dot{E}_{v12}$	-
B1	$\dot{W}_{B1}$	$\dot{E}_{v6} - \dot{E}_{v5}$	-

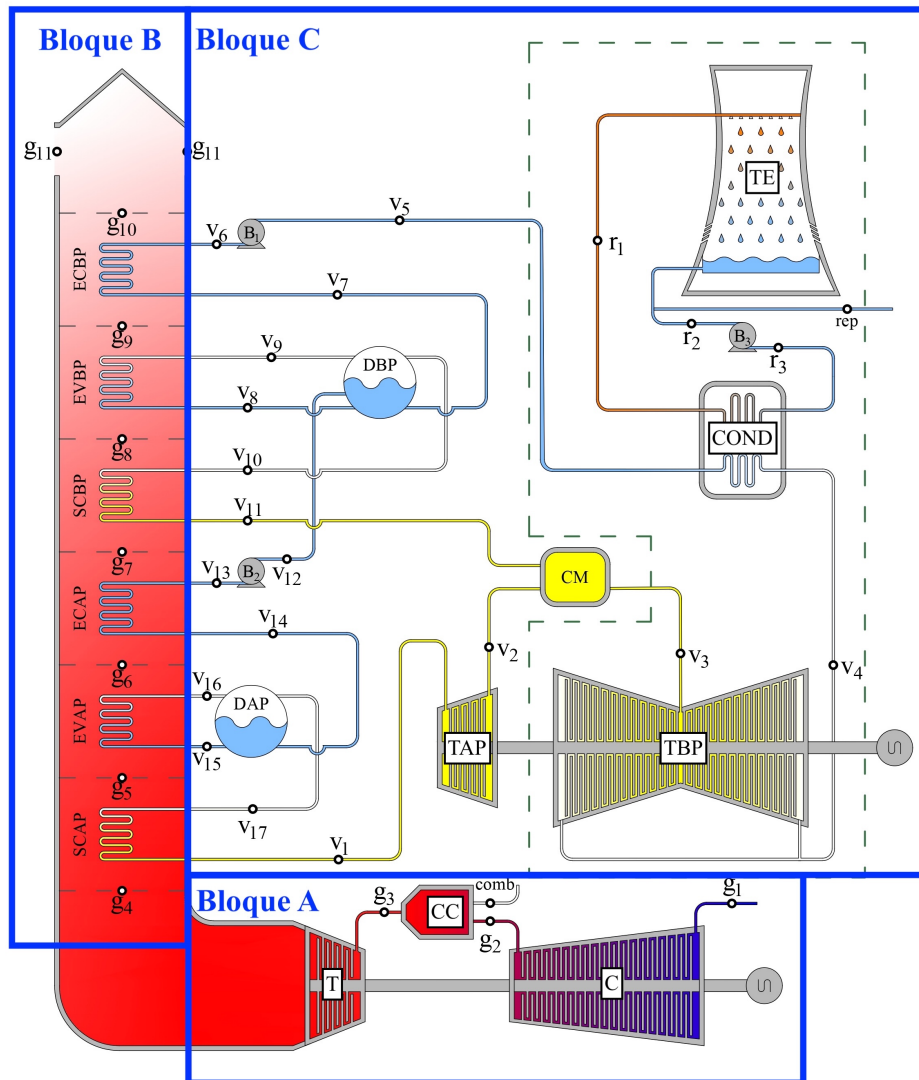


Figura 4.4: Bloques del ciclo combinado "Tula de Allende"

---

La estructura productiva ilustra como se encadenan todos los equipos de un sistema en función de sus recursos y productos. Una forma de estructura productiva del ciclo combinado de "Tula de Allende" se muestra en la Figura 4.5. En ésta se puede ver como están encadenados todos los equipos del ciclo combinado entre sí, mediante las corrientes de recurso, producto y residuo. Se muestra que, el producto de un equipo, como la cámara de combustión, contribuye a la formación del recurso de otros equipos, como la turbina de gas, el sobrecalentador de alta y baja presión, el evaporador de alta y baja presión y el economizador de alta y baja presión.

En esta misma figura se muestra que, los recursos y productos provienen o son enviados a una línea de corriente de cierta calidad termodinámica. La línea roja con etiquetas cuadradas hace referencia al flujo de aire y combustible de la turbina de gas, la línea azul con etiquetas circulares hace referencia al flujo de agua del ciclo de vapor y la línea gris con etiquetas triangulares hace referencia a la potencia de todo el sistema.

También se puede observar que, todo el sistema está delimitado por dos líneas punteadas; la primera delimita al sistema y hace referencia al nivel de agregación de la central de ciclo combinado, que se toma en cuenta para su análisis; y el segundo hace referencia al medio ambiente. Es importante resaltar que, las corrientes de entrada y salida del volumen de control provienen y son enviadas al medio ambiente, por eso la importancia de delimitar al medio ambiente.

La teoría del costo exergético aún no se encuentra bien definida para equipos disipativos, equipos que destruyen exergía durante su proceso; para este caso en particular, la torre de enfriamiento es un equipo disipativo, es por eso que, se delimita el subsistema, SS, que contiene a la turbina de vapor de baja presión, el condensador, la bomba 3 y la torre de enfriamiento, logrando así que, el subsistema sea productivo. Además, en este mismo subsistema se procesa el residuo de la misma torre de enfriamiento, por ende, es un equipo productivo y disipativo al mismo tiempo. Finalmente, la chimenea es el equipo donde se procesan los gases de escape provenientes de la caldera de recuperación de calor, para después, ser depositados al medio ambiente.

El costo exergético es una propiedad extensiva que está asociada a los procesos de producción, que depende del nivel de agregación del sistema que se esté trabajando. Para asignarle un valor al costo exergético, Valero (Valero et al., 1998) propone 3 reglas de asignación de costos, también llamadas proposiciones FP, éstas son:

P1: En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético del flujo de entrada a un sistema o equipo es igual a su flujo de exergía.



y su flujo de exergía es la misma,  $k^* = \frac{E^*}{\dot{E}}$ .

En un balance de exergía, el recurso es igual al producto más la suma de las irreversibilidades, tanto internas como externas, la formación de estas irreversibilidades es inevitable. Un ejemplo son los gases de escape de una turbina de gas, éstos aún cuentan con un potencial energético que puede ser utilizado o no. Estos gases pueden ser depositados al medio ambiente o funcionar como recurso de algún otro equipo.

En la Figura 4.6 se muestra que, el costo exergético del producto de un equipo  $i$ ,  $P_i^*$ , se puede dividir en el costo exergético del producto útil,  $P_{A,i}^*$ , y el costo exergético del residuo,  $R_i^*$ :

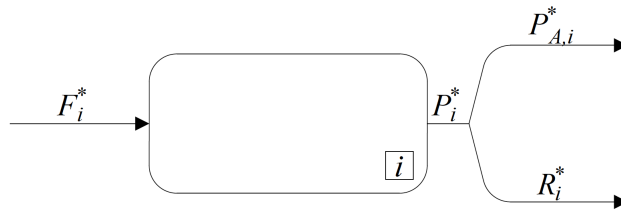


Figura 4.6: Diagrama de la distribución del costo exergético del producto

En este mismo equipo, el producto útil es la corriente que puede servir como recurso de otro equipo y el residuo es una corriente que no se utiliza por ningún otro equipo, ni es parte del producto final. El costo exergético del recurso es igual al costo exergético del producto útil:

$$F_i^* = P_{A,i}^* \quad (4.14)$$

El costo exergético del producto total de un sistema es la suma del costo exergético del producto y el costo exergético del residuo:

$$P_i^* = P_{A,i}^* + R_i^*$$

o bien, el costo exergético del producto útil es igual a la diferencia del costo exergético del producto menos el costo exergético del residuo:

$$P_{A,i}^* = P_i^* - R_i^* \quad (4.15)$$

Sustituyendo la Ec. 4.15 en 4.14, se obtiene que el costo exergético del producto es igual a la suma del costo exergético del recurso y el costo exergético del residuo:

$$F_i^* + R_i^* = P_i^* \quad (4.16)$$

La Ec. 4.16 quiere decir que, cuando se considera el residuo en un equipo, el costo exergético de su producto es la suma del costo exergético de su recurso y del costo exergético del residuo. En términos de exergía, al costo de un producto se le imputa el costo de su recurso y su residuo.

## 4.2 Representaciones FP y PF

Dentro de la metodología del costo exergético, se tienen dos representaciones, la representación FP y la PF. La representación FP relaciona a los recursos externos con la eficiencia de los equipos del sistema, y la representación PF relaciona al producto externo con la eficiencia de los equipos, utiliza los coeficientes técnicos y de recirculación, así como los consumos exergéticos unitarios.

### 4.2.1 Representación FP

En la metodología FP se muestra como el recurso de un equipo puede estar formado por los productos de otros equipos, o provenir del medio ambiente. En la Figura 4.7 se ilustra como el recurso del  $i$ -ésimo equipo ( $F_i$ ) está formado por la suma desde  $j = 0$  hasta  $n$  del producto del  $j$ -ésimo equipo, donde cero representa al medio ambiente:

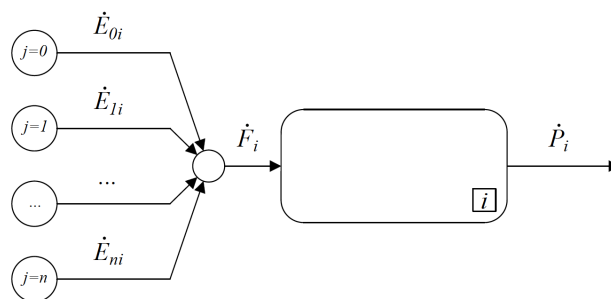


Figura 4.7: Distribución del recurso del equipo  $i$

El recurso del  $i$ -ésimo equipo se representa de manera algebraica como la suma de los productos de los  $j$ -ésimos equipos que sirven como recurso del  $i$ -ésimo equipo. Es importante tener en cuenta que el medio

ambiente es considerado como el equipo 0, por lo que, el primer término de segundo miembro de la siguiente ecuación hace referencia al recurso externo (el producto del medio ambiente) y el segundo término del segundo miembro es la suma de los productos de los  $j$ -ésimos equipos que sirven como recurso del equipo  $i$ :

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} \quad (4.17)$$

De manera análoga, en la Figura 4.8 se muestra como está formado el producto de un equipo  $i$ . En esta figura se ilustra que, del producto del  $i$ -ésimo equipo se forman dos corrientes, una asociada a la formación del producto útil y otra asociada a la formación del residuo. Por una parte, el producto útil se distribuye y forma parte del recurso de los  $j$ -ésimos equipos; y por otra parte, el residuo se distribuye a los equipos que son causantes de su formación. Tanto el producto útil, como el residuo, son distribuidos desde el equipo  $i = 0$ , hasta el  $n$ .

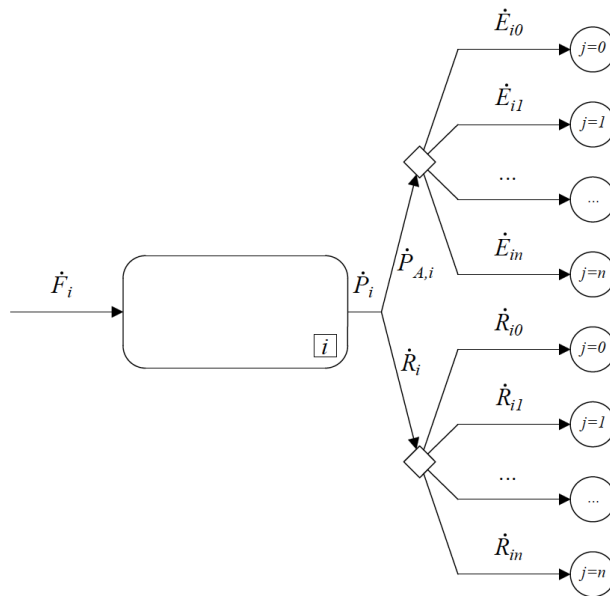


Figura 4.8: Distribución del producto del equipo  $i$

Al igual que en el recurso, la forma algebraica del producto de un equipo  $i$  se representa en la Ec. 4.18, donde, en el segundo miembro, el primer término es el producto útil que sirve como recurso del medio ambiente (producto externo); el segundo término es el producto útil que sirve como recurso para el  $j$ -ésimo equipo y el tercer término es el residuo que será imputado al  $j$ -ésimo equipo; es importante resaltar que,

el medio ambiente no puede contribuir a la formación del residuo de ningún equipo, es por eso que, no se considera en este elemento

$$P_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ij} + \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ij} \quad (4.18)$$

Existen varias formas de representar la distribución de las corrientes exergéticas de un sistema; dentro de la teoría exergética de Valero, se encuentran las representaciones FP y PF. En la representación FP se hace uso de la tabla FP, que muestra cómo el producto de un elemento o equipo  $i$  del sistema es recurso de otro equipo  $j$  del sistema o de él mismo. La Tabla 4.4 es una tabla FP, que está compuesta de elementos  $ij$  para un sistema de  $n$  equipos y el medio ambiente. Otra forma de entender la distribución de los elementos de la Tabla FP es cómo el producto del elemento  $i$  sirve como recurso del elemento  $j$ .

La tabla FP no considera la formación del residuo, únicamente considera los productos útiles de los equipos del sistema. En la Tabla 4.5 se muestra que sí se suman los elementos de una fila, correspondientes al producto de  $i$ -ésimo equipo (marcados de color gris), se llega a la Ec. 4.18 siempre y cuando no se consideren la parte del residuo de esta misma ecuación.

Si en lugar de determinar el recurso del  $i$ -ésimo elemento, a partir de la Ec. 4.17, se determina el recurso del  $j$ -ésimo elemento, se tiene:

$$\dot{F}_j = \dot{E}_{0j} + \sum_{i=1}^n \dot{E}_{ij} \quad (4.19)$$

Si se suman los elementos de la columna sombreada de azul de la tabla 4.5, correspondientes al recurso del  $j$ -ésimo equipo, se obtiene la Ec. 4.19. Con esto se concluye que, sin considerar al residuo, sumando de manera horizontal los elementos de la tabla FP se obtiene el producto el  $i$ -ésimo elemento y sumando de manera vertical se obtiene el recurso del  $j$ -ésimo elemento.

Tabla 4.4: Tabla FP para un sistema de  $n$  componentes

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	$\dots$	$\dots$	$F_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	$\dots$	$\dots$	$\dot{E}_{nn}$

Tabla 4.5: Producto del  $i$ -ésimo elemento y Recurso del  $j$ -ésimo elemento en la table FP

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	$\dots$	$\dots$	$F_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	$\dots$	$\dots$	$\dot{E}_{nn}$

En la representación FP se definen los coeficientes de distribución asociados a los recursos,  $y_{ji}$ , y los coeficientes de distribución asociados a los residuos,  $\psi_{ji}$ , éstos son la fracción de la producción de la componente  $j$ -ésima utilizada como recurso o como residuo imputado en la  $i$ -ésima componente; gráficamente esto se muestra en la Figura 4.9, donde se muestra que, los coeficientes de distribución se aplican en las bifurcaciones de las corrientes.

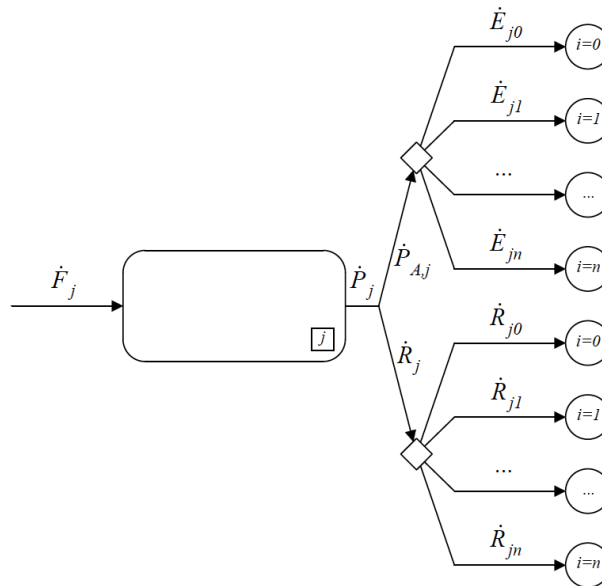


Figura 4.9: Forma gráfica de los coeficientes de distribución

El coeficiente de distribución asociados a los recursos es:

$$y_{ij} = \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_j} \quad (4.20)$$

y el coeficiente de distribución asociados a los residuos es:

$$\psi_{ij} = \frac{\dot{R}_{ji}}{\dot{P}_j} \quad (4.21)$$

El coeficiente de distribución asociado a los recursos,  $y_{ij}$ , es la relación entre la corriente exergética  $\dot{E}_{ji}$  y el producto del elemento  $j$ ,  $\dot{P}_j$ ; y el coeficiente de recirculación asociado al residuo,  $\psi_{ij}$ , es la relación entre la corriente de residuo  $ji$  y el producto del elemento  $j$ . En la Figura 4.9 se muestra que, las corrientes de los productos y de los residuos provienen del elemento  $j$ , como los coeficientes de circulación provienen del mismo equipo, entonces, la suma de ellos es la unidad:

$$\sum_{i=0}^n (y_{ij} + \psi_{ij}) = 1$$

A la tabla FP se le puede anexar la formación de los residuos; en este caso, los elementos de la tabla correspondientes al residuo se interpretan como el residuo que es generado en el  $i$ -ésimo elemento y se imputada al  $j$ -ésimo elemento, dando paso a la formación de la tabla FPR, que se presenta en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6: Tabla FPR para un sistema de  $n$  componentes

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	$\dots$	$\dots$	$F_{j=n}$	$R_{j=1}$	$\dots$	$\dots$	$R_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$	$\dot{R}_{01}$			$\dot{R}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$	$\dot{R}_{11}$			$\dot{R}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$		$\dot{R}_{22}$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$			$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	$\dots$	$\dots$	$\dot{E}_{nn}$	$\dot{R}_{n1}$	$\dots$	$\dots$	$\dot{R}_{nn}$

De la tabla FPR se concluye que:

- En la tabla FPR, los elementos  $\dot{E}_{ij}$  son elementos donde el producto del equipo  $i$  sirve como recurso del elemento  $j$ . El producto de un equipo no puede ser recurso de sí mismo cuando su calidad termodinámica es diferente, en este caso, los elementos donde  $i = j$  son elementos con valor cero. Sí la calidad termodinámica del recurso y del producto de un equipo es igual, el producto de un equipo si puede ser el recurso del mismo, para este caso, los elementos  $ij$  tienen un valor diferente a cero. Ésto se puede observar en la estructura productiva (Figura 4.5), donde el recurso y el producto del domo de alta presión, la cámara de mezclado y el domo de baja presión se encuentran asociados a la exergía del

flujo de agua de la turbina de vapor, es decir, estos elementos de la diagonal principal tienen valores diferentes de cero. En la Tabla 4.7 se muestra la diagonal principal de la Tabla FPR, sombreada en color rojo.

Tabla 4.7: Diagonal principal de la Tabla FPR

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	...	...	$F_{j=n}$	$R_{j=1}$	...	...	$R_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$	$\dot{R}_{01}$			$\dot{R}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$	$\dot{R}_{11}$			$\dot{R}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$		$\dot{R}_{22}$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$			$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	...	...	$\dot{E}_{nn}$	$\dot{R}_{n1}$	...	...	$\dot{R}_{nn}$

- La formación del residuo de un equipo únicamente se le puede imputar a él mismo, por lo cual, los elementos  $R_{ij}$ , donde  $i = j$ , son los únicos elementos que tendrán valor diferente de cero, éstos se muestran marcados de color gris en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Representación gráfica del residuo en la tabla FPR

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	...	...	$F_{j=n}$	$R_{j=1}$	...	...	$R_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$	$\dot{R}_{01}$			$\dot{R}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$	$\dot{R}_{11}$			$\dot{R}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$		$\dot{R}_{22}$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$			$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	...	...	$\dot{E}_{nn}$	$\dot{R}_{n1}$	...	...	$\dot{R}_{nn}$

- $F_0$  hace referencia al recurso del medio ambiente, éste también se conoce como el producto total, o producto externo, del sistema que se va al medio ambiente. En la tabla FPR, el producto total es la sumatoria de la columna correspondiente a  $F_0$ , sombreado de color gris en la Tabla 4.9. Considerando que, el producto del medio ambiente no puede ser recurso de si mismo, el elemento sombreado en color rojo tiene valor de cero, entonces, el producto total se expresa de manera algebraica como:

$$P_T = F_0 = \sum_{i=1}^n \dot{E}_{i0} \quad (4.22)$$

Tabla 4.9: Representación gráfica de la suma del producto externo en la tabla FPR

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	...	...	$F_{j=n}$	$R_{j=1}$	...	...	$R_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$	$\dot{R}_{01}$			$\dot{R}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$	$\dot{R}_{11}$			$\dot{R}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$		$\dot{R}_{22}$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$			$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	...	...	$\dot{E}_{nn}$	$\dot{R}_{n1}$	...	...	$\dot{R}_{nn}$

- $P_0$  es el producto del medio ambiente, o bien, el recurso total o externo del sistema. En la tabla FPR, éste se puede ver como la sumatoria de los elementos correspondientes a la fila  $P_0$ , sombreada de color gris en la Tabla 4.10. De manera algebraica, el recurso externo se expresa como:

$$F_T = P_0 = \sum_{j=0}^n \dot{E}_{0j} + \sum_{j=0}^n \dot{R}_{0j} \quad (4.23)$$

El producto del medio ambiente no puede ser recurso del mismo y por definición, el residuo no puede ser recurso de ningún equipo, estas dos consideraciones se muestran sombreadas de color rojo en la Tabla 4.10, por lo cual, la Ec. 4.23 se reescribe como:

$$F_T = P_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{0j} \quad (4.24)$$

Tabla 4.10: Representación gráfica de la suma del recurso externo en la tabla FPR

	$F_{j=0}$	$F_{j=1}$	...	...	$F_{j=n}$	$R_{j=1}$	...	...	$R_{j=n}$
$P_{i=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{01}$			$\dot{E}_{0n}$	$\dot{R}_{01}$			$\dot{R}_{0n}$
$P_{i=1}$	$\dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{1n}$	$\dot{R}_{11}$			$\dot{R}_{1n}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$		$\dot{R}_{22}$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$			$\ddots$	$\vdots$
$P_{i=n}$	$\dot{E}_{n0}$	$\dot{E}_{n1}$	...	...	$\dot{E}_{nn}$	$\dot{R}_{n1}$	...	...	$\dot{R}_{nn}$

- La residuo total del equipo  $j$  se puede determinar mediante la sumatoria en vertical de los elementos

de la tabla FPR correspondientes al residuo de ese equipo:

$$R_j = \sum_{i=1}^n \dot{R}_{ij} \quad (4.25)$$

Si en lugar de determinar el residuo del elemento  $j$ , se determina el del elemento  $i$ , los elementos de la Ec. 4.25 se transponen:

$$R_i = \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ji} \quad (4.26)$$

## 4.2.2 Representación PF

Otra forma del estudio exergético dentro de la teoría termoeconómica es la representación PF, ésta se emplea principalmente para realizar el diagnóstico termoeconómico de los sistemas energéticos. Para el desarrollo de la tabla PF, se parte de la tabla inversa a la tabla FP, como se muestra en la Tabla 4.11, donde se aprecia que los subíndices de los elementos de la tabla se encuentran transpuestos, siendo esta tabla, una tabla de elementos  $ji$  para  $n$  componentes.

Comparando a los elementos de las Tablas 4.4 y 4.11 se encuentra que, los únicos elementos que no cambian son los de la diagonal principal, los elementos cuyo producto sirve como recurso del mismo. Los demás elementos de las tablas se encuentran transpuestos, siendo los elementos  $ij$  iguales a los  $ji$ .

Tabla 4.11: Tabla PF para un sistema de  $n$  componentes

	$P_{i=0}$	$P_{i=1}$	...	...	$P_{i=n}$
$F_{j=0}$	$\dot{E}_{00}$	$\dot{E}_{10}$			$\dot{E}_{n0}$
$F_{j=1}$	$\dot{E}_{01}$	$\dot{E}_{11}$			$\dot{E}_{n1}$
$\vdots$			$\ddots$		$\vdots$
$\vdots$				$\ddots$	$\vdots$
$F_{j=n}$	$\dot{E}_{0n}$	$\dot{E}_{1n}$	...	...	$\dot{E}_{nn}$

En la representación PF se definen los coeficientes de recirculación, que son la forma en cómo contribuye una corriente exergética del  $i$ -ésimo equipo en la formación del recurso del  $j$ -ésimo equipo. Contrario a los coeficientes de distribución, estos coeficientes se aplican en los nodos de las corrientes, como se muestra en la Figura 4.10. Al igual que los coeficientes de distribución, existen coeficientes de recirculación asociados

al producto y al residuo y éstos indican cómo el producto o residuo de un equipo  $i$  puede estar o no formado por el producto o residuo de otro equipo.

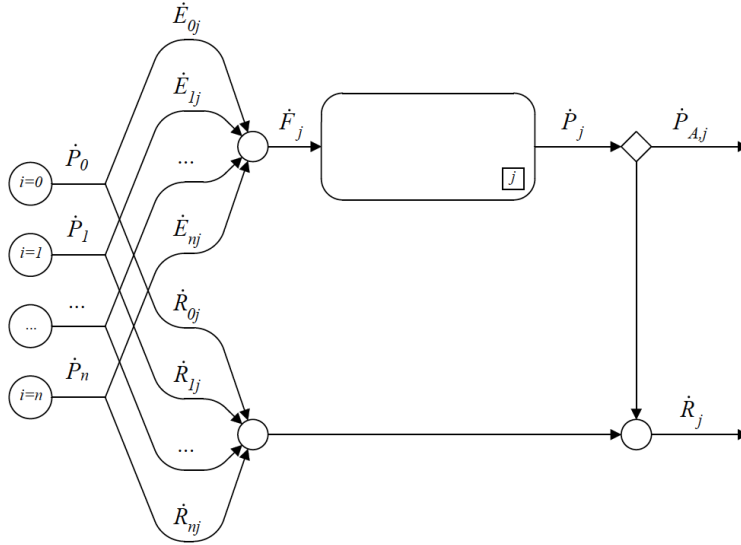


Figura 4.10: Forma gráfica de los coeficientes de recirculación

El coeficiente de recirculación asociado al recurso  $\dot{F}_j$ ,  $r_{ij}$ , se define como la corriente exergética  $\dot{E}_{ij}$  entre el recurso  $\dot{F}_j$ :

$$r_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{F}_j} \quad (4.27)$$

y el coeficiente de recirculación asociado al residuo,  $\rho_{ij}$ , se define como el flujo de exergía de residuo  $\dot{R}_{ij}$  entre el residuo  $\dot{R}_j$ :

$$\rho_{ij} = \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{R}_j} \quad (4.28)$$

La Figura 4.10 ilustra que, todos los coeficientes de recirculación asociados al recurso  $j$  se unen para formar al recurso del elemento  $j$ , por lo cual, la suma de ellos es la unidad:

$$\sum_{i=0}^n r_{ij} = 1 \quad (4.29)$$

Para desarrollar la matriz de coeficientes de recirculación, se determina una matriz  $\mathbf{A}$ , de dimensiones

$n \times n$ , que contenga los elementos  $\dot{E}_{ij}$ . Se parte de la tabla FP, que cuenta con los elementos  $ij$ :

$$\mathbf{A} = A_{ij} = \begin{bmatrix} \dot{E}_{11} & \dot{E}_{12} & \cdots & \dot{E}_{1n} \\ \dot{E}_{21} & \dot{E}_{22} & \cdots & \dot{E}_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \dot{E}_{n1} & \dot{E}_{n2} & \cdots & \dot{E}_{nn} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Dividiendo los elementos  $ij$  de la matriz  $\mathbf{A}$  entre el recurso  $j$  se obtiene el operador  $\langle \mathbf{PF} \rangle$  que contienen  $n$  filas y  $n$  columnas:

$$\langle \mathbf{PF} \rangle = \begin{bmatrix} \frac{\dot{E}_{11}}{\dot{F}_1} & \frac{\dot{E}_{12}}{\dot{F}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{1n}}{\dot{F}_n} \\ \frac{\dot{E}_{21}}{\dot{F}_1} & \frac{\dot{E}_{22}}{\dot{F}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{2n}}{\dot{F}_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\dot{E}_{n1}}{\dot{F}_1} & \frac{\dot{E}_{n2}}{\dot{F}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{nn}}{\dot{F}_n} \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

De manera análoga, dividiendo los elementos  $ij$  de la matriz  $\mathbf{A}$  entre el residuo  $j$  se obtiene el operador  $\langle \mathbf{RF} \rangle$ , al igual que el operador anterior, tiene dimensiones de  $n \times n$ :

$$\langle \mathbf{RF} \rangle = \begin{bmatrix} \frac{\dot{E}_{11}}{\dot{R}_1} & \frac{\dot{E}_{12}}{\dot{R}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{1n}}{\dot{R}_n} \\ \frac{\dot{E}_{21}}{\dot{R}_1} & \frac{\dot{E}_{22}}{\dot{R}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{2n}}{\dot{R}_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\dot{E}_{n1}}{\dot{R}_1} & \frac{\dot{E}_{n2}}{\dot{R}_2} & \cdots & \frac{\dot{E}_{nn}}{\dot{R}_n} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Multiplicando y dividiendo el segundo término del segundo miembro de la Ec. 4.18 por  $\dot{F}_j$  y el tercer término del segundo miembro de la misma ecuación por  $\dot{R}_j$  se obtiene:

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{F}_j} \dot{F}_j + \sum_{j=1}^n \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{R}_j} \dot{R}_j \quad (4.33)$$

Sustituyendo las Ecs. 4.27 y 4.28 en la Ec. 4.33:

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n r_{ij} \dot{F}_j + \sum_{j=1}^n \rho_{ij} \dot{R}_j \quad (4.34)$$

La Ec. 4.34 también se puede expresar de manera matricial con los operadores  $\langle \mathbf{PF} \rangle$  y  $\langle \mathbf{RF} \rangle$ ; que corresponden a la matriz de coeficientes de recirculación asociado a los recursos y a los residuos, respectivamente; además, con el vector  $\mathbf{P}_s$ , que es el vector de productos externos:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_s + \langle \mathbf{PF} \rangle \mathbf{F} + \langle \mathbf{RF} \rangle \mathbf{R} \quad (4.35)$$

Por otro lado, multiplicando y dividiendo la Ec. 4.24 por el recurso del  $j$ -ésimo equipo, se obtiene:

$$F_T = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{0j}}{\dot{F}_j} F_j \quad (4.36)$$

El coeficiente de recirculación asociado al recurso externo, que corresponde a  $i = 0$ , se representa como  $r_{0j} = \frac{\dot{E}_{0j}}{\dot{F}_j}$ ; sustituyendo este coeficiente en la Ec. 4.36 se obtiene el recurso total del sistema en función de los coeficientes de recirculación asociados al recurso externo:

$$F_T = \sum_{j=1}^n r_{0j} F_j \quad (4.37)$$

Si en lugar de multiplicar y dividir la Ec. 4.18 por el recurso  $j$  y el residuo  $j$ , se multiplican y dividen el segundo y tercer término del segundo miembro por el producto  $j$ :

$$P_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ij}}{P_j} P_j + \sum_{j=1}^n \frac{R_{ij}}{P_j} P_j \quad (4.38)$$

El primer cociente de la Ec. 4.38 es el consumo exergético,  $\kappa_{ij}$ , y representa la cantidad de recursos del  $i$ -ésimo elemento necesarios para obtener una unidad de producto del  $j$ -ésimo elemento; y el segundo cociente,  $\theta_{ij}$ , representa a los residuos generados por unidad de producto del  $j$ -ésimo elemento:

$$P_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \kappa_{ij} P_j + \sum_{j=1}^n \theta_{ij} P_j \quad (4.39)$$

Reescribiendo la Ec.4.39 de manera matricial:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_s + \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P} + \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P} \quad (4.40)$$

donde:

- $\mathbf{P}_s$  es el producto externo de cada componente y tiene dimensiones de  $n \times 1$
- $\langle \mathbf{KP} \rangle$  y  $\langle \mathbf{KR} \rangle$  son las matrices de eficiencias de cada componente y cada una tiene dimensiones de  $n \times n$

Despejando el vector de productos externos de la Ec. 4.40 :

$$\mathbf{P}_s = \mathbf{P} - \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P} - \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P}$$

Factorizando el vector de productos:

$$\mathbf{P}_s = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle - \langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{P}$$

Despejando el vector de productos se obtiene la forma matricial de este vector en función del operador  $|\mathbf{P}\rangle$  y del vector de productos externos  $\mathbf{P}_s$ .

$$\mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s \quad (4.41)$$

donde, el operador  $|\mathbf{P}\rangle$  es:

$$|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle - \langle \mathbf{KR} \rangle)^{-1}$$

En cuanto a la matriz de recursos, se parte de la Ec. 4.12, donde el recurso de un equipo se representa como:

$$\dot{F}_i = \kappa_i \dot{P}_i \quad (4.42)$$

La forma matricial del vector de recursos es el producto de la matriz de consumo exergético  $\mathbf{K}_D$  y el vector

de productos  $\mathbf{P}$ :

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_D \mathbf{P} \quad (4.43)$$

Sustituyendo la Ec. 4.41 en 4.43 se obtiene el vector de recursos en función del operador  $|\mathbf{F}\rangle$  y el vector de productos externos:

$$\mathbf{F} = |\mathbf{F}\rangle \mathbf{P}_s \quad (4.44)$$

donde, el operador  $|\mathbf{F}\rangle$  es:

$$|\mathbf{F}\rangle = \mathbf{K}_D |\mathbf{P}\rangle$$

Para desarrollar la matriz de irreversibilidades se parte del balance de exergía en un sistema abierto, donde la irreversibilidad es igual a la resta del recurso menos el producto:

$$\mathbf{I} = \mathbf{F} - \mathbf{P} \quad (4.45)$$

Sustituyendo las Ecs. 4.41 y 4.44 en la Es. 4.45 se obtiene el vector de irreversibilidades en función del operador  $|\mathbf{I}\rangle$ :

$$\mathbf{I} = |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_s \quad (4.46)$$

donde, el operador  $|\mathbf{I}\rangle$  es:

$$|\mathbf{I}\rangle = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) |\mathbf{P}\rangle$$

Finalmente, para el residuo, se parte de la Ec. 4.40, donde el tercer término del segundo miembro se encuentra asociado al residuo, es decir:

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{K}_R \rangle \mathbf{P} \quad (4.47)$$

Sustituyendo la Ec. 4.41 en 4.47 se obtiene el vector de residuos en función del operador  $|\mathbf{R}\rangle$ :

$$\mathbf{R} = |\mathbf{R}\rangle \mathbf{P}_s \quad (4.48)$$

donde, el operador  $|\mathbf{R}\rangle$  es:

$$|\mathbf{R}\rangle = \langle \mathbf{K}\mathbf{R} | \mathbf{P} \rangle$$

Para desarrollar el escalar del recurso externo, se multiplica y divide por el producto del j-ésimo equipo la Ec. 4.24:

$$F_T = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{0j}}{P_j} P_j = \sum_{j=1}^n \kappa_{0j} P_j \quad (4.49)$$

Esta ecuación representa al recurso externo en función del consumo exergético de recursos externos. Re-escribiendo esta ecuación en su forma matricial, se muestra que, el recurso total del sistema es un escalar que resulta del producto de la transpuesta del vector de consumos exergéticos externos y del vector de productos:

$$\mathbf{F}_T = {}^t \kappa_e \mathbf{P} \quad (4.50)$$

donde, el vector de consumo exergético del recurso externo es un vector de dimensión  $n \times 1$ , para poder realizar la multiplicación de matrices correctamente este vector se debe transponer, dando como resultado un vector de dimensiones  $1 \times n$ :

$$\kappa_e = \left[ \frac{\dot{E}_{01}}{P_1} \quad \frac{\dot{E}_{02}}{P_2} \quad \dots \quad \frac{\dot{E}_{0n}}{P_n} \right] = \left[ \kappa_{01} \quad \kappa_{02} \quad \dots \quad \kappa_{0n} \right] \quad (4.51)$$

### 4.3 Ecuaciones de costos exergéticos

Para desarrollar a los costos exergéticos se parte del balance de costos exergéticos de la Ec. 4.16, donde el costo exergético del recurso más el costo exergético del residuo es igual al costo exergético del producto:

$$F_i^* + R_i^* = P_i^*$$

El comportamiento de los costos exergéticos es el mismo que el de los flujos de exergía, por lo cual, el costo exergético del recurso es:

$$F_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n E_{ji}^* \quad (4.52)$$

El primer término del segundo miembro de la Ec. 4.52 es el flujo de exergía de la corriente  $\dot{E}_{0i}$ , o bien, del recurso externo. A éste no se le considera el costo exergético, debido a la primer proposición, que menciona que en ausencia de asignaciones externas, el costo exergético de los recursos es igual a su flujo de exergía.

De manera análoga, el costo exergético asociado a los residuos es:

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n R_{ji}^* \quad (4.53)$$

Sustituyendo la Ec. 4.52 y 4.53 en 4.16:

$$P_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n E_{ji}^* + \sum_{j=1}^n R_{ji}^* \quad (4.54)$$

De acuerdo a la proposición 3 de Valero, cuando un producto está formado por dos o más flujos de la misma calidad termodinámica, su costo exergético unitario es el mismo, sin importar si éste está asociado a un producto útil, un residuo o una pérdida.

En la Figura 4.11 se ilustra que, el producto del equipo  $j$  se bifurca, siendo una parte un producto útil y otra un residuo. Con esta bifurcación del producto, también se bifurca el costo exergético unitario del mismo equipo. Cada una de estas bifurcaciones se distribuye en los elementos  $i$  y cada uno de ellos tiene su respectivo costo exergético unitario, no obstante, debido a la proposición 3, el costo exergético unitario de todas esas corrientes es el mismo, porque provienen del mismo producto del elemento  $j$ , es decir:

$$k_{P,j}^* = k_{R,j}^* = k_{ji}^* = k_{R,ji}^* \quad (4.55)$$

De acuerdo a la definición de costo exergético unitario de la Ec. 4.8 se tiene que, el costo exergético unitario del producto del  $j$ -ésimo elemento es igual al cociente del costo exergético del elemento  $ji$  y el flujo

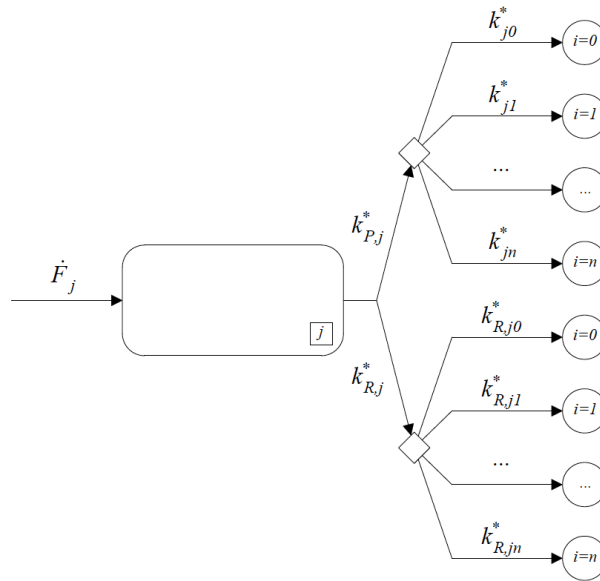


Figura 4.11: Costos exergéticos unitarios del producto del elemento  $j$

de exergía de la corriente  $ji$ :

$$k_{P,j}^* = \frac{E_{ji}^*}{\dot{E}_{ji}} \quad (4.56)$$

La Ec. 4.55 muestra que, el costo exergético unitario del producto es igual al costo exergético unitario del residuo, por ende, la Ec. 4.56 se puede expresar de la siguiente manera:

$$k_{P,j}^* = \frac{R_{ji}^*}{\dot{R}_{ji}} \quad (4.57)$$

Despejando el costo exergético del elemento  $ji$  de la Ec. 4.56 y el costo exergético del residuo  $ji$  de la Ec. 4.57:

$$E_{ji}^* = \dot{E}_{ji} k_{P,j}^* \quad (4.58)$$

$$R_{ji}^* = \dot{R}_{ji} k_{P,j}^* \quad (4.59)$$

Sustituyendo las Ecs. 4.58 y 4.59 en la Ec. 4.54, se tiene:

$$P_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} k_{P,j}^* + \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ji} k_{P,j}^* \quad (4.60)$$

Factorizando el costo exergético unitario del producto  $j$  se obtiene la ecuación del costo exergético del producto del  $i$ -ésimo equipo en función de los elementos  $ji$ , residuos  $ji$  y del costo exergético unitario del producto del  $j$ -ésimo equipo:

$$P_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n (\dot{E}_{ji} + \dot{R}_{ji}) k_{P,j}^* \quad (4.61)$$

Dividiendo la Ec. 4.61 por el flujo exergético del producto del  $i$ -ésimo equipo:

$$\frac{P_i^*}{P_i} = \frac{\dot{E}_{0i}}{P_i} + \sum_{j=1}^n \frac{(\dot{E}_{ji} + \dot{R}_{ji})}{P_i} k_{P,j}^*$$

Con la definición de consumo exergético, como en la Ec. 4.39, se obtiene el costo exergético unitario del producto del  $i$ -ésimo equipo en función del consumo exergético,  $\kappa$ , y el consumo exergético asociado a los residuos,  $\theta$ :

$$k_{P,i}^* = \kappa_{0i} + \sum_{j=1}^n (\kappa_{ji} + \theta_{ji}) k_{P,j}^* \quad (4.62)$$

El consumo exergético se puede expresar en función de los coeficientes  $ij$  o de manera matricial con el operador  $\langle \mathbf{KP} \rangle$ . Si se transponen los elementos  $ij$ , se tienen elementos  $ji$ , por consiguiente, el operador  $\langle \mathbf{KP} \rangle$  también se debe transponer, por lo cual, una forma equivalente de expresar la matriz  $\langle \mathbf{KP} \rangle$  de la Ec. 4.40 es:

$$\sum_{j=1}^n \kappa_{ji} = {}^t \langle \mathbf{KP} \rangle \quad (4.63)$$

De manera análoga, el consumo exergético asociado a los residuos se puede expresar en función de los coeficientes  $ji$  o con la transpuesta del operador  $\langle \mathbf{KR} \rangle$ . La forma equivalente de expresar la matriz  $\langle \mathbf{KR} \rangle$  de

la Ec. 4.40 es:

$$\sum_{j=1}^n \theta_{ji} = {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle \quad (4.64)$$

De manera matricial, la Ec. 4.62 se expresa como:

$$\mathbf{k}_p^* = \kappa_e + ({}^t\langle \mathbf{KP} \rangle + {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{k}_p^* \quad (4.65)$$

Despejando el consumo exergético asociado al recurso externo:

$$\kappa_e = \mathbf{k}_p^* - ({}^t\langle \mathbf{KP} \rangle + {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{k}_p^* \quad (4.66)$$

Factorizando el vector de costos exergéticos del producto y transponiendo la matriz unitaria  $\mathbf{U}_D$ , para que todas las matrices queden transpuestas:

$$\kappa_e = ({}^t\mathbf{U}_D - {}^t\langle \mathbf{KP} \rangle - {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{k}_p^* \quad (4.67)$$

Finalmente, despejando el vector de consumos exergéticos de los productos se obtiene la matriz transpuesta del operador  $|\mathbf{P}\rangle$ , obteniendo el costo exergético del producto en función de la transpuesta del operador  $|\mathbf{P}\rangle$  y el consumo exergético asociado al recurso externo:

$$\mathbf{k}_p^* = ({}^t\mathbf{U}_D - {}^t\langle \mathbf{KP} \rangle - {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle)^{-1} \kappa_e = {}^t|\mathbf{P}\rangle \kappa_e \quad (4.68)$$

Para el costo exergético unitario de los recursos se parte de la Ec. 4.52 y se divide por el flujo de exergía del recurso del  $i$ -ésimo equipo:

$$\frac{F_i^*}{F_i} = \frac{\dot{E}_{0i}}{F_i} + \sum_{j=1}^n \frac{E_{ji}^*}{F_i} \quad (4.69)$$

Sustituyendo la Ec. 4.58 en la Ec. 4.69, el segundo término del segundo miembro de la ecuación 4.69

queda en función del costo exergético unitario del producto del  $j$ -ésimo equipo:

$$k_{F,i}^* = \frac{\dot{E}_{0i}}{F_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ji} k_{P,j}^*}{F_i} \quad (4.70)$$

Sustituyendo la expresión del coeficiente de recirculación de la Ec. 4.70 en el primer y segundo término del segundo miembro, se obtiene la ecuación del costo exergético unitario del recurso en función de los coeficientes de recirculación y del costo exergético unitario del producto:

$$k_{F,i}^* = r_{0i} + \sum_{j=1}^n r_{ji} k_{P,j}^* \quad (4.71)$$

De manera análoga a las Ecs. 4.63 y 4.64, la suma de  $j = 1$  hasta  $n$  de los coeficientes de recirculación  $ij$  es igual al operador  $\langle \mathbf{PF} \rangle$  y la suma de  $j = 1$  hasta  $n$  de los coeficientes de recirculación  $ji$  es igual a la transpuesta del operador  $\langle \mathbf{PF} \rangle$ , por lo cual, la suma desde  $j=1$  hasta  $n$  de los coeficientes de recirculación  $r_{ji}$  se expresa como:

$$\sum_{j=1}^n r_{ij} = {}^t \langle \mathbf{PF} \rangle \quad (4.72)$$

Sustituyendo la Ec. 4.72 en la Ec. 4.71, se obtiene la forma matricial del costo exergético unitario del recurso:

$$\mathbf{k}_F^* = \mathbf{r}_0 + {}^t \langle \mathbf{PF} \rangle \mathbf{k}_P^* \quad (4.73)$$

De manera análoga, para el costo exergético unitario de los residuos, se parte de la Ec. 4.53 y se divide toda la expresión por el flujo exergético de los residuos del  $i$ -ésimo equipo:

$$\frac{R_i^*}{R_i} = \sum_{j=1}^n \frac{R_{ji}^*}{R_i} \quad (4.74)$$

Sustituyendo el costo exergético del residuo de la Ec. 4.59 en la Ec. 4.74, se obtiene el costo exergético unitario del recurso del  $i$ -ésimo equipo en función del costo exergético unitario del producto del  $j$ -ésimo

equipo:

$$k_{R,i}^* = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{R}_{ji} k_{P,j}^*}{R_i} \quad (4.75)$$

Sustituyendo la definición del coeficiente de recirculación asociado a los residuos en la Ec. 4.75, se obtiene el costo exergético unitario del recurso en función del coeficiente de recirculación asociado a los residuos y el costo exergético unitario del producto del j-ésimo equipo:

$$k_{R,i}^* = \sum_{j=1}^n \rho_{ji} k_{P,j}^* \quad (4.76)$$

La forma matricial de la Ec. 4.76 se encuentra en función de la matriz transpuesta  $\langle \mathbf{PR} \rangle$ , esta matriz es la matriz de coeficientes de recirculación asociada a los residuos y se encuentra transpuesta, debido a que los elementos de esa matriz se encuentran transpuestos

$$\mathbf{k}_R^* = {}^t \langle \mathbf{PR} \rangle \mathbf{k}_P^* \quad (4.77)$$

#### 4.4 La representación de la estructura productiva

Los análisis exergoeconómicos se pueden realizar mediante la metodología FP, que se basa en el recurso del sistema; o la metodología PF, en función del producto del sistema, no obstante, si se desea realizar el diagnóstico y la optimización al sistema a trabajar, se utiliza la metodología PF. Ambas metodologías son complementarias; es decir, se pueden obtener resultados como los coeficientes y operadores de una metodología con la otra; por ejemplo, los coeficientes de distribución y los consumos exergéticos se pueden relacionar partiendo de la Ec. 4.17, que es el recurso del i-ésimo equipo:

$$\dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} \quad (4.78)$$

Eliminando el primer término del primer y segundo miembro de la Ec. 4.78, multiplicando y dividiendo el primer miembro por el producto del j-ésimo equipo y; multiplicando y dividiendo el segundo miembro por

el producto del  $i$ -ésimo equipo:

$$\sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_j} \dot{P}_j = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_i} \dot{P}_i \quad (4.79)$$

sustituyendo el coeficiente de distribución y el consumo exergético en la Ec. 4.79, se tiene:

$$\sum_{j=1}^n y_{ij} P_j = \sum_{j=1}^n \kappa_{ji} P_i \quad (4.80)$$

Al realizar la sumatoria en  $j$ , el producto del  $i$ -ésimo elemento del segundo miembro de la Ec. 4.80 se puede factorizar, dando como resultado:

$$\sum_{j=1}^n y_{ij} P_j = P_i \sum_{j=1}^n \kappa_{ji} \quad (4.81)$$

o bien, de forma matricial en función de las matrices  $\langle \mathbf{FP} \rangle$  y  $\langle \mathbf{KP} \rangle$ :

$$\langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}_D = \mathbf{P}_D {}^t \langle \mathbf{KP} \rangle \quad (4.82)$$

Al multiplicar por menos uno toda la Ec. 4.82 y restarla al producto de las matrices  $\mathbf{U}_D \mathbf{P}_D$ :

$$\mathbf{U}_D \mathbf{P}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}_D = \mathbf{U}_D \mathbf{P}_D - \mathbf{P}_D {}^t \langle \mathbf{KP} \rangle \quad (4.83)$$

Como las matrices  $\mathbf{U}_D$  y  $\mathbf{P}_D$  son matrices diagonales, éstas pueden ser transpuestas y reacomodadas:

$$\mathbf{U}_D \mathbf{P}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}_D = \mathbf{P}_D {}^t \mathbf{U}_D - \mathbf{P}_D {}^t \langle \mathbf{KP} \rangle \quad (4.84)$$

Factorizando la matriz  $\mathbf{P}_D$  y reacomodando la Ec. 4.84:

$$(\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle) \mathbf{P}_D = \mathbf{P}_D ({}^t \mathbf{U}_D - {}^t \langle \mathbf{KP} \rangle) \quad (4.85)$$

Multiplicando y dividiendo los términos entre paréntesis de ambos miembros de la Ec. 4.85 por su inversa:

$$\mathbf{P}_D (\mathbf{t}U_D - \mathbf{t}\langle \mathbf{KP} \rangle)^{-1} = (U_D - \langle \mathbf{FP} \rangle)^{-1} \mathbf{P}_D \quad (4.86)$$

El resultado de la resta de las matrices transpuestas  $U_D$  y  $\langle \mathbf{KP} \rangle$  es igual a la matriz transpuesta de la resta de ambas matrices originales, es decir:

$$\mathbf{t}U_D - \mathbf{t}\langle \mathbf{KP} \rangle = \mathbf{t}(U_D - \langle \mathbf{KP} \rangle) \quad (4.87)$$

sustituyendo la Ec. 4.87 en 4.86:

$$\mathbf{P}_D \mathbf{t}(U_D - \langle \mathbf{KP} \rangle)^{-1} = (U_D - \langle \mathbf{FP} \rangle)^{-1} \mathbf{P}_D \quad (4.88)$$

sustituyendo los operadores  $|\mathbf{P}\rangle$  y  $\langle \mathbf{P}^*|$ :

$$\mathbf{P}_D \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle = \langle \mathbf{P}^*| \mathbf{P}_D \quad (4.89)$$

Finalmente, despejando el operador del costo exergético del producto:

$$\langle \mathbf{P}^*| = \mathbf{P}_D \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_D^{-1} \quad (4.90)$$

De la metodología FP, el costo exergético de los productos es igual al vector de productos más el producto del operador de costos exergéticos  $\langle \mathbf{P}^*|$ :

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{P} + \langle \mathbf{P}^*| (\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (4.91)$$

sustituyendo la Ec. 4.90 en la Ec. 4.91:

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{P} + \mathbf{P}_D \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_D^{-1} (\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (4.92)$$

premultiplicando la Ec. 4.92 por la inversa de la matriz  $\mathbf{P}_D$ :

$$\mathbf{P}_D^{-1}\mathbf{P}^* = \mathbf{P}_D^{-1}\mathbf{P} + \mathbf{P}_D^{-1}\mathbf{P}_D \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle\mathbf{P}_D^{-1}(\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (4.93)$$

El primer término del primer miembro de la Ec. 4.93 es la matriz del costo exergético unitario de los productos, el producto de la matriz  $\mathbf{P}_D^{-1}$  y  $\mathbf{P}$  es la matriz unitaria y el producto de una matriz transpuesta por su matriz original es igual a la matriz unitaria, por lo cual:

$$\mathbf{k}_P^* = \mathbf{u} + \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle\mathbf{P}_D^{-1}(\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (4.94)$$

Por otra parte, de las Ecs. 4.41 y 4.46 se obtiene el vector de irreversibilidades  $\mathbf{I}$  en función de las matrices  $\mathbf{K}_D$  y  $\mathbf{U}_D$ :

$$\mathbf{I} = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)\mathbf{P} \quad (4.95)$$

pero,  $\mathbf{P} = \mathbf{P}_D\mathbf{u}$

$$\mathbf{I} = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)\mathbf{P}_D\mathbf{u} \quad (4.96)$$

Al ser diagonales las matrices  $(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)$  y  $\mathbf{P}_D$ , pueden ser reacomodadas:

$$\mathbf{I} = \mathbf{P}_D(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)\mathbf{u} \quad (4.97)$$

De manera análoga, de las Ecs. 4.41 y 4.47 se obtiene el vector de residuos en función de la matriz  $\mathbf{P}_D$ , del operador  $\langle\mathbf{KR}\rangle$  y del vector unitario  $\mathbf{u}$ :

$$\mathbf{R} = \langle\mathbf{KR}\rangle\mathbf{P} = \langle\mathbf{KR}\rangle\mathbf{P}_D\mathbf{u} = \mathbf{P}_D\langle\mathbf{KR}\rangle\mathbf{u} = \mathbf{P}_D \mathbf{t}\langle\mathbf{KR}\rangle\mathbf{u} \quad (4.98)$$

Factorizando los vectores de irreversibilidad y residuo de la Ec. 4.94:

$$\mathbf{k}_P^* = \mathbf{u} + \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle\mathbf{P}_D^{-1}(\mathbf{I}) + \mathbf{t}|\mathbf{P}\rangle\mathbf{P}_D^{-1}(\mathbf{R}) \quad (4.99)$$

Sustituyendo las Ecs. 4.97 y 4.98 en la Ec. 4.94:

$$\mathbf{k}_p^* = \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_D^{-1} \mathbf{P}_D (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_D^{-1} \mathbf{P}_D {}^t\langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{u} \quad (4.100)$$

Eliminando el producto de la matriz  $\mathbf{P}_D$  y su inversa:

$$\mathbf{k}_p^* = \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle {}^t\langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{u} \quad (4.101)$$

Al ser matrices que únicamente tienen valores diferentes a cero en su diagonal, las matrices  $\mathbf{K}_D$  y  $\mathbf{U}_D$  se pueden transponer y al igual que en la Ec. 4.87, la transpuesta se realiza después de la resta de matrices:

$$\mathbf{k}_p^* = \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle {}^t(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{P}\rangle {}^t\langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{u} \quad (4.102)$$

Finalmente, sustituyendo los operadores  $|\mathbf{I}\rangle$  y  $|\mathbf{R}\rangle$  se obtiene el costo exergético unitario de los productos en función de las irreversibilidades y de los residuos.

$$\mathbf{k}_p^* = \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{I}\rangle \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{R}\rangle \mathbf{u} \quad (4.103)$$

Otra forma de entender la Ec. 4.103 es cómo se contribuye la irreversibilidad y el residuo en el costo exergético unitario del producto. Los resultados de los costos exergéticos unitarios de los productos a condiciones de operación del ciclo combinado "Tula de Allende" se muestran en las Figuras 4.12 y 4.13, en estas figuras se puede ver como se contribuyen la irreversibilidad y el residuo en el costo exergético unitario del producto. En la Figura 4.12 se muestra que, el residuo generado en la turbina de gas afecta al costo exergético unitario de todos los equipos de manera mínima, mientras que la irreversibilidad contribuye en su mayor parte a la formación del producto de las bombas 1 y 2, en el 65.87% y 60.61%, respectivamente. Paralelamente, en la Figura 4.13 se muestra que, el residuo generado en la turbina de gas afecta al costo exergético unitario de todos los equipos y el residuo generado en la torre de enfriamiento afecta a los equipos relacionados al ciclo de vapor y el de la torre de enfriamiento, excluyendo a los equipos de la turbina de gas. De igual manera, la contribución de los residuos al costo exergético unitario de los residuos es muy poca en comparación de la contribución de la irreversibilidad. En este caso, la irreversibilidad afecta al costo exergético unitario de la

bomba 1 y 2 en 62.32% y 60.06%, respectivamente. Esta disminución en la contribución de la irreversibilidad, se debe a que en la primer propuesta se considera el flujo de calor desechado en la torre de enfriamiento como una irreversibilidad externa, mientras que, en la segunda propuesta, se considera como un residuo.

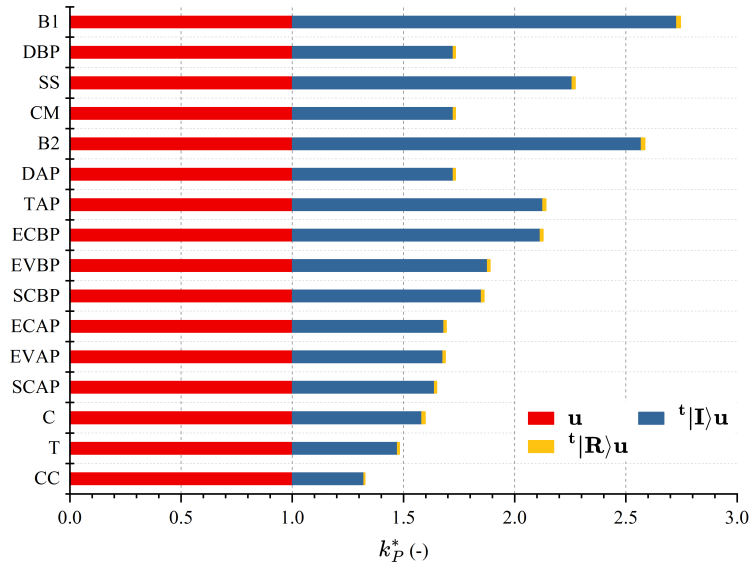


Figura 4.12: Costo exergético unitario de la propuesta 1

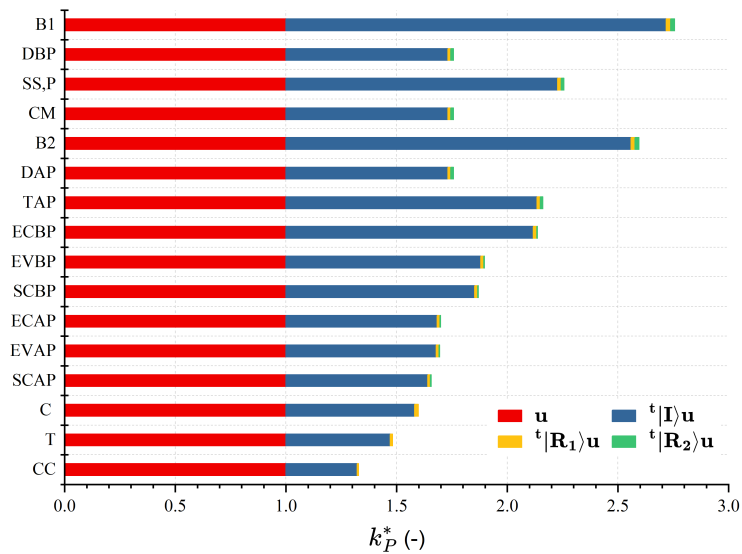


Figura 4.13: Costo exergético unitario de la propuesta 2



## 5. Diagnóstico Termoeconómico

El diagnóstico termoeconómico es una metodología que se basa en el método exergético y está diseñado para identificar y analizar anomalías que reducen la eficiencia térmica y la eficiencia exergética de los sistemas energéticos, y que generan el aumento en el consumo de recursos externos. En esta metodología se comparan las condiciones de operación con las condiciones de referencia, o de diseño, para establecer la relación entre las fallas y el aumento en las irreversibilidades en los componentes del sistema (Xu et al., 2025) y como consecuencia, el incremento del consumo de recursos externos. Es necesario conocer y prevenir estas anomalías, antes de que se conviertan en una falla (Verda et al., 2003).

### 5.1 Ahorro técnico de exergía

El consumo adicional de recursos se puede representar, como la diferencia entre el recurso total de un sistema que se encuentra operando a condiciones actuales,  $F_T$ , y el recurso del mismo sistema pero operando a condiciones de diseño,  $F_{T,0}$ :

$$\Delta F_T = F_T - F_{T,0} \quad (5.1)$$

Para cualquier sistema, el recurso total es igual al producto externo más el flujo de irreversibilidades totales, por lo cual, el cambio en el recurso total para condiciones de operación y diseño, se expresa como:

$$\Delta F_T = F_T - F_{T,0} = (P_s + I_T) - (P_{s,0} + I_{T,0}) \quad (5.2)$$

Descomponiendo la irreversibilidad total como la suma de la irreversibilidad interna e irreversibilidad externa (o residuo):

$$\Delta F_T = (P_s + I + R) - (P_{s,0} + I_0 + R_0) \quad (5.3)$$

El cambio en el recurso externo en función del aumento en el producto externo, el aumento en la irreversibilidad interna y el aumento en el residuo se expresa como:

$$\Delta F_T = \Delta P_s + \Delta I + \Delta R \quad (5.4)$$

De manera general, el ahorro técnico indica que, a medida que las irreversibilidades totales de los subsistemas aumentan, el recurso externo del sistema también lo hará, debido al cambio en una condición de operación, por consiguiente, el costo monetario y el exergético del mismo recurso se incrementará. Si lo que se busca es reducir el consumo de recursos en el sistema, se debe reducir la cantidad de irreversibilidades del sistema y de los subsistemas; no obstante, la metodología del ahorro técnico no identifica la causa de las irreversibilidades del sistema, únicamente muestra el aumento en las irreversibilidades totales y del producto externo, debido a la modificación de las condiciones de operación de un sistema.

## 5.2 Impacto en el recurso

El impacto en el recurso es otra metodología de la teoría del costo exergético, éste cuantifica la variación del recurso externo de un sistema en función del consumo exergético. Este consumo exergético relaciona el producto de un equipo con su recurso y a su vez con su eficiencia exergética

$$\kappa_i = \frac{F_i}{P_i} = \frac{1}{\eta_{ex}}$$

En el impacto en el recurso se compara la condición de operación con la condición de diseño en función del consumo exergético:

$$\Delta\kappa_{ij} = \kappa_{ij}(x) - \kappa_{ij}(x^0) \quad (5.5)$$

donde,  $\kappa_{ij}(x)$  es el consumo exergético a condiciones de operación y  $\kappa_{ij}(x^0)$  a condiciones de diseño.

De acuerdo a las metodologías FP y PF, se obtiene la matriz  $\langle \mathbf{KP} \rangle$ , que contienen a los consumos exergéticos de todo el sistema. Esta matriz es la suma de todos los consumos exergéticos de los elementos  $j = 0$  hasta  $n$ . Se considera al elemento cero porque se busca conocer el comportamiento del medio ambiente. La matriz  $\langle \mathbf{KP} \rangle$  se expresa como:

$$\langle \mathbf{KP} \rangle = \sum_{j=0}^n \frac{\dot{E}_{ij}}{P_j} = \sum_{j=0}^n \kappa_{ij}; \text{ donde, } i = 0, 1 \dots n$$

Definiendo una matriz arbitraria  $\mathbf{A}$ , la diferencia de esta misma matriz a condiciones de operación y diseño es:

$$\Delta\mathbf{A} = \mathbf{A}(\mathbf{x}) - \mathbf{A}(\mathbf{x}_0) \quad (5.6)$$

Si esta misma matriz  $\mathbf{A}$  es el producto de dos matrices  $\mathbf{B}$  y  $\mathbf{C}$ , ya sea a condiciones de operación o de diseño:

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}) = \mathbf{B}(\mathbf{x}) \cdot \mathbf{C}(\mathbf{x})$$

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}_0) = \mathbf{B}(\mathbf{x}_0) \cdot \mathbf{C}(\mathbf{x}_0)$$

La diferencia de la matriz  $\mathbf{A}$  a condiciones de operación y de diseño es:

$$\Delta\mathbf{A} = \Delta\mathbf{B}\mathbf{C}(\mathbf{x}_0) + \mathbf{B}(\mathbf{x})\Delta\mathbf{C} \quad (5.7)$$

Partiendo de la Ec. 4.50, el recurso total es igual al producto de la matriz transpuesta del consumo exergé-

tico de recursos externos y el vector del producto, entonces, la diferencia del recurso total es:

$$\Delta F_T = \Delta {}^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + {}^t \kappa_e(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P} \quad (5.8)$$

Como el vector de productos es igual al producto del operador  $|\mathbf{P}\rangle$  y el vector de productos externos ( $\mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s$ ), la diferencia del vector de productos a condiciones de operación y diseño es:

$$\Delta \mathbf{P} = \Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.9)$$

Desarrollando la diferencia del operador  $|\mathbf{P}\rangle$ :

$$\Delta \mathbf{P} = [|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}_0)] \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.10)$$

Sustituyendo la diferencia del vector del producto (Ec. 5.10) en la diferencia del vector de recurso (Ec. 5.8), se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta F_T = \Delta {}^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + {}^t \kappa_e(\mathbf{x}) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}_0) \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + {}^t \kappa_e(\mathbf{x}) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.11)$$

Realizando el análisis dimensional de la Ec. 4.68 se obtiene que, la transpuesta de la matriz de costos exergéticos unitarios de los productos es igual al producto de la matriz transpuesta del consumo unitario externo y el operador  $|\mathbf{P}\rangle$ , es decir:

$${}^t \mathbf{k}_P^* = {}^t \kappa_e |\mathbf{P}\rangle \quad (5.12)$$

Sustituyendo la Ec. 5.12 en la 5.11:

$$\Delta F_T = \Delta {}^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}_0) \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.13)$$

Sustituyendo el vector de productos de la Ec. 5.9 en la Ec. 5.13:

$$\Delta F_T = \Delta {}^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.14)$$

Todos los términos de la Ec. 5.14 muestran cómo se ve modificado el recurso externo. En el segundo miembro, el primer término representa cómo se ve afectado este recurso en función del cambio en el consumo exergético, debido a la modificación de un parámetro del sistema; el segundo término representa los cambios en función del costo exergético unitario de los productos y el consumo exergético de los productos y los residuos, debidos a la variación del mismo parámetro; finalmente, el tercer término representa los cambios en función del costo exergético unitario de los productos y del cambio en el producto externo.

### 5.3 Análisis de la malfunción y la disfunción

En la metodología del ahorro técnico y del impacto en el recurso se evalúa de manera general, cómo se ve modificado el recurso externo del sistema, debido al cambio en las irreversibilidades como al cambio en los consumos exergéticos; no obstante, ninguna de las dos metodologías menciona en qué subsistema se presenta un problema y cómo éste está afectando a los demás subsistemas y al sistema en general. De esta manera, se introducen dos conceptos, la *Malfunción* y la *Disfunción*.

La malfunción es un cambio en un parámetro de un subsistema, que genera un aumento en su consumo exergético y en el consumo de recursos externos del sistema, este cambio se debe principalmente al deterioro o al mal funcionamiento del subsistema. Dicho en otras palabras, el subsistema que presenta la malfunción es el que presenta una anomalía.

La disfunción es la variación que presentan los subsistemas, en su recurso y producto, para poder equilibrar las modificaciones que generó el cambio en las condiciones de operación en el sistema, debidas a la anomalía. Toda disfunción es resultado de una malfunción.

De acuerdo a la Ec. 5.4, el cambio en el recurso externo se debe al incremento en las irreversibilidades internas ( $\Delta I$ ), externas ( $\Delta R$ ) y del incremento en el producto externo ( $\Delta P_s$ ). De manera matricial, el cambio en el vector del recurso externo es igual al cambio en el vector del producto más el vector de irreversibilidades internas más el cambio en el vector de irreversibilidades externas:

$$\Delta \mathbf{F}_T = \Delta \mathbf{P}_s + \Delta \mathbf{I} + \Delta \mathbf{R} \quad (5.15)$$

Para desarrollar la Ec. 5.15, se parte del cambio en el vector de irreversibilidades internas:

$$\Delta \mathbf{I} = \Delta |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.16)$$

Desarrollando el cambio en el vector  $|\mathbf{I}\rangle$  de la Ec. 4.46:

$$\Delta \mathbf{I} = (\Delta \mathbf{K}_D - \Delta \mathbf{U}_D) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] \Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.17)$$

Para conocer el valor de  $\Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0)$  se parte de la diferencia del vector de productos de la Ec. 4.41:

$$\Delta \mathbf{P} = \Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.18)$$

Despejando la diferencia del operador  $|\mathbf{P}\rangle$  por el producto externo a condiciones de diseño:

$$\Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) = \Delta \mathbf{P} - |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.19)$$

Sustituyendo la Ec.5.19 en la Ec.5.17:

$$\Delta \mathbf{I} = (\Delta \mathbf{K}_D - \Delta \mathbf{U}_D) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] [\Delta \mathbf{P} - |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s] + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.20)$$

Desarrollando el producto del segundo término del tercer miembro de la Ec. 5.20:

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{I} = & (\Delta \mathbf{K}_D - \Delta \mathbf{U}_D) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} - [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \\ & + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.21)$$

Sustituyendo el operador  $|\mathbf{I}\rangle$  de la Ec. 4.46 en la Ec. 5.21:

$$\Delta \mathbf{I} = (\Delta \mathbf{K}_D - \Delta \mathbf{U}_D) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} - |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.22)$$

En el primer término del segundo miembro de la Ec. 5.22 se tiene la diferencia de la matriz unitaria ( $\Delta \mathbf{U}_D$ ),

el valor de esta diferencia es cero:

$$\Delta \mathbf{I} = (\Delta \mathbf{K}_D) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} \quad (5.23)$$

La Ec. 5.23 muestra el cambio en las irreversibilidades en función de la diferencia de la matriz de consumo exergético, el vector de productos a condiciones de diseño, la matriz de consumo exergético a condiciones de operación y la diferencia del vector de productos.

Por otro lado, para el cambio en el vector de residuos, se parte de la Ec. 4.48, y al aplicar la diferencia del vector de residuos se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta |\mathbf{R}\rangle \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.24)$$

Desarrollando la Ec. 5.7 en el operador  $|\mathbf{R}\rangle$  de la Ec. 4.48:

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P} - \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle(\mathbf{x}) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \quad (5.25)$$

Finalmente, sustituyendo la Ec. 4.48 en 5.25, se tiene el cambio en el vector de residuos a condiciones de operación y diseño, se expresa con el cambio en la matriz de consumos exergéticos asociados a los residuos, el vector de productos a condiciones de diseño, la matriz de consumos exergéticos asociados a los residuos a condiciones de operación y la diferencia del vector de productos:

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{R} &= \Delta \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P} - |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \\ \Delta \mathbf{R} &= \Delta \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Si se considera que el cambio en el producto externo es cero, es decir, el producto de todo el sistema permanece constante, sustituyendo las Ecs. 5.23 y 5.26 en 5.15, el cambio en el recurso es:

$$\Delta \mathbf{F}_T = \Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} + \Delta \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P} \quad (5.27)$$

factorizando el cambio en el producto y reacomodando los términos de la Ec. 5.27:

$$\Delta F_T = \Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} \quad (5.28)$$

realizando un cambio de variables a la Ec. 5.28, donde:

- $\Delta \mathbf{M} \mathbf{F}^k = \Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)$
- $\Delta \mathbf{M} \mathbf{F}^r = \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)$
- $\Delta \mathbf{D} \mathbf{F} = [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P}$

Se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta F_T = \mathbf{M} \mathbf{F}^k + \mathbf{M} \mathbf{F}^r + \mathbf{D} \mathbf{F} \quad (5.29)$$

En el segundo miembro de la Ec. 5.29, el primer término es conocido como la malfunción interna, ésta es el incremento en las irreversibilidades debido al incremento en el consumo exergético de cada subsistema; el segundo término es la malfunción externa y representa el aumento en recurso, debido al incremento en los residuos; y el tercer término es la disfunción y representa el aumento en el recurso, debido a la variación del producto de cada subsistema causado por la malfunción.

Sustituyendo la Ec. 5.10 en el tercer término del segundo miembro de la Ec. 5.28:

$$\begin{aligned} \mathbf{D} \mathbf{F} &= [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] \Delta \mathbf{P} \\ \mathbf{D} \mathbf{F} &= [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] \{ [|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) (\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}_0)] \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) \\ &\quad + |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Desarrollando el producto del segundo miembro:

$$\begin{aligned} \mathbf{D} \mathbf{F} &= [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] [|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) (\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}_0)] \mathbf{P}_s(\mathbf{x}_0) \\ &\quad + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle(\mathbf{x})] |\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.31)$$

Sustituyendo el operador  $|\mathbf{P}\rangle$  de la Ec. 4.41 en la Ec. 5.31:

$$\begin{aligned} \mathbf{DF} = & [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{KR} \rangle(\mathbf{x})][|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})(\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)]\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + [\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x}) + \langle \mathbf{KR} \rangle(\mathbf{x})]|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.32)$$

Distribuyendo el operador  $|\mathbf{P}\rangle$ :

$$\begin{aligned} \mathbf{DF} = & \{[\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})]|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) + [\langle \mathbf{KR} \rangle(\mathbf{x})]|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})\}[(\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)]\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + \{[\mathbf{K}_D(\mathbf{x}) - \mathbf{U}_D(\mathbf{x})]|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x}) + [\langle \mathbf{KR} \rangle(\mathbf{x})]|\mathbf{P}\rangle(\mathbf{x})\}\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.33)$$

Sustituyendo las Ecs. 4.46 y 4.48 en la Ec. 5.33:

$$\mathbf{DF} = [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \quad (5.34)$$

Igualando las Ecs. 5.15 y 5.29, donde se consideren los cambios en el producto externo:

$$\Delta\mathbf{I} + \Delta\mathbf{R} + \Delta\mathbf{P}_s = \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + \mathbf{DF} + \Delta\mathbf{P}_s \quad (5.35)$$

Sustituyendo la Ec. 5.34 en 5.35:

$$\begin{aligned} \Delta\mathbf{I} + \Delta\mathbf{R} + \Delta\mathbf{P}_s = & \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s + \Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.36)$$

Factorizando el cambio en el producto externo en el segundo miembro de la Ec. 5.36:

$$\begin{aligned} \Delta\mathbf{I} + \Delta\mathbf{R} + \Delta\mathbf{P}_s = & \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.37)$$

Sustituyendo la Ec. 5.15 en 5.37:

$$\begin{aligned} \Delta\mathbf{F}_T = & \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta\langle \mathbf{KR} \rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.38)$$

Realizando un cambio de variable en la Ec. 5.38, donde:

$$\Delta \mathbf{DF}^k = [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle\mathbf{KP}\rangle + \Delta\langle\mathbf{KR}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \quad (5.39)$$

$$\mathbf{DF}^{\Delta P_s} = [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \quad (5.40)$$

se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta \mathbf{F}_T = \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + \mathbf{DF}^k + \mathbf{DF}^{\Delta P_s} \quad (5.41)$$

El tercer y cuarto término del segundo miembro de la Ec. 5.41 hacen referencia a las disfunciones, la disfunción interna y la disfunción debida al cambio en el producto externo; la primera se presenta cuando se tienen cambios en los subsistemas y la segunda únicamente es válida cuando se presentan cambios en el producto externo.

Si al vector de malfunciones internas de la Ec. 5.29 se le suma y resta el producto de la diferencia del operador  $\langle\mathbf{KP}\rangle$  y el vector de productos  $\mathbf{P}$  a condiciones de diseño:

$$\mathbf{MF}^k = \Delta\mathbf{K}_D\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) - (\Delta\langle\mathbf{KP}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + (\Delta\langle\mathbf{KP}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \quad (5.42)$$

Factorizando la diferencia de la matriz de consumos exergéticos  $\Delta\mathbf{K}_D$  menos la diferencia del operador  $\langle\mathbf{KP}\rangle$  de la Ec. 5.42:

$$\mathbf{MF}^k = (\Delta\mathbf{K}_D - \Delta\langle\mathbf{KP}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + (\Delta\langle\mathbf{KP}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \quad (5.43)$$

El primer término del segundo miembro de la Ec. 5.43 representa el vector de malfunciones internas  $\mathbf{MF}^e$  y el segundo término de este mismo miembro, el vector de malfunciones internas  $\mathbf{MF}^t$ , éstos representan el cambio en las irreversibilidades de los componentes, debidas al cambio en el consumo exergético y a las malfunciones de los demás subsistemas

$$\mathbf{MF}^k = \mathbf{MF}^e + \mathbf{MF}^t \quad (5.44)$$

El cambio en el recurso externo de la Ec.5.41 y desarrollando los términos de las disfunciones:

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{F}_T = & \mathbf{M}\mathbf{F}^k + \mathbf{M}\mathbf{F}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle\mathbf{K}\mathbf{P}\rangle + \Delta\langle\mathbf{K}\mathbf{R}\rangle)\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) \\ & + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.45)$$

Distribuyendo el vector de los de productos  $\mathbf{P}$  a condiciones de operación:

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{F}_T = & \mathbf{M}\mathbf{F}^k + \mathbf{M}\mathbf{F}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\Delta\langle\mathbf{K}\mathbf{P}\rangle\mathbf{P}(\mathbf{x}_0) + \Delta\langle\mathbf{K}\mathbf{R}\rangle\mathbf{P}(\mathbf{x}_0)) \\ & + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.46)$$

Sustituyendo los vectores de malfunciones  $\mathbf{M}\mathbf{F}^t$  y  $\mathbf{M}\mathbf{F}^r$ :

$$\Delta \mathbf{F}_T = \mathbf{M}\mathbf{F}^k + \mathbf{M}\mathbf{F}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\mathbf{M}\mathbf{F}^t + \mathbf{M}\mathbf{F}^r) + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \quad (5.47)$$

Desarrollando y reacomodando la Ec. 5.47:

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{F}_T = & \mathbf{M}\mathbf{F}^k + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\mathbf{M}\mathbf{F}^t) + \mathbf{M}\mathbf{F}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\mathbf{M}\mathbf{F}^r) \\ & + [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned} \quad (5.48)$$

Realizando cambios de variables en la Ec. 5.48, donde:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\mathbf{F}^{*k} &= \mathbf{M}\mathbf{F}^k + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\mathbf{M}\mathbf{F}^t) \\ \mathbf{M}\mathbf{F}^{*r} &= \mathbf{M}\mathbf{F}^r + [|\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})](\mathbf{M}\mathbf{F}^r) \\ \mathbf{D}\mathbf{F}^{*\Delta\mathbf{P}_s} &= [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(\mathbf{x}) + |\mathbf{R}\rangle(\mathbf{x})]\Delta\mathbf{P}_s \end{aligned}$$

se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta \mathbf{F}_T = \mathbf{M}\mathbf{F}^{*k} + \mathbf{M}\mathbf{F}^{*r} + \mathbf{D}\mathbf{F}^{*\Delta\mathbf{P}_s} \quad (5.49)$$

El vector  $\mathbf{M}\mathbf{F}^{*k}$  representa el costo exergetico de la malfunción interna, este vector sólo se verá modificado por los equipos que presenten irreversibilidades internas;  $\mathbf{M}\mathbf{F}^{*r}$  es el vector de costos exergeticos de

la malfunción externa o el residuo, únicamente contribuirán a este vector los equipos que contribuyan a la formación del o de los residuos; y el vector  $\mathbf{DF}^{*\Delta P_s}$  es el costo exergético de la disfunción, debida al cambio en el recurso externo.



## 6. Caso de estudio

La fiabilidad y la disponibilidad de una Central de Ciclo Combinado dependen principalmente de tres aspectos:

- Del diseño y de la calidad de su montaje.
- La calidad de su operación.
- De que se realice el plan de mantenimiento.

Este último es uno de los más importantes, porque tener un mal plan de mantenimiento conduce a tener que adquirir nuevos equipos o sustituir una central completa, cuando el mantenimiento de equipos es muy costoso. Por el contrario, un buen plan de mantenimiento, ayuda a analizar todos los fallos posibles y así evitarlos con el mantenimiento programado (o preventivo) y el mantenimiento correctivo. (Garrido, 2007)

La turbina de gas es de los elementos más complejos dentro una central de ciclo combinado, una de las principales tareas que se tienen dentro del mantenimiento programado, es la limpieza o sustitución de filtros de admisión de aire al compresor y la limpieza del mismo equipo, tanto en marcha como fuera de operación. El no llevar a cabo este mantenimiento, causa ensuciamiento por adherencia a algunos equipos, principalmente al compresor, donde su eficiencia disminuye y conduce a presentar pérdidas en la potencia de la turbina de gas (Kurz et al., 2022).

Como caso de estudio, se realiza el diagnóstico termoeconómico al ciclo combinado "Tula de Allende", considerando la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor de la turbina de gas del 5%. Se realiza el análisis termodinámico del ciclo, se aplica la metodología del costo exergético y del diagnóstico termoeconómico al ciclo combinado, realizando esta variación y comparando los resultados de dos propuestas de estructuras productivas.

Las condiciones de diseño del ciclo combinado se presentan en la Tabla 6.1, en ésta se muestran las condiciones de la turbina de gas, de la turbina de vapor y de la torre de enfriamiento. Estas condiciones de operación se obtienen de la ficha técnica, del diagrama esquemático y de la literatura.

Tabla 6.1: Condiciones de diseño del ciclo combinado

Turbina de gas			Turbina de vapor			Torre de enfriamiento		
$\pi_C$	(-)	19.5	$\eta_{SITAP}$	(-)	0.7484	$T_{w,in}$	(°C)	30.94
$\eta_{SIC}$	(-)	0.88	$\eta_{SITBP}$	(-)	0.8491	$T_{w,out}$	(°C)	22.37
$\eta_{SIT}$	(-)	0.90	$\eta_{SIB}$	(-)	0.8	$\Delta P$	(bar)	0.000724
$\Delta P_{CC}$	(%)	5	$\Delta T_{PP,AP}$	(°C)	35	$\pi_{B3}$	(-)	2
$T_{amb}$	(°C)	25	$\Delta T_{PP,BP}$	(°C)	20			
$P_{amb}$	(bar)	1.01325	$P_{ALTA}$	(bar)	85.11			
$\phi_{amb}$	(-)	0.6	$P_{BAJA}$	(bar)	3.5			
$T_{g4}$	(°C)	592	$P_{COND}$	(bar)	0.0524			
$\dot{W}_{TG}$	(MW)	260	$T_{v1}$	(°C)	520			
$c_{P,a}$	(kJ/kgK)	1.029						
$s_{ref}$	(kJ/kgK)	6.860						

La temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina,  $T_{g3}$ , es un valor importante, ya que de él dependen parámetros de desempeño de la turbina como su flujo de calor suministrado y la potencia de la misma. Como la ficha técnica presenta el valor de la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas,  $T_{g4}$ , el valor de la temperatura de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión,  $T_{g3}$  se propone hasta que el valor de la temperatura a la salida de la turbina de gas coincida con el valor reportado en la ficha técnica. Para determinar este valor se considera la eficiencia isoentrópica de la turbina y la temperatura de los gases de escape, dando como resultado:  $T_{g3} = 1291.81C$ .

## 6.1 Análisis energético

Como se describió en el capítulo 2, el ciclo combinado cuenta con 19 equipos distribuidos en 3 bloques: La turbina de gas (bloque A), la caldera de recuperación de calor (bloque B) y la turbina de vapor (bloque

C).

La Figura 6.1 muestra el bloque A, la ficha técnica de esta turbina se muestra en el Anexo (A.1). Ésta está compuesta por un compresor de 13 etapas con una relación de presiones de 19.5, una cámara de combustión de 16 quemadores y una turbina de potencia de 4 etapas.

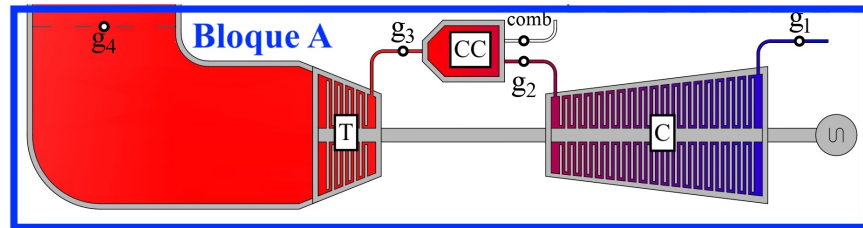


Figura 6.1: Bloque A del ciclo combinado "Tula de Allende"

En este bloque, se desarrolla la combustión considerando una humedad relativa del 0.6 %, como se mostró en la Ec.2.20. En la Figura 6.2 se presenta el diagrama de exceso de aire contra flujo másico de aire y en la Figura 6.3 el diagrama del exceso de aire contra el flujo másico del combustible; en ambos casos se estudia la variación de la humedad relativa y de la eficiencia isoentrópica del compresor.

Las condiciones de diseño de la planta se representan con el punto A y en el punto B se considera una disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor del 5 %. En la Figura 6.2 se muestra que, con la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor de 5 %, el exceso de aire aumenta 4.35 %, pasando de 1.6827 a 1.7559, este aumento en el exceso de aire representa un aumento del 6.0905 % en el flujo másico del aire, pasando de 590.74 kg<sub>a</sub>/s a 626.72 kg<sub>a</sub>/s.

En la Figura 6.3 se muestra que el aumento en el exceso de aire, también representa el aumento en el flujo másico del combustible del 3.6390 %, de 15.0175 a 15.5640 kg<sub>comb</sub>/s, todo se debe a la disminución del 5 % de la eficiencia isoentrópica del compresor. Al operar con una eficiencia isoentrópica del compresor menor, la potencia que se suministra al compresor aumenta, éste al estar acoplado a la turbina, aumenta la potencia que debe generar la turbina, y por consiguiente, también aumentan tanto el flujo másico de aire como el flujo másico de combustible.

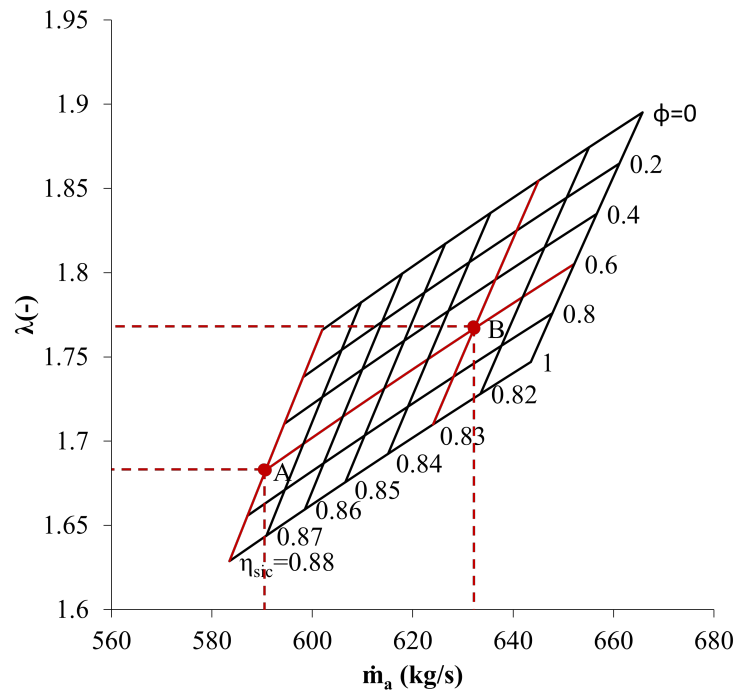


Figura 6.2: Comportamiento del exceso de aire con el flujo másico del aire, la eficiencia isoentrópica del compresor y la humedad relativa

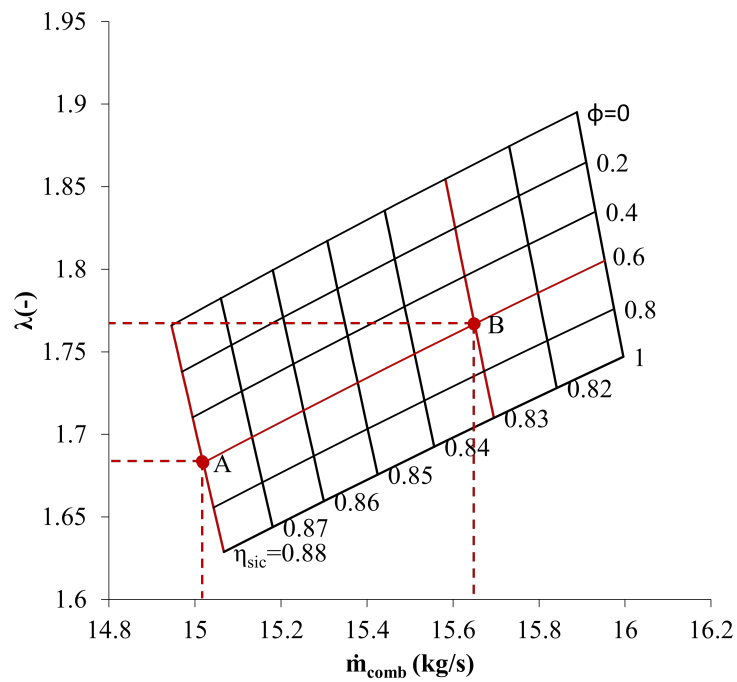


Figura 6.3: Comportamiento del exceso de aire con el flujo másico del combustible, la eficiencia isoentrópica del compresor y la humedad relativa

La humedad relativa del aire a la entrada del compresor depende de los parámetros ambientales, o bien, de equipos que aumentan esta humedad, como enfriadores evaporativos o equipos de fogging. Si el aire a la entrada del compresor se satura, alcanzando una humedad relativa de 1, el pasar de una eficiencia isoentrópica del compresor de 0.88 a 0.836, muestra un aumento del exceso de aire de 1.628 a 1.699, del flujo másico de aire de 583.5409 kg<sub>a</sub>/s a 618.6859 kg<sub>a</sub>/s, del flujo másico del combustible de 15.0658 kg<sub>comb</sub>/s a 15.6094 kg<sub>comb</sub>/s y de la relación aire-combustible de 38.732 kg<sub>aire</sub>/kg<sub>comb</sub> a 39.635 kg<sub>aire</sub>/kg<sub>comb</sub>. Este comportamiento se debe principalmente a que, con el aumento de la humedad relativa del aire, también aumenta su fracción de vapor y por consiguiente, su calor específico a presión constante, dando como resultado que disminuya la cantidad de aire necesario para operar la turbina, pero aumente la cantidad de combustible. Concluyendo que, el operar con aire con una humedad alta representa un aumento en el flujo másico del combustible, pero una disminución en la relación aire combustible y del exceso de aire.

En las Figuras 6.4 y 6.5 se muestran los diagramas de operación de la turbina de gas en función de la relación de presiones del compresor, donde las condiciones de diseño se encuentran en el punto A y las condiciones de operación (con la disminución de la eficiencia isoentrópica) se presentan en el punto B.

Por una parte, en la Figura 6.4 se muestra el comportamiento del flujo másico del aire y del trabajo motor en función de la relación de presiones. Para las condiciones de diseño, con la eficiencia isoentrópica de 0.88, el máximo trabajo motor y el mínimo flujo de aire se encuentran a una relación de presiones del compresor de 15.98; por otro lado, disminuyendo la eficiencia isoentrópica del compresor, el máximo trabajo motor y el mínimo flujo de aire se encuentran a una relación de presiones del compresor de 14.51. En esta misma figura, se muestra que, el trabajo motor disminuye y el flujo másico del aire aumenta, si se pasa de las condiciones de diseño (A) a las de operación (B). El trabajo motor disminuye de 440.121 kJ/kg a 414.854 kJ/kg y el flujo másico del aire requerido aumenta de 590.745 kg/s a 618.392 kg/s. En este análisis, se considera la potencia de la turbina de gas constante, de 260 MW, sin importar las condiciones de operación, para que esto ocurra es necesario aumentar el flujo másico de aire requerido y modificar la relación de presiones del compresor, con esto, se pueden nivelar los cambios en el funcionamiento de la turbina de gas, que fueron ocasionados por la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor. Para cualquier condición de operación, en la turbina de gas, el valor del máximo trabajo motor coincide con el del mínimo flujo másico de aire; no obstante, a medida que el compresor sufre degradaciones en su funcionamiento, el valor máximo del trabajo

motor disminuye y el mínimo flujo másico de aire aumenta.

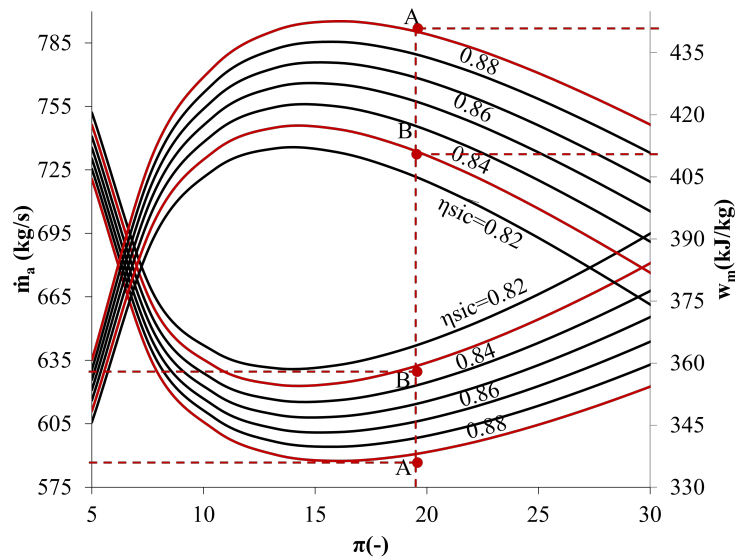


Figura 6.4: Dependencia del flujo másico del aire y el trabajo motor en función de la relación de presiones del compresor y la eficiencia isoentrópica del compresor

Por otra parte, en la Figura 6.5 se presentan el comportamiento del flujo másico del combustible y la eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor, en este caso, el máximo valor de la eficiencia térmica y el mínimo valor del flujo másico del combustible para las condiciones de diseño ( $\eta_{SIC} = 0.88$ ) son de 0.3795 y 14.016  $\text{kg}_{\text{comb}}/\text{s}$ , respectivamente y es para la relación de presiones del compresor de 43.4765. Mientras que, a condiciones de operación, son de 0.3588 y 14.8258  $\text{kg}_{\text{comb}}/\text{s}$ , respectivamente, para una relación de presiones del compresor de 36.8659. En este caso, la eficiencia de la turbina de gas se encuentra directamente relacionada con el flujo másico de combustible mediante el flujo de calor suministrado. En este caso, a la máxima eficiencia térmica le corresponde el mínimo flujo másico de combustible y éstos tienden a disminuir y aumentar, respectivamente, a medida que la turbina de gas presenta degradaciones en su funcionamiento.

Finalmente, en la Figura 6.6 se muestra el mapa de operación de la turbina de gas. Al igual que en las figuras anteriores, el punto A y B representan las condiciones de diseño y operación, respectivamente. A una relación de presiones constante, sí la eficiencia isoentrópica del compresor disminuye, tanto la eficiencia térmica como el trabajo motor disminuyen. En ésta figura se muestra que los valores máximos de eficiencia térmica y trabajo motor se encuentran en el rango de la relación de presiones del compresor de 10 a 40, en

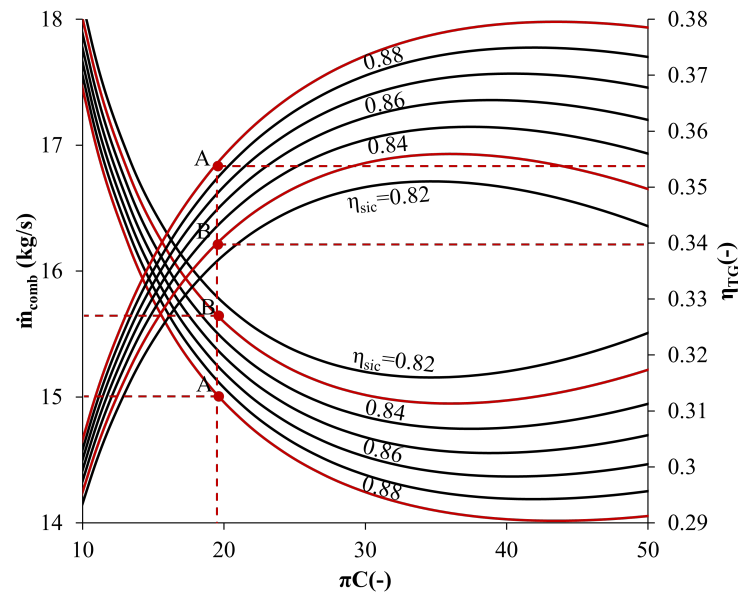


Figura 6.5: Dependencia del flujo másico del combustible y la eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor y la eficiencia isoentrópica del compresor

donde también, se encuentra la relación de presiones del compresor mostrada en la ficha técnica.

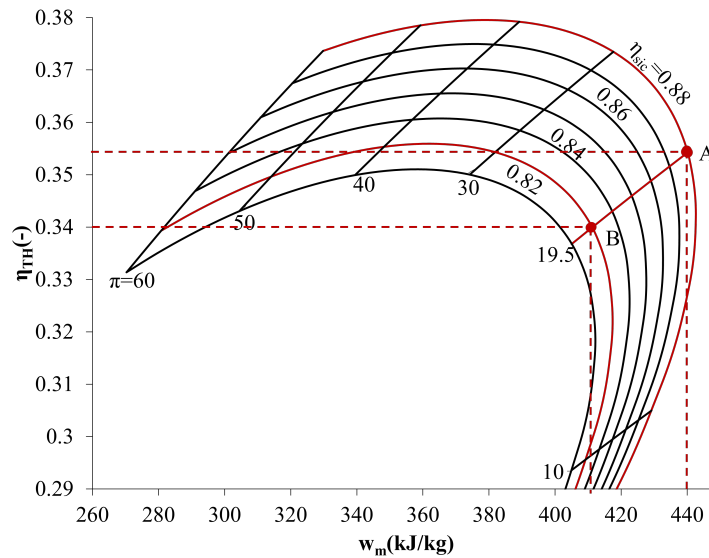


Figura 6.6: Diagrama de eficiencia térmica - trabajo motor

De manera general, realizando la limpieza del compresor o realizando un *revamp*<sup>1</sup>, mejorará el desempeño del compresor y aumenta su eficiencia isoentrópica, lo que representa una mejora en la eficiencia térmica y

<sup>1</sup>Realizar cambios, renovar, modernizar, rediseñar o remodelar un equipo para mejorar su desempeño.

el trabajo motor de la turbina de gas, además de, disminuir el flujo másico del combustible.

En la Figura 6.7 se muestran los siguientes bloques a analizar, el bloque B y el bloque C. Estos bloques se analizan de manera simultánea, debido a que el vapor requerido en la turbina de vapor se genera en la caldera de recuperación de calor y éste a su vez va ser generado por la corriente de gases de escape de la turbina de gas.

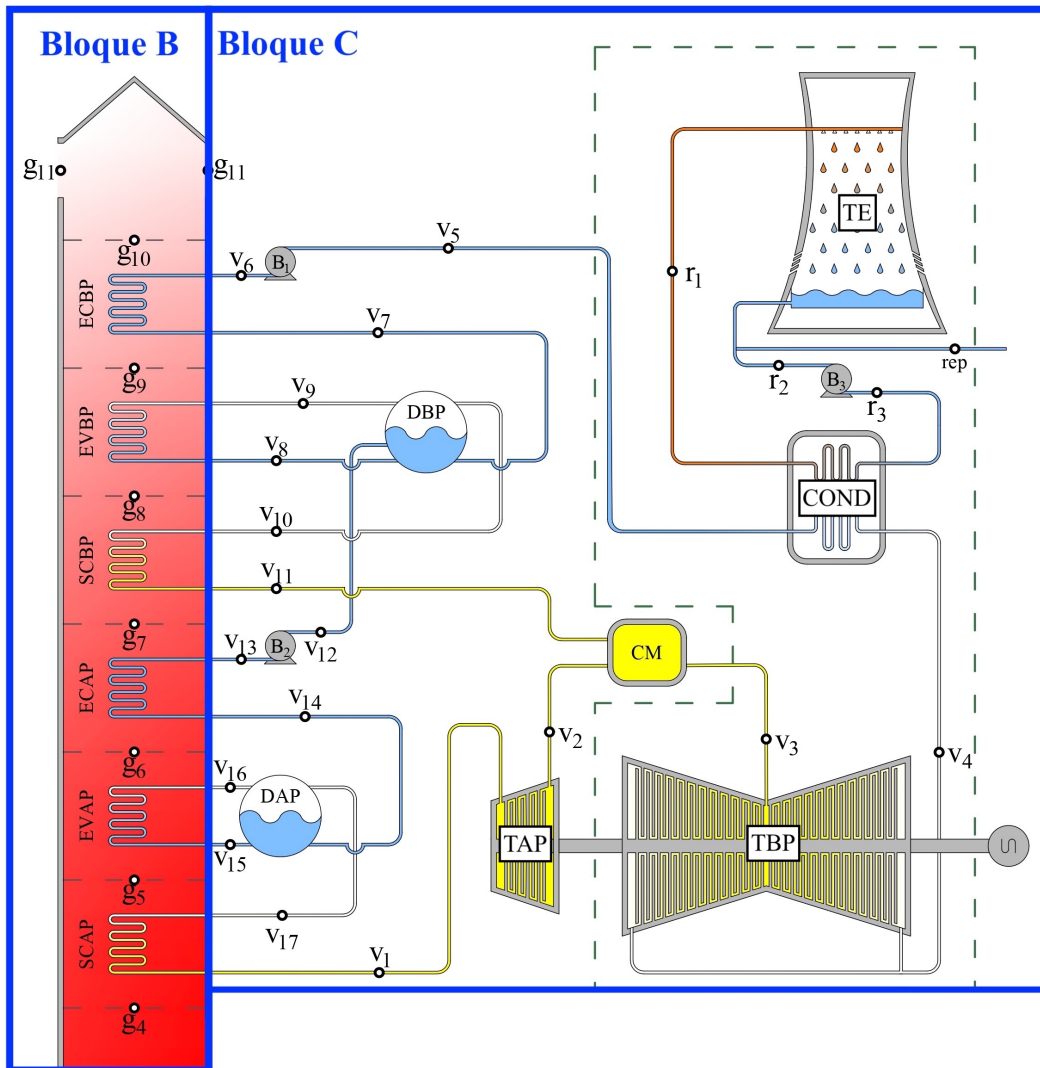


Figura 6.7: Bloque B y bloque C del ciclo combinado "Tula de Allende"

Como se mostró en los balances de masa y energía de la caldera de recuperación de calor, el flujo de calor que se le suministra a la caldera de recuperación de calor proviene del flujo calor de los gases de escape de la turbina de gas que se encuentran a una  $T_{g4}$ ; por consiguiente, el flujo de vapor generado en la caldera

de recuperación de calor depende del flujo másico de los gases de escape y de la temperatura a la que se encuentren estos gases.

Para que la potencia de la turbina de gas permanezca constante, considerando la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor, el flujo másico del aire y del combustible aumentan, debido al aumento en la demanda de potencia del compresor, y como consecuencia, el flujo másico de los gases de escape y el flujo de calor suministrado a la caldera de recuperación de calor también aumenten, dando como resultado, el aumento en el flujo másico del vapor.

En consecuencia, con el aumento del flujo másico del vapor se tiene un aumento en la potencia motor de la turbina de vapor, además de la disminución de la eficiencia térmica de la turbina de vapor, a pesar de que se genera más potencia en la turbina de vapor, también se rechaza una mayor cantidad de energía en forma de calor en el condensador.

En la Figura 6.8 se muestra el comportamiento del flujo de calor suministrado a la caldera de recuperación de calor y el flujo másico de vapor generado en este mismo equipo, ambas en función de la eficiencia isoentrópica del compresor. El flujo de calor suministrado aumenta 5.6816%, pasando de 381.55 MW a 403.23 MW, y el flujo másico de vapor aumenta 5.7007%, yendo de 120.88 kg/s a 127.77 kg/s. Ambos aumentos se presentan debido a la disminución del 5% de la eficiencia isoentrópica del compresor, que genera un aumento en el flujo másico de los gases de escape y en la energía contenida en ellos, por lo cuál, se suministra más energía en la caldera de recuperación de calor y se genera más vapor.

Por otro lado, en la Figura 6.9 se muestra la eficiencia térmica y la potencia motor de la turbina de vapor en función de la misma disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor. Con esta disminución, la potencia motor de la turbina de vapor aumenta 5.68% y la eficiencia térmica de la turbina de vapor disminuye un 0.006%.

En la Figura 6.10 se muestra el comportamiento del calor desechado en el condensador y del flujo másico del agua de refrigerante utilizada en la torre de enfriamiento. El calor rechazado en el condensador y el flujo másico de agua de refrigerante, aumentan 5.70% para poder llevar a cabo correctamente el intercambio de calor entre el vapor de la turbina de vapor y el agua de refrigeración de la torre de enfriamiento.

Como se muestra en la metodología, la mínima temperatura a la que se puede enfriar el agua en una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre; además, el rango

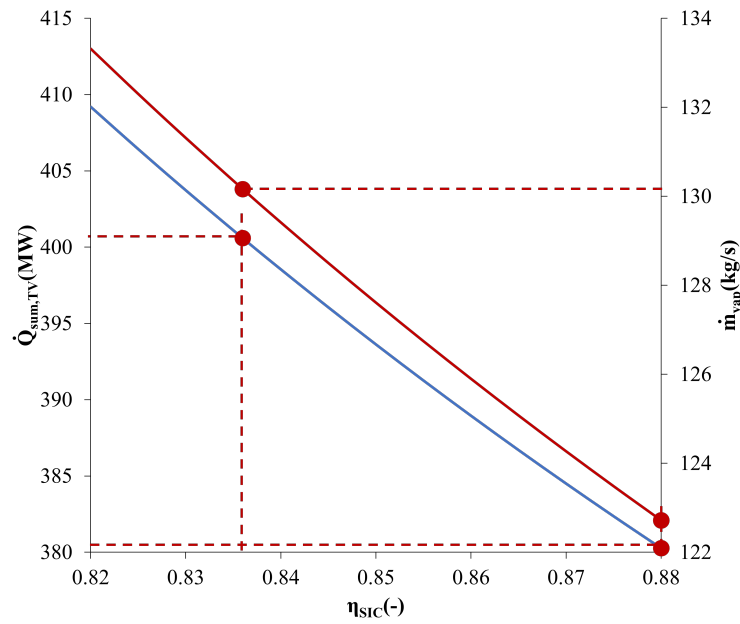


Figura 6.8: Flujo de calor suministrado a la caldera de recuperación de calor y flujo másico de vapor en función de la eficiencia isoentrópica del compresor

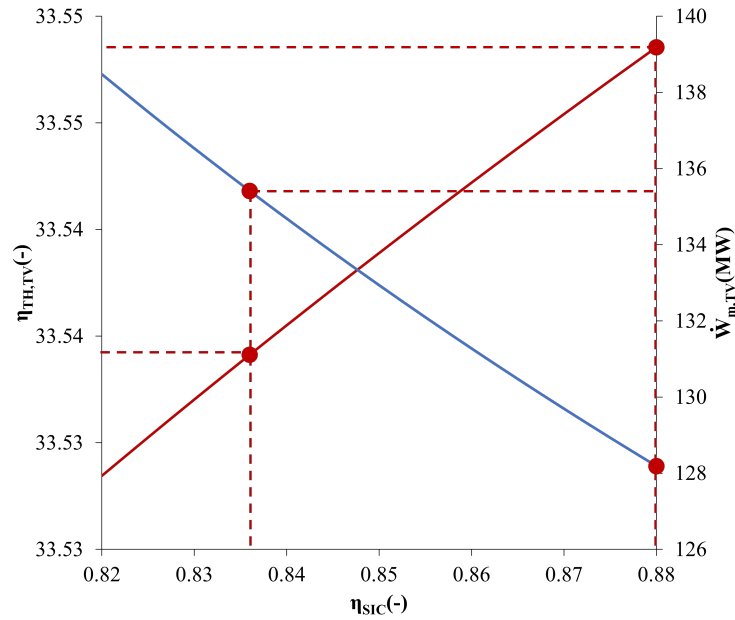


Figura 6.9: Eficiencia térmica y potencia motor de la turbina de vapor en función de la eficiencia isoentrópica del compresor

en una torre de enfriamiento es la diferencia de temperaturas que existe entre el agua a la entrada y a la salida de una torre de enfriamiento, considerando este valor como constante, es decir, que la temperatura del

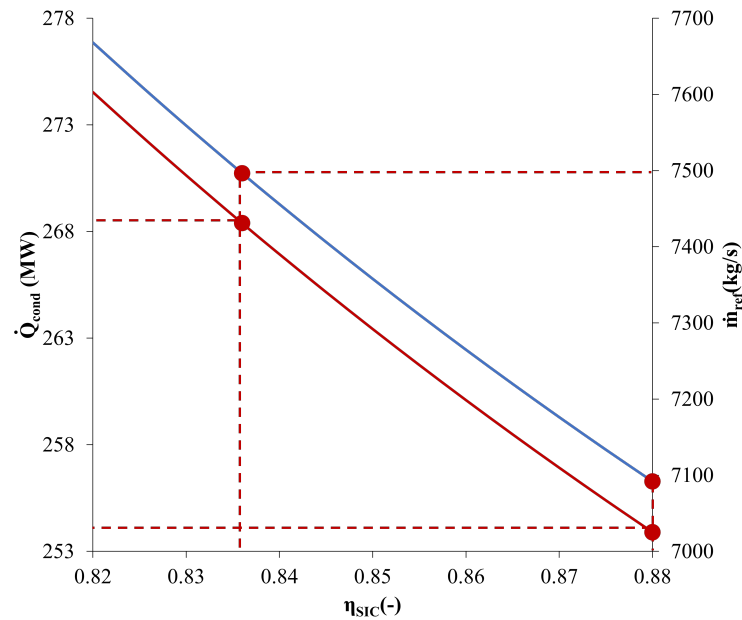


Figura 6.10: Diagrama de calor rechazado en el condensador y flujo másico de refrigerante en función de eficiencia isoentrópica del compresor

agua a la entrada y salida de la torre de enfriamiento siempre sea la misma, la temperatura de aproximación tiende a disminuir a medida que la humedad relativa del aire aumenta. Ésto se muestra en la Figura 6.11, no obstante, algo importante a considerar es que la temperatura de aproximación no puede tener valores menores a cero, de ser así, la temperatura de agua sería menor a la temperatura de bulbo húmedo del aire, lo que es termodinámicamente incorrecto, por eso, para el caso de estudio, no se puede utilizar aire húmedo con humedades relativas mayores a 0.79.

La eficiencia de la torre de enfriamiento igual se encuentra en función del rango y de la temperatura de aproximación, y como se muestra en la Figura 6.11, la temperatura de aproximación depende de la humedad relativa del aire, este comportamiento se muestra en la Figura 6.12. Considerando constante el rango, la eficiencia de la torre de enfriamiento aumenta a medida que la humedad relativa aumenta, no obstante, ocurre la misma situación que en la figura anterior, para humedades relativas mayores a 0.79, la eficiencia de la torre de enfriamiento presenta valores superiores a 1, lo que es incorrecto; por eso, considerando la temperatura del agua de entrada y salida de la torre de enfriamiento constante, sólo se puede operar con humedades relativas menores a 0.79. Por otro lado, el agua de reposición de la torre de enfriamiento depende de las condiciones a las que se encuentre el aire a la entrada y salida de la torre de enfriamiento. Sí el aire

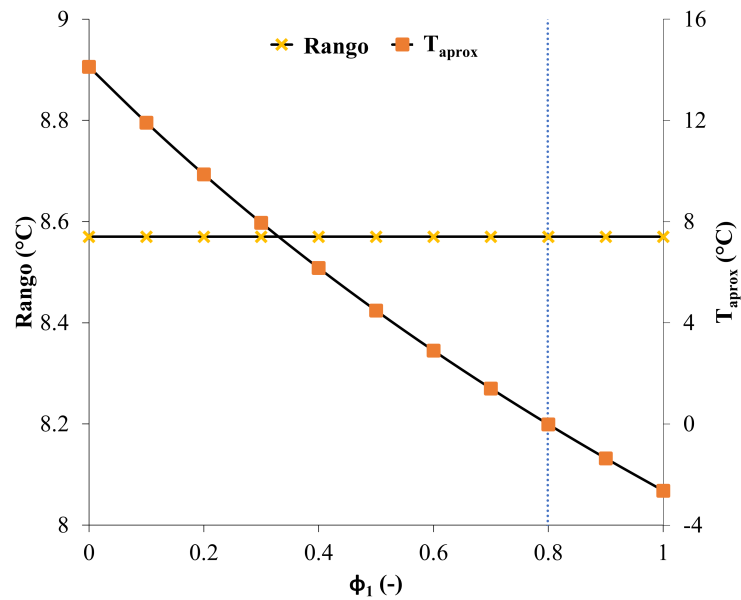


Figura 6.11: Rango y temperatura de aproximación en función de la humedad relativa del aire

que entra a la torre de enfriamiento tiene una humedad relativa baja, será mayor la capacidad que tenga para absorber agua y será necesaria una mayor cantidad de agua de reposición, por el contrario, si el aire entra con una humedad relativa alta, su capacidad de absorber agua será poca y el agua de reposición será menor.

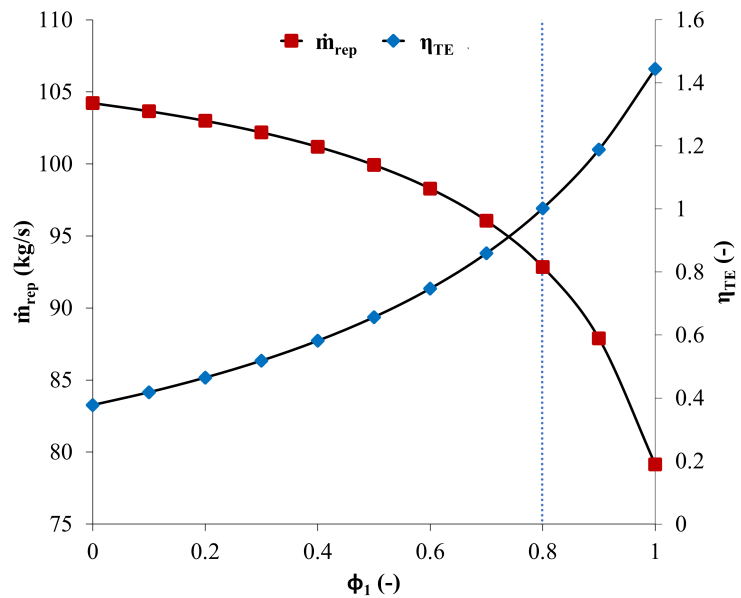


Figura 6.12: Flujo másico de agua de reposición y eficiencia de la torre de enfriamiento en función de la humedad relativa del aire

## 6.2 Análisis exerético

Al igual que en el análisis energético, para el desarrollo del análisis exerético, se consideran los equipos en los bloques A, B y C, considerando como condición de diseño a la eficiencia isoentrópica del compresor de 0.88 y como condición de operación a la disminución del 5% de ésta misma.

Las expresiones de los flujos de exerética a la entrada y salida de los bloques A, B y C se muestran en las Tablas 6.2, 6.3 y 6.4, junto con sus eficiencias racionales y de defecto:

Tabla 6.2: Flujos de exerética, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque A

Equipo	$\sum \dot{E}_{in}$	$\sum \dot{E}_{out}$	$\Psi$	$\delta$
CC	$\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{g2}$	$\dot{E}_{g3}$	$\frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{g2}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{g2}}$
T	$\dot{E}_{g3}$	$\dot{W}_{TG} + \dot{E}_{g4}$	$\frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{W}_{TG} + \dot{E}_{g4}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{W}_{TG} + \dot{E}_{g4}}$
C	$\dot{W}_C + \dot{E}_{g1}$	$\dot{E}_{g2}$	$\frac{\dot{E}_{g2}}{\dot{W}_C + \dot{E}_{g1}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g2}}{\dot{W}_C + \dot{E}_{g1}}$

Tabla 6.3: Flujos de exerética, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque B

Equipo	$\sum \dot{E}_{in}$	$\sum \dot{E}_{out}$	$\Psi$	$\delta$
SCAP	$\dot{E}_{g4} + \dot{E}_{v17}$	$\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v1}$	$\frac{\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v1}}{\dot{E}_{g4} + \dot{E}_{v17}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v1}}{\dot{E}_{g4} + \dot{E}_{v17}}$
EVAP	$\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v15}$	$\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v16}$	$\frac{\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v16}}{\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v15}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v16}}{\dot{E}_{g5} + \dot{E}_{v15}}$
ECAP	$\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v13}$	$\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v14}$	$\frac{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v14}}{\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v13}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v14}}{\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v13}}$
SCBP	$\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v10}$	$\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v11}$	$\frac{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v11}}{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v10}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v11}}{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v10}}$
EVBP	$\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v8}$	$\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v9}$	$\frac{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v9}}{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v8}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v9}}{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v8}}$
ECBP	$\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v6}$	$\dot{E}_{g10} + \dot{E}_{v7}$	$\frac{\dot{E}_{g10} + \dot{E}_{v7}}{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v6}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{g10} + \dot{E}_{v7}}{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v6}}$
CHIM	$\dot{E}_{g10}$	$\dot{E}_{g11}$	-	-

Tabla 6.4: Flujos de exerética, eficiencia racional y eficiencia de defecto del bloque C

Equipo	$\sum \dot{E}_{in}$	$\sum \dot{E}_{out}$	$\Psi$	$\delta$
TAP	$\dot{E}_{v1}$	$\dot{E}_{v2} + \dot{W}_{TAP}$	$\frac{\dot{E}_{v2} + \dot{W}_{TAP}}{\dot{E}_{v1}}$	$\frac{\dot{E}_{v2} + \dot{W}_{TAP}}{\dot{E}_{v1}}$
DAP	$\dot{E}_{v14} + \dot{E}_{v16}$	$\dot{E}_{v15} + \dot{E}_{v17}$	$\frac{\dot{E}_{v15} + \dot{E}_{v17}}{\dot{E}_{v14} + \dot{E}_{v16}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v15} + \dot{E}_{v17}}{\dot{E}_{v14} + \dot{E}_{v16}}$

B2	$\dot{E}_{v12} + \dot{W}_{B2}$	$\dot{E}_{v13}$	$\frac{\dot{E}_{v13}}{\dot{E}_{v12} + \dot{W}_{B2}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v13}}{\dot{E}_{v12} + \dot{W}_{B2}}$
CM	$\dot{E}_{v2} + \dot{E}_{v11}$	$\dot{E}_{v3}$	$\frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v2} + \dot{E}_{v11}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v2} + \dot{E}_{v11}}$
TBP	$\dot{E}_{v3}$	$\dot{E}_{v4} + \dot{W}_{TBP}$	$\frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v4} + \dot{W}_{TBP}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v4} + \dot{W}_{TBP}}$
DBP	$\dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9}$	$\dot{E}_{v12} + \dot{E}_{v10}$	$\frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v3}}{\dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9}}$
B1	$\dot{E}_{v5} + \dot{W}_{B1}$	$\dot{E}_{v6}$	$\frac{\dot{E}_{v6}}{\dot{E}_{v5} + \dot{W}_{B1}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v6}}{\dot{E}_{v5} + \dot{W}_{B1}}$
COND	$\dot{E}_{v4} + \dot{E}_{r3}$	$\dot{E}_{v5} + \dot{E}_{r1}$	$\frac{\dot{E}_{v5} + \dot{E}_{r1}}{\dot{E}_{v4} + \dot{E}_{r3}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{v5} + \dot{E}_{r1}}{\dot{E}_{v4} + \dot{E}_{r3}}$
B3	$\dot{E}_{r2} + \dot{W}_{B3}$	$\dot{E}_{r3}$	$\frac{\dot{E}_{r3}}{\dot{E}_{r2} + \dot{W}_{B3}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{r3}}{\dot{E}_{r2} + \dot{W}_{B3}}$
TE	$\dot{E}_{r1}$	$\dot{E}_{r2} + \dot{E}_{QTE}$	$\frac{\dot{E}_{r2} + \dot{W}_{B3}}{\dot{E}_{r2} + \dot{E}_{QTE}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{r2} + \dot{W}_{B3}}{\dot{E}_{r2} + \dot{E}_{QTE}}$
			$\frac{\dot{E}_{r1}}{\dot{E}_{r1}}$	$1 - \frac{\dot{E}_{r1}}{\dot{E}_{r1}}$

Los resultados de los flujos de exergía del bloque A se presentan en la Tabla 6.5, en ésta se muestra que, el equipo que genera la mayor cantidad de irreversibilidades, tanto a condiciones de diseño como a condiciones de operación, es la cámara de combustión. Este mismo equipo es el que tiene el mayor aumento en el flujo de exergía a su entrada, debido al cambio en la eficiencia isoentrópica del compresor, aumentando 48.02 MW, los cuales corresponden al flujo de exergía del aire a la salida del compresor y el flujo de exergía del combustible.

Tabla 6.5: Resultados de balances de exergía del bloque A

Equipo	Diseño				Operación			
	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$
CC	896.22	740.17	156.05	0.83	944.23	783.66	160.57	0.83
T	740.17	718.9	21.27	0.97	783.66	761.11	22.55	0.97
C	270.03	256.52	13.51	0.95	301.55	281.26	20.29	0.93

Otro equipo importante a analizar en los resultados de la Tabla 6.5 es el compresor, este equipo es el que presenta el mayor aumento, en términos de porcentaje, en su flujo de exergía de entrada, su flujo de exergía de salida y el flujo de irreversibilidades generadas, aumentando un 11.67 %, 9.64 % y 50.24 %, respectivamente. De igual manera, se puede observar que es el equipo que presenta una disminución en su eficiencia racional en comparación con los demás equipos pertenecientes a la turbina de gas. El aumento en estos flujos de exergía y la disminución en la eficiencia se debe a que, en este equipo es en donde se está llevando a cabo el cambio en su eficiencia isoentrópica. Como el compresor requiere un mayor suministro de potencia, el flujo

de exergía a su entrada aumentará; debido a esta misma modificación, la temperatura del aire a la salida del compresor aumenta, con lo cual, también aumenta su flujo de exergía a la salida.

En la Figura 6.13 se muestra el diagrama de Grassmann del bloque A a condiciones de diseño. Gráficamente no son perceptibles los cambios en los flujos de exergía del diagrama a condiciones de operación y diseño, no obstante, se muestra que el equipo que más irreversibilidades genera es la cámara de combustión, coincidiendo con los valores reportados en la Tabla 6.5. La relación entre los flujos de exergía de salida y los flujos de exergía de entrada a los equipos es la eficiencia racional, ésto se puede observar, de manera gráfica, en el diagrama de Grassmann. El equipo que tiene el valor más pequeño en el flujo de irreversibilidades, es el que tiene el valor más grande en la eficiencia racional. De este modo, el equipo que tiene la mayor eficiencia racional es la turbina, valor que se valida con los datos de la Tabla 6.5.

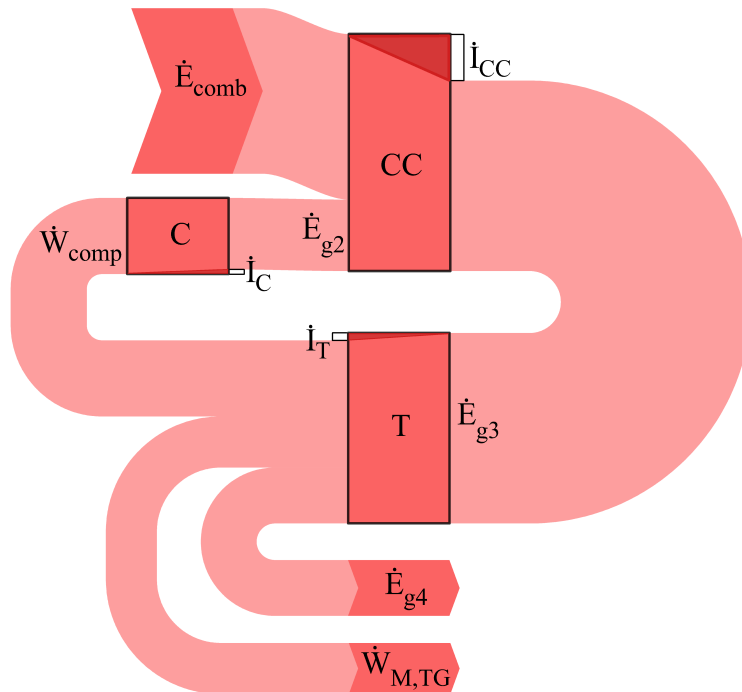


Figura 6.13: Diagrama de Grassmann del bloque A

Los resultados de los flujos de exergía del bloque B se muestran en la Tabla 6.6. De acuerdo con la Figura 6.7, el primer equipo que tiene contacto con los gases de escape es el sobrecalentador de alta presión y el último es el economizador de baja presión. En este bloque, la corriente exergética con el mayor valor son los gases de escape ( $\dot{E}_{g4}$ ). Con la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor se tiene que, el flujo másico de combustible y el flujo de exergía de los gases de escape aumentan, modificando así el flujo de

exergía de entrada del sobrecalentador de alta presión y de los equipos subsecuentes.

Tabla 6.6: Resultados de balances de exergía del bloque B

Equipo	Diseño				Operación			
	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$
SCAP	286.62	281.01	5.6	0.98	302.74	296.84	5.9	0.98
EVAP	182.95	171.32	11.63	0.94	193.31	181.06	12.26	0.94
ECAP	81.3	76.18	5.13	0.94	86.03	80.61	5.42	0.94
SCBP	59.86	59.52	0.34	0.99	63.5	63.14	0.36	0.99
EVBP	41.78	36.35	5.43	0.87	44.31	38.53	5.77	0.87
ECBP	17.73	13.38	4.35	0.75	18.77	14.16	4.61	0.75

El equipo que genera el mayor flujo de irreversibilidades es el evaporador de alta presión, una de las posibles causas es que, en este equipo se generan irreversibilidades internas, debidas al cambio de fase de líquido saturado a vapor saturado seco. Disminuyendo la eficiencia isoentrópica del compresor, las irreversibilidades del evaporador de alta presión disminuyen de 11.63 a 12.26 MW. Por otro lado, el equipo que presenta la menor eficiencia racional es el economizador de baja presión, debido a que es el equipo donde se presentan los menores flujos de exergía debido a las bajas temperaturas.

En la Figura 6.14 se muestra el diagrama de Grassmann del bloque B, en este diagrama se puede observar como se distribuyen los flujos de exergía a lo largo de la caldera de recuperación de calor, desde  $\dot{E}_{g4}$  en la entrada del sobrecalentador de alta presión hasta  $\dot{E}_{g10}$  en la salida del economizador de baja presión. Con esto se muestra que, los equipos se encuentran encadenados, es decir, el flujo de exergía que sale de un equipo, entra a otro equipo. La eficiencia racional de cada equipo se muestra con la relación de los flujos de entrada y salida de cada equipo de la caldera de recuperación de calor, en estos equipos, se tiene la interacción de los flujos de exergía asociados al flujo de vapor y al flujo de gases de escape, tanto a la entrada como a la salida de los equipos. Los equipos, al estar encadenados, van disminuyendo el valor del flujo de exergía, debido a la generación de irreversibilidades internas, teniendo el valor de exergía más alto en el sobrecalentador de alta presión y más bajo en el economizador de baja presión.

Para el bloque C, los resultados de los flujos de exergía a condiciones de diseño y operación se muestran en la Tabla 6.7. Los domos de alta y baja presión y la cámara de mezclado, se consideran como equipos adiabáticos y reversibles, por lo cual, no generan irreversibilidades.

Los resultados muestran que, el equipo que más irreversibilidades genera a condiciones de diseño y ope-

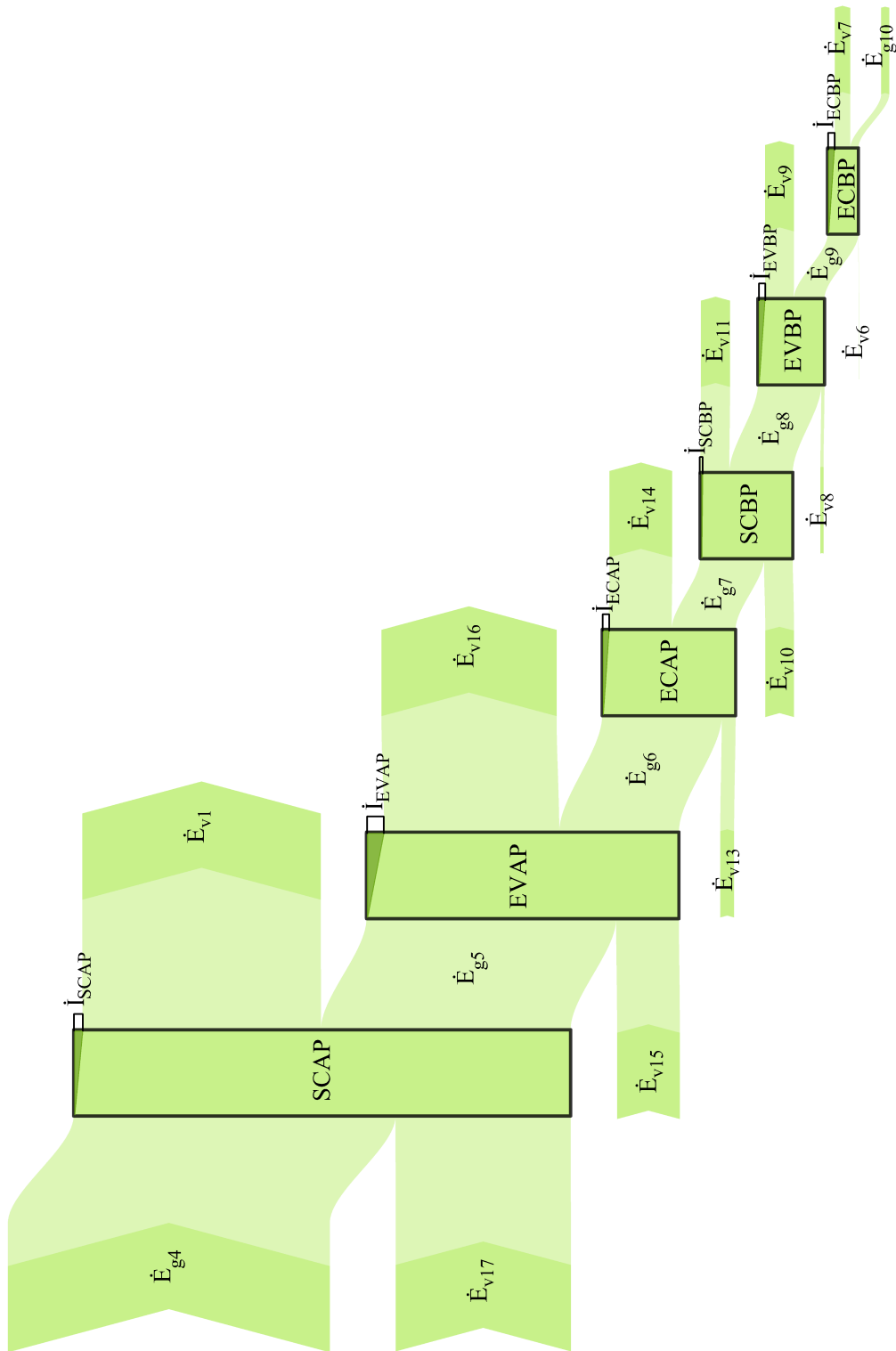


Figura 6.14: Diagrama de Grassmann del bloque B

ración y el que presenta el valor más alto en el flujo de exergía de entrada es la turbina de alta presión. No obstante, el equipo que presenta la menor eficiencia racional es el condensador, siendo esto, porque es el equipo donde se rechaza el calor del ciclo Rankine.

El disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor en 5%, representa un aumento en el flujo másico del vapor generado en la caldera de recuperación de calor de 6.89 kg/s, lo que representa un aumento en la exergía suministrada a la turbina de alta presión de 7.41 MW. Esta disminución en la eficiencia isoentrópica también representa el aumento de 6.69MW en el flujo de exergía de salida de este mismo equipo, no obstante, el recurso de los equipos subsecuentes también será modificado, además de la irreversibilidad de cada uno.

Tabla 6.7: Resultados de balances de exergía del bloque C

Equipo	Diseño				Operación			
	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\Psi(-)$
TAP	133.1	120.3	12.8	0.9	140.5	126.99	13.51	0.9
DAP	132.77	132.77	0	1	140.16	140.16	0	1
B2	7.87	7.73	0.15	0.98	8.31	8.15	0.16	0.98
CM	85.41	85.41	0	1	90.28	90.28	0	1
TBP	85.41	73.55	11.86	0.86	90.28	77.74	12.53	0.86
DBP	27.63	27.63	0	1	29.29	29.29	0	1
B1	0.1	0.09	0.01	0.9	0.11	0.1	0.01	0.9
COND	8.58	2.58	6	0.3	9.07	2.73	6.35	0.3
B3	1.29	1.1	0.19	0.85	1.36	1.16	0.2	0.85
TE	2.53	1.8	0.73	0.71	2.67	1.9	0.77	0.71

En la Figura 6.15 se muestra el diagrama de Grassmann del bloque C. En este diagrama se muestra que, los flujos de exergía considerados como productos externos son las potencias de la turbina de alta presión y la de baja presión. La caldera de recuperación de calor se considera como un solo equipo, siendo la irreversibilidad de éste, la suma de las irreversibilidades de los equipos que forman la caldera de recuperación de calor.

Realizando un balance de exergía al ciclo combinado considerándolo como dos cajas negras, una que solamente considere al bloque A, y la otra que considere juntos a los bloques B y C, se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 6.8. En esta tabla se presenta que, el bloque A tiene como entrada a la exergía asociada al flujo másico de combustible y como salida a la potencia de la turbina de gas y al flujo de exergía en el estado  $g_4$ , este mismo flujo de exergía entra al volumen de control que considera al bloque B y C, y de éste salen los flujos de exergía asociados a la potencia de la turbina de vapor de alta y baja presión y el flujo de exergía del estado  $g_{10}$ . En el volumen de control de B y C, la exergía asociada al calor rechazado en la torre

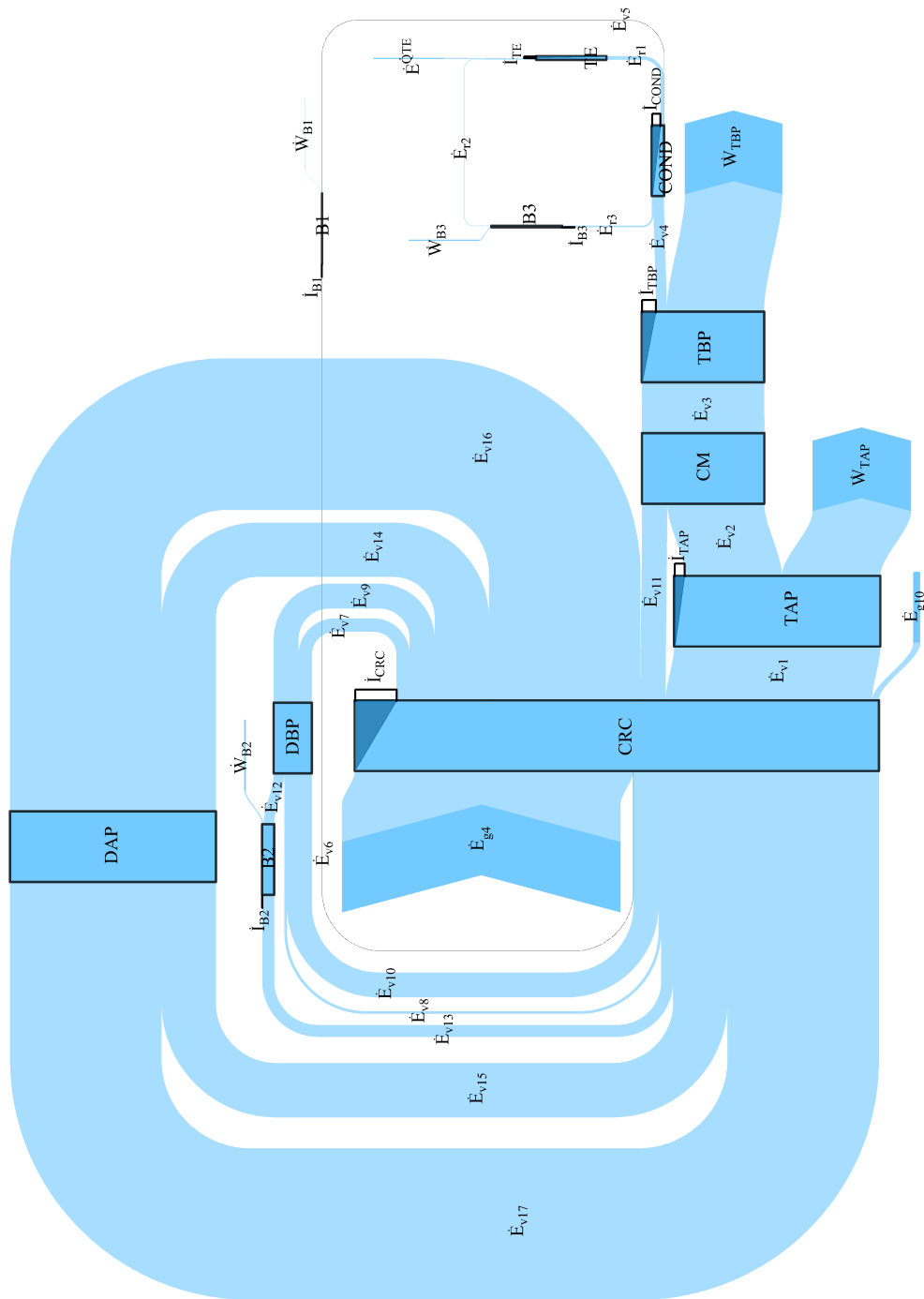


Figura 6.15: Diagrama de Grassmann del bloque C

de enfriamiento se considera como una irreversibilidad interna, esta consideración servirá más adelante para el diagnóstico termoeconómico.

Tabla 6.8: Resultados de balances de exergía de los dos volúmenes de control

Equipo	Diseño			Operación		
	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$	$\dot{E}_{in}(MW)$	$\dot{E}_{out}(MW)$	$\dot{I}(MW)$
A	639.7	448.88	190.82	662.98	459.56	203.42
B+C	188.88	125.22	63.65	199.56	132.31	67.25

En la Figura 6.16 se muestra el diagrama de Grassmann completo, del ciclo combinado. En este diagrama se muestran los flujos de exergía a la entrada y salida del bloque A y de la combinación del bloque B+C. Las diferencias que ocurren en los flujos de exergía son la resta de ese mismo flujo de exergía a condiciones de operación y condiciones de diseño; por ejemplo, a condiciones de diseño, el bloque A tiene al flujo de exergía asociado al combustible como única entrada, con un valor de 639.70 MW, al pasar a condiciones de operación (disminuyendo la eficiencia isoentrópica del compresor), el flujo de exergía del combustible aumenta a 662.98 MW, siendo  $\Delta\dot{E}_{comb}$  igual a 23.28 MW. El valor de la diferencia de exergía en el combustible es importante porque indica cuanta exergía adicional se requiere, debido a la modificación en un parámetro de operación.

El resultado de los aumentos en los flujos de exergía que ocurren en los bloques, debidos al cambio en la eficiencia isoentrópica del compresor, se presenta en la Tabla 6.9, en ésta se muestra que, debido a la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor, el bloque A requiere de 23.28 MW más de exergía, reflejada en el aumento en el combustible ( $\Delta\dot{E}_{comb}$ ); en este mismo bloque, el flujo de irreversibilidad aumenta 12.6 MW ( $\Delta\dot{I}_A$ ) y se tiene el aumento del flujo de exergía que sale del mismo de 10.68 MW ( $\Delta\dot{E}_{g4}$ ). El único flujo de exergía que permanece constante es el de la potencia de la turbina de gas, ésta es una consideración que se realiza desde el análisis energético, con la finalidad de que la potencia generada permanezca constante. Para la suma de los bloques B+C, los flujos de exergía que entran y salen de este volumen de control aumentan, demostrando nuevamente que, los tres bloques se encuentran encadenados y cómo la variación de un parámetro afecta a todo el sistema completo.

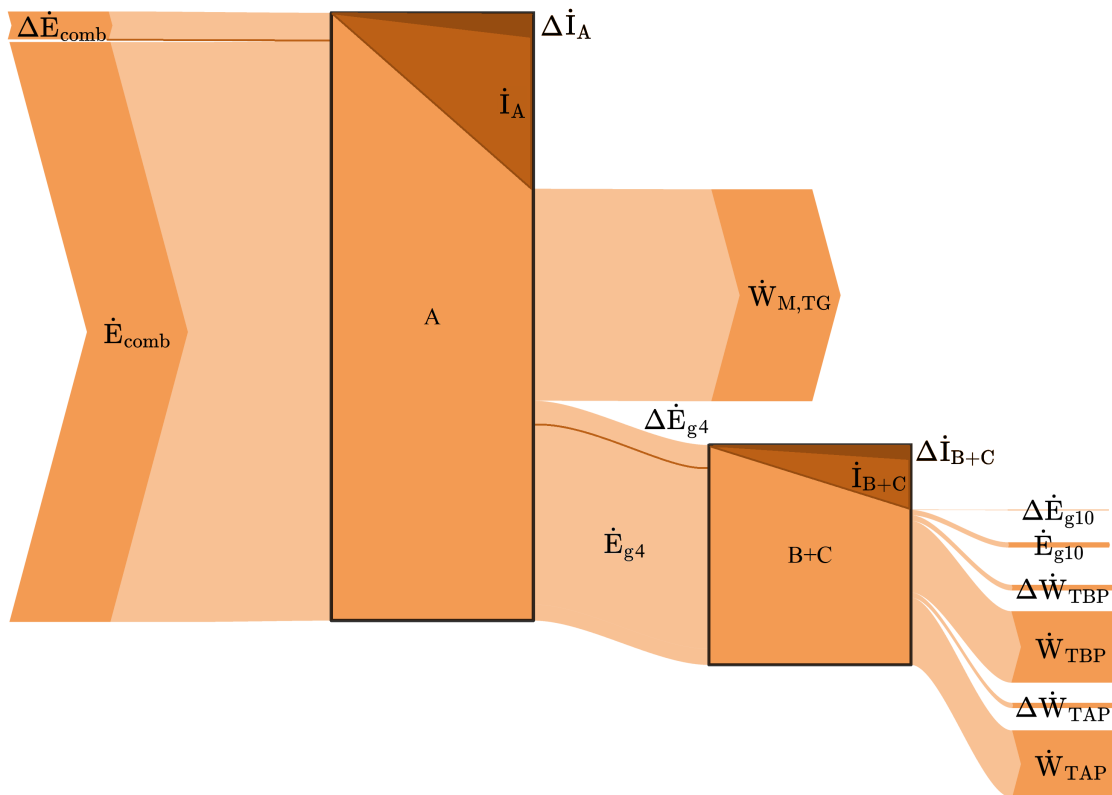


Figura 6.16: Diagrama de Grassmann combinado

Tabla 6.9: Aumento de los flujos de exergía debidos al aumento en la eficiencia isoentrópica del compresor

	(MW)
$\Delta \dot{E}_{comb}$	23.28
$\Delta \dot{I}_A$	12.6
$\Delta \dot{E}_{g4}$	10.68
$\Delta \dot{I}_{B+C}$	3.6
$\Delta \dot{E}_{g10}$	0.27
$\Delta \dot{W}_{TBP}$	3.77
$\Delta \dot{W}_{TAP}$	3.04

### 6.3 Análisis termoeconómico

El siguiente análisis a realizar es el termoeconómico, para comenzar a realizarlo, es importante delimitar los sistemas o subsistemas con los que se va a trabajar y conocer su propósito productivo en función de su recurso y su producto. Para el caso del ciclo combinado "Tula de Allende", los balances de recursos y productos se presentan en las Tablas 4.1 - 4.3, dando como resultado el desarrollo de la estructura productiva

de la Figura 4.5; no obstante, los resultados de las tablas muestran que, hay dos equipos donde se procesa el residuo, la chimenea y el subsistema propuesto (que considera a la turbina de vapor de baja presión, el condensador, la bomba de condensados y la torre de enfriamiento).

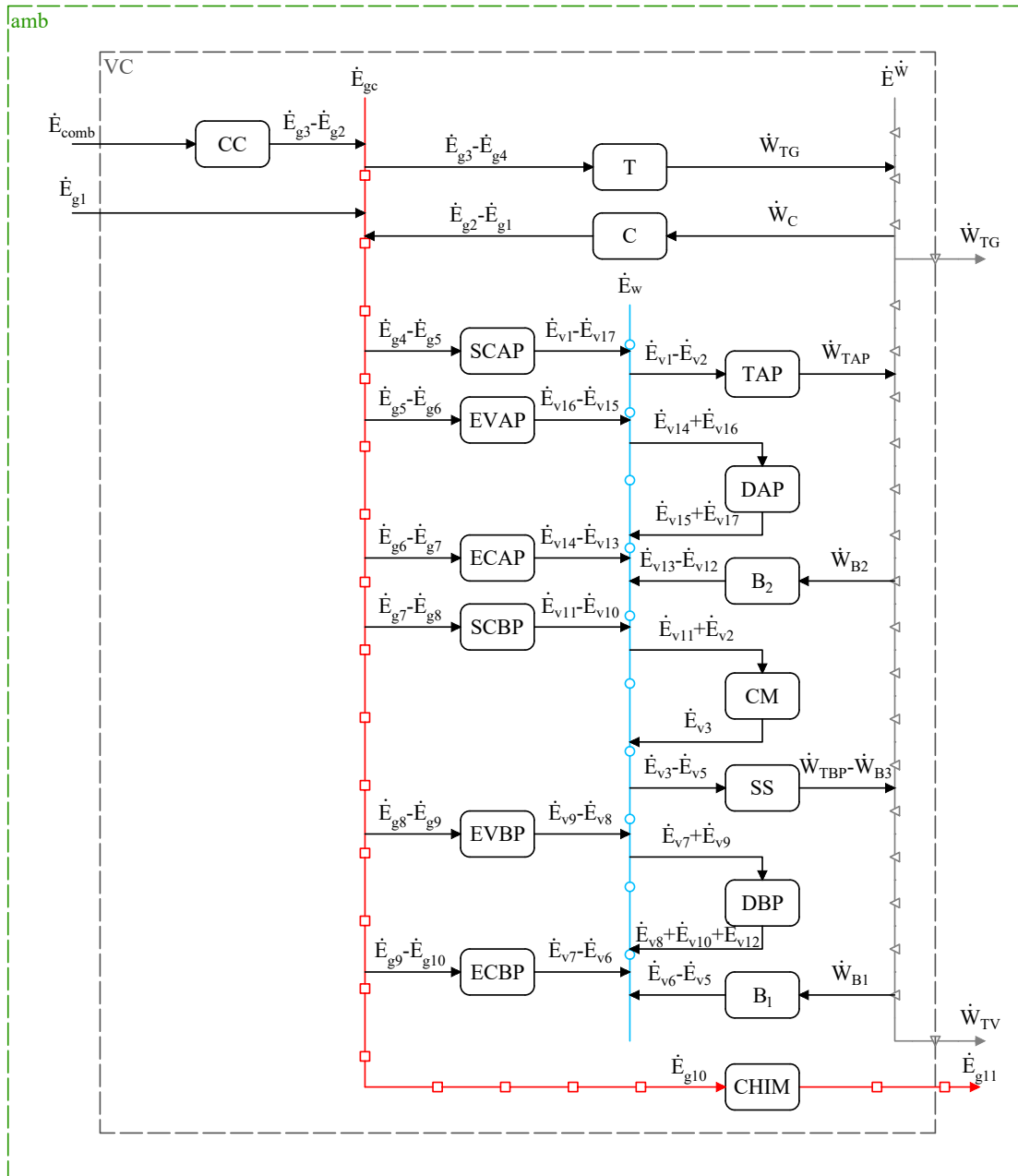


Figura 6.17: Propuesta 1 de estructura productiva

Se considera el subsistema para poder aplicar la teoría del costo exergético a la torre de enfriamiento,

por eso, una parte del subsistema se considera como un equipo productivo, donde se tiene como propósito productivo el generar potencia; otra parte del subsistema es en donde se procesa el residuo generado en forma de calor que, se genera para lograr el propósito productivo de ese mismo equipo.

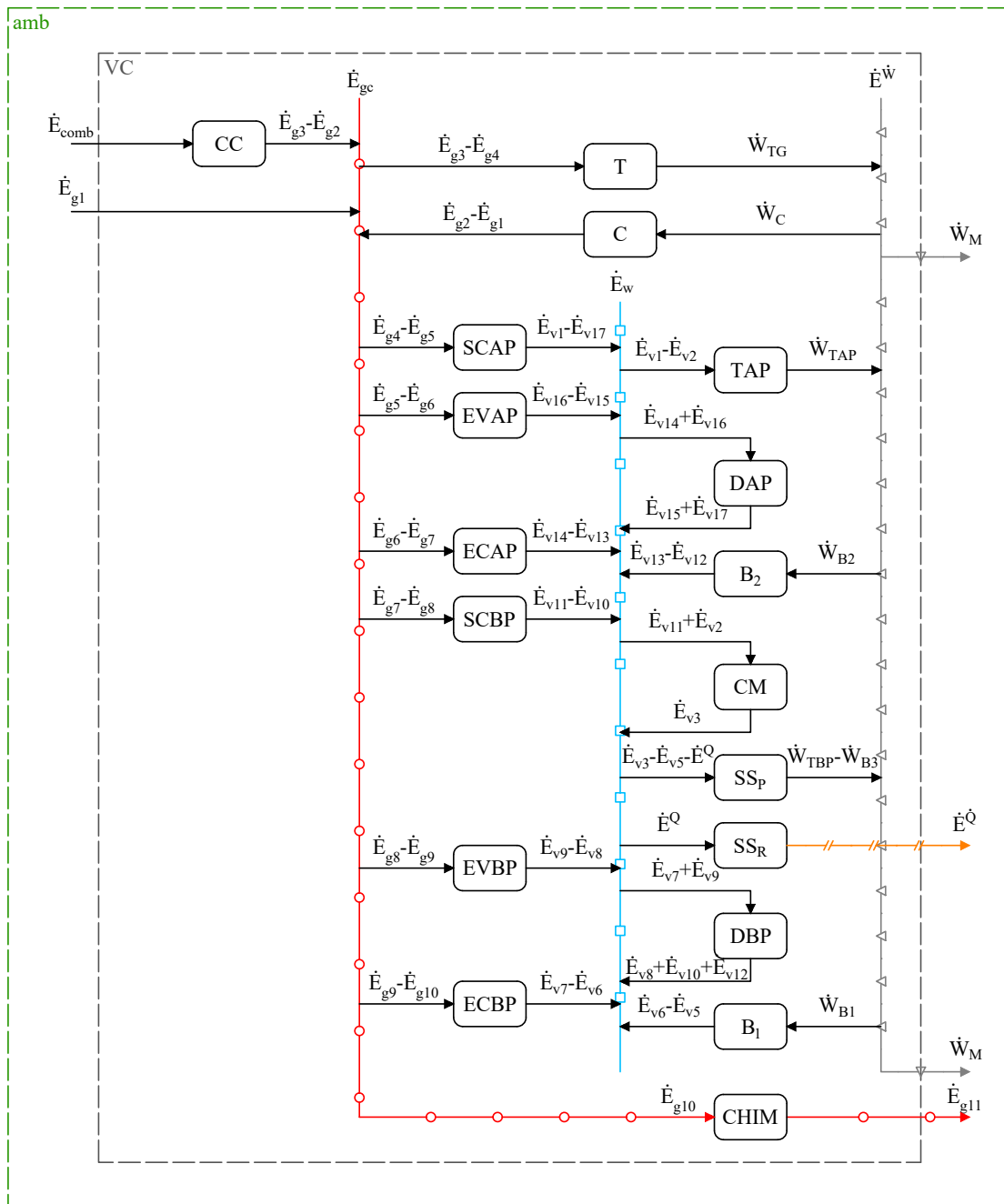


Figura 6.18: Propuesta 2 de estructura productiva

Se presentan dos formas de tratar al calor rechazado en el subsistema, como irreversibilidad interna o como residuo. Si se considera como irreversibilidad interna, se plantea la estructura productiva 1, representada en la Figura 6.17; si se considera como residuo, se plantea la estructura productiva 2, mostrada en la Figura 6.18.

Por una parte, la estructura productiva de la propuesta 1 muestra que, del subsistema únicamente considera su recurso y su producto, que son la diferencia de los flujos de exergía entre las corrientes  $v_5$  y  $v_3$ , y la diferencia de la potencia de la turbina de baja presión y la potencia de la bomba 3, respectivamente. La parte correspondiente al calor desechado en la torre de enfriamiento no se considerada gráficamente en la estructura productiva, porque se considera como una irreversibilidad interna del subsistema.

Por otra parte, en la propuesta 2, sí se considera la corriente de calor desechado por la torre de enfriamiento y se considera gráficamente como el residuo que sale del subsistema. Este residuo se procesa en el mismo subsistema, por eso, el subsistema se divide en dos bloques, el bloque productivo,  $SS_P$ , y el bloque disipativo,  $SS_R$ . El flujo de exergía asociado al calor desechado en la torre de enfriamiento no es un producto del subsistema, por lo cual, para que el balance de exergía se cumpla, es necesario retirar este flujo de exergía del recurso del subsistema, como se plantea en la Figura 6.18.

Es importante conocer cómo será la distribución y la recirculación de las corrientes exergéticas que interactúan con los equipos del sistema, o bien, con ambas estructuras productivas a condiciones de operación. En las Tablas 6.10 - 6.14 se muestran los coeficientes de distribución de los productos y residuos de las propuestas de estructuras productivas. Las Tablas 6.10 y 6.11 corresponden a la primer propuesta de estructura productiva y se muestra que, la suma de ambos coeficientes de distribución es igual a 1. En estas mismas tablas, se puede observar que, los únicos equipos que contribuyen a la formación del residuo de la turbina de gas, son la cámara de combustión y el compresor, es decir, parte de su producto total (el 0.006 %), se convierte en residuo.

Tabla 6.10: Coeficientes de distribución asociados a los productos de la propuesta 1

$y_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{P}_j} = \langle \mathbf{FP} \rangle$								
	amb	CC	T	C	SCAP	EVAP	ECAP	SCBP
amb	0	0	0.463	0	0	0	0	0
CC	1	0	0	0	0	0	0	0
TG	0	0.745	0	0.745	0	0	0	0
C	0	0	0.537	0	0	0	0	0





de los equipos causantes de la formación del residuo en la torre de enfriamiento contribuyen un 0.004% en la formación del mismo.

Tabla 6.12: Coeficientes de distribución asociados a los productos de la propuesta 2

$$y_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{P}_j} = \langle \mathbf{FP} \rangle$$

	amb	CC	TG	C	SCAP	EVAP	ECAP	SCBP
amb	0	0	0.463	0	0	0	0	0
CC	1	0	0	0	0	0	0	0
TG	0	0.745	0	0.745	0	0	0	0
C	0	0	0.537	0	0	0	0	0
SCAP	0	0.055	0	0.055	0	0	0	0
EVAP	0	0.1	0	0.1	0	0	0	0
ECAP	0	0.044	0	0.044	0	0	0	0
SCBP	0	0.002	0	0.002	0	0	0	0
EVBP	0	0.03	0	0.03	0	0	0	0
ECBP	0	0.018	0	0.018	0	0	0	0
TAP	0	0	0	0	0.169	0.169	0.169	0.169
DAP	0	0	0	0	0.333	0.333	0.333	0.333
B2	0	0	0	0	0	0	0	0
CM	0	0	0	0	0.214	0.214	0.214	0.214
SS <sub>p</sub>	0	0	0	0	0.211	0.211	0.211	0.211
DBP	0	0	0	0	0.07	0.07	0.07	0.07
B1	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	1	0.994	1	0.994	0.996	0.996	0.996	0.996

EVBP	ECBP	TAP	DAP	B2	CM	SS <sub>p</sub>	DBP	B1
0	0	0.991	0	0	0	0.991	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.169	0.169	0	0.169	0.169	0.169	0	0.169	0.169
0.333	0.333	0	0.333	0.333	0.333	0	0.333	0.333
0	0	0.009	0	0	0	0.009	0	0
0.214	0.214	0	0.214	0.214	0.214	0	0.214	0.214
0.211	0.211	0	0.211	0.211	0.211	0	0.211	0.211
0.07	0.07	0	0.07	0.07	0.07	0	0.07	0.07
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.996	0.996	1	0.996	0.996	0.996	1	0.996	0.996



Tabla 6.14: Coeficientes de distribución asociados al segundo residuo de la propuesta 2

$\psi_{ij} = \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{P}_j} = \langle \mathbf{RP} \rangle$								
	amb	CC	T	C	SCAP	EVAP	ECAP	SCBP
amb	0	0	0	0	0	0	0	0
CC	0	0	0	0	0	0	0	0
TG	0	0	0	0	0	0	0	0
C	0	0	0	0	0	0	0	0
SCAP	0	0	0	0	0.004	0	0	0
EVAP	0	0	0	0	0	0.004	0	0
ECAP	0	0	0	0	0	0	0.004	0
SCBP	0	0	0	0	0	0	0	0.004
EVBP	0	0	0	0	0	0	0	0
ECBP	0	0	0	0	0	0	0	0
TAP	0	0	0	0	0	0	0	0
DAP	0	0	0	0	0	0	0	0
B2	0	0	0	0	0	0	0	0
CM	0	0	0	0	0	0	0	0
SS <sub>p</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0
DBP	0	0	0	0	0	0	0	0
B1	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	0	0	0	0	0.004	0.004	0.004	0.004

EVBP	ECBP	TAP	DAP	B2	CM	SS <sub>p</sub>	DBP	B1
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.004	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0.004	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0.004	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0.004	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0.004	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0.004	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0.004
0.004	0.004	0	0.004	0.004	0.004	0	0.004	0.004

En las Tablas 6.15 y 6.16 se muestran los coeficientes de recirculación de la propuesta 1, en estos resultados se puede validar que la suma de los coeficientes de recirculación asociados a los recursos es uno, y la suma

de todos los coeficientes de recirculación asociados a los residuos, también es uno. En estas tablas se muestra como está formado el recurso de un equipo; por ejemplo, el recurso de la turbina está formado 0.641 % por el producto de la cámara de combustión y 0.359 % por el producto del compresor. También se puede observar en qué cantidad contribuye el producto de un equipo en la formación de un recurso, por ejemplo, la cámara de combustión contribuye 0.641 % en la formación del recurso de la turbina, los sobrecalentadores de alta y baja presión, los evaporadores de alta y baja presión y los economizadores de alta y baja presión. Estos coeficientes también muestran como está formado el residuo, en este caso, el residuo de la turbina de gas está formado en un 0.641 % por el producto de la cámara de combustión y un 0.359 % por el producto del compresor.

Tabla 6.15: Coeficientes de recirculación asociados a los recursos de la propuesta 1

$r_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{E}_j} = \langle \mathbf{PF} \rangle$								
	amb	CC	T	C	SCAP	EVAP	ECAP	SCBP
amb	0	1	0	0	0	0	0	0
CC	0	0	0.641	0	0.641	0.641	0.641	0.641
T	0.675	0	0	1	0	0	0	0
C	0	0	0.359	0	0.359	0.359	0.359	0.359
SCAP	0	0	0	0	0	0	0	0
EVAP	0	0	0	0	0	0	0	0
ECAP	0	0	0	0	0	0	0	0
SCBP	0	0	0	0	0	0	0	0
EVBP	0	0	0	0	0	0	0	0
ECBP	0	0	0	0	0	0	0	0
TAP	0.148	0	0	0	0	0	0	0
DAP	0	0	0	0	0	0	0	0
B2	0	0	0	0	0	0	0	0
CM	0	0	0	0	0	0	0	0
SS	0.177	0	0	0	0	0	0	0
DBP	0	0	0	0	0	0	0	0
B1	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	1	1	1	1	1	1	1	1

EVBP	ECBP	TAP	DAP	B2	CM	SS	DBP	B1
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.641	0.641	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.359	0.359	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0.089	0.089	0	0.089	0.089	0.089	0
0	0	0.157	0.157	0	0.157	0.157	0.157	0
0	0	0.068	0.068	0	0.068	0.068	0.068	0



0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0

Por otro lado, en las Tablas 6.17 y 6.19 se muestran los coeficientes de recirculación de la segunda propuesta de estructura productiva. Estos resultados siguen el mismo comportamiento que los resultados de la primer propuesta, el único cambio es en los coeficientes de recirculación asociados al residuo de la torre de enfriamiento, en este caso, el producto del sobrecalentador de alta presión contribuye 0.089 % en su forma formación, el producto del evaporador de alta presión contribuye 0.157 % en su forma formación, el producto del economizador de alta presión contribuye 0.068 % en su forma formación, el producto del sobrecalentador de baja presión contribuye 0.003 % en su forma formación, el producto del evaporador de baja presión contribuye 0.042 % en su forma formación, el producto del economizador de baja presión contribuye 0.022 % en su forma formación, el producto del domo de alta presión contribuye 0.333 % en su forma formación, el producto del domo de baja presión contribuye 0.07 % en su forma formación, el producto de la cámara de mezclado contribuye 0.214 % en su forma formación, el producto de la bomba 2 contribuye 0.002 % en su forma formación y el producto de la bomba 1 contribuye 0.0001 % en su formación.

Tabla 6.17: Coeficientes de recirculación asociados a los recursos de la propuesta 2

$r_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{E}_j} = \langle \mathbf{PF} \rangle$								
	amb	CC	T	C	SCAP	EVAP	ECAP	SCBP
amb	0	1	0	0	0	0	0	0
CC	0	0	0.641	0	0.641	0.641	0.641	0.641
T	0.675	0	0	1	0	0	0	0
C	0	0	0.359	0	0.359	0.359	0.359	0.359
SCAP	0	0	0	0	0	0	0	0
EVAP	0	0	0	0	0	0	0	0
ECAP	0	0	0	0	0	0	0	0
SCBP	0	0	0	0	0	0	0	0
EVBP	0	0	0	0	0	0	0	0
ECBP	0	0	0	0	0	0	0	0
TAP	0.148	0	0	0	0	0	0	0





DBP	0	0	0	0	0	0	0	0
B1	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	0	0	0	0	0.089	0.157	0.068	0.003

EVBP	ECBP	TAP	DAP	B2	CM	SS <sub>P</sub>	DBP	B1
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.042	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0.022	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0.333	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0.002	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0.214	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0.07	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.042	0.022	0	0.333	0.002	0.214	0	0.07	0

Se aplica la metodología del costo exergético planteada en el Capítulo 3. Para aplicar esta metodología se consideraron las condiciones de operación (considerando la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor) para ambas propuestas de estructura productiva, se comparan los flujos de exergía asociados a los recursos, productos y residuos de los equipos, los costos exergéticos y los costos exergéticos unitarios.

Se parte del balance de exergía del sistema para ambas propuestas de estructura productiva, mostrados en las Tablas 4.1 - 4.3, los resultados de estos balances se ilustran, tanto en la Tabla 6.20, como en las Figuras 6.19 y 6.20 y se muestra que, los resultados son similares en la mayoría de los equipos, excepto en el subsistema, debido a la forma en como se está considerando el calor residual en este subsistema.

Para la propuesta 1, como se considera el calor rechazado como una irreversibilidad interna, el recurso y la irreversibilidad son mayores en el subsistema, en cambio, para la propuesta 2, el residuo se resta del recurso del subsistema, y como consecuencia, la irreversibilidad es menor. Con dicha consideración, la irreversibilidad en el subsistema es 7.13 % menor en la propuesta 2, que en la propuesta 1.

Tabla 6.20: Resultados del balance de exergía a condiciones de operación para ambas propuestas

Equipo	Propuesta 1			Equipo	Propuesta 2		
	$\dot{F}(MW)$	$\dot{P}(MW)$	$\dot{i}(MW)$		$\dot{F}(MW)$	$\dot{P}(MW)$	$\dot{i}(MW)$
CC	662.98	502.4	160.57	CC	662.98	502.4	160.57
T	584.1	561.55	22.55	T	584.1	561.55	22.55
C	301.55	281.26	20.29	C	301.55	281.26	20.29
SCAP	43.22	37.32	5.9	SCAP	43.22	37.32	5.9
EVAP	78.46	66.2	12.26	EVAP	78.46	66.2	12.26
ECAP	34.24	28.82	5.42	ECAP	34.24	28.82	5.42
SCBP	1.52	1.17	0.36	SCBP	1.52	1.17	0.36
EVBP	23.44	17.67	5.77	EVBP	23.44	17.67	5.77
ECBP	13.94	9.33	4.61	ECBP	13.94	9.33	4.61
TAP	71.26	57.75	13.51	TAP	71.26	57.75	13.51
DAP	140.16	140.16	0	DAP	140.16	140.16	0
B2	1.08	0.92	0.16	B2	1.08	0.92	0.16
CM	90.28	90.28	0	CM	90.28	90.28	0
SS	90.22	68.91	21.31	SS,P	88.69	68.91	19.79
DBP	29.29	29.29	0	DBP	29.29	29.29	0
B1	0.06	0.04	0.01	B1	0.06	0.04	0.01

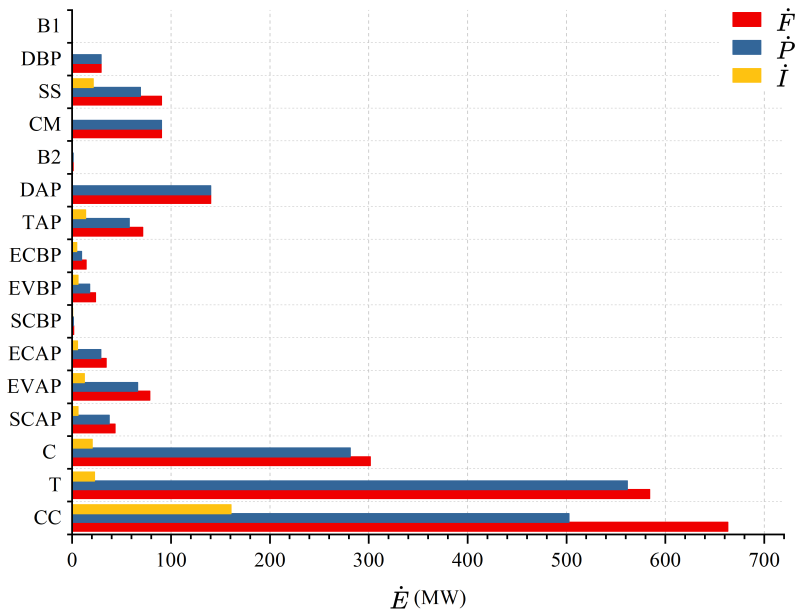


Figura 6.19: Balance de exergía de la propuesta 1

Aplicando la teoría del costo exergético se obtiene el costo exergético del producto de los equipos del sistema, los resultados se presentan en las Tablas 6.21 y 6.22 y se ilustran en las Figuras 6.21 y 6.22. En ambas figuras se puede observar que, el costo exergético de los productos está formado por su flujo de exergía más la suma de las irreversibilidades.

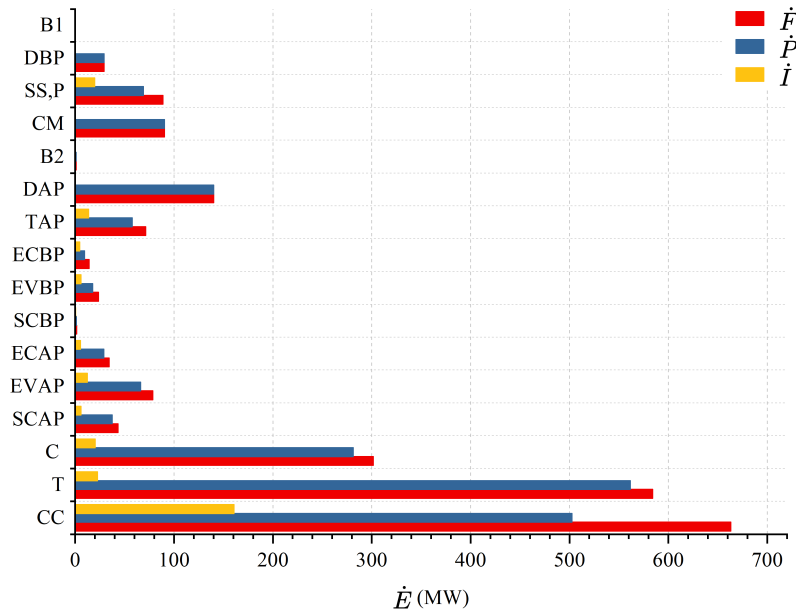


Figura 6.20: Balance de exergía de la propuesta 2

En la Figura 6.21 se muestra que, los costos exergéticos de los productos están formados por sólo un residuo,  $\dot{R}_{GC}$ , el asociado a los gases de escape. También muestra que, los mayores costos exergéticos de los productos se encuentran en los equipos que componen la turbina de gas.

Algo interesante en los resultados mostrados en ambas tablas es que, las irreversibilidades y los residuos únicamente van a contribuir en el costo exergético del producto de el mismo y de los equipos que se encuentren aguas abajo de donde se formaron, y para poder identificarlos, es necesaria la estructura productiva. Por ejemplo, con apoyo de la estructura productiva 1, se puede ver que la irreversibilidad del sobrecalentador de alta presión sólo contribuye en el costo exergético del producto de el mismo, y de los equipos que salen de la línea de exergía asociada al vapor de agua, no obstante, la turbina de alta presión y el subsistema también conectan con la línea de exergía asociada a la potencia, por lo que, la irreversibilidad del sobrecalentador de alta presión contribuye en el costo exergético del producto de el mismo y la TAP, DAP, CM, SS, DBP, B1 y B2.

La turbina es el equipo que tiene el costo exergético mayor, seguido de la cámara de combustión y el compresor. Estos tres costos se encuentran principalmente formados por su flujo de exergía y de la irreversibilidad de la cámara de combustión. Esta irreversibilidad contribuye a la formación del costo exergético del producto de la cámara de combustión, de la turbina y del compresor 24.22%.

La irreversibilidad de la cámara de combustión se encuentra presente en el costo exergético del producto de todos los equipos del sistema, esto se debe a que en este equipo se suministra el recurso externo de todo el sistema, y el producto de este mismo, se distribuye hacia los demás equipos, afectando de manera directa el recurso, producto e irreversibilidades de los demás equipos. Por tal motivo, si se busca disminuir el costo exergético de cualquier equipo del sistema, principalmente de la cámara de combustión, se debe disminuir la irreversibilidad interna de la cámara de combustión.

Tabla 6.21: Resultados de costo exergéticos de los productos de la propuesta 1

Equipo	$\dot{P}$ (MW)	$\dot{I}_{CC}$ (MW)	$\dot{I}_T$ (MW)	$\dot{I}_C$ (MW)	$\dot{I}_{SCAP}$ (MW)	$\dot{I}_{EVAP}$ (MW)	$\dot{I}_{ECAP}$ (MW)	$\dot{I}_{SCBP}$ (MW)	$\dot{I}_{EVBP}$ (MW)
CC	502.41	161.56	0	0	0	0	0	0	0
T	561.56	201.59	37.76	25.48	0	0	0	0	0
C	281.26	108.91	20.4	34.19	0	0	0	0	0
SCAP	37.33	14.92	1.13	1.89	5.9	0	0	0	0
EVAP	66.21	27.08	2.05	3.43	0	12.26	0	0	0
ECAP	28.83	11.82	0.9	1.5	0	0	5.43	0	0
SCBP	1.17	0.53	0.04	0.07	0	0	0	0.36	0
EVBP	17.67	8.09	0.62	1.03	0	0	0	0	5.78
ECBP	9.34	4.82	0.37	0.61	0	0	0	0	0
TAP	57.75	29.94	2.26	3.79	2.63	5.46	2.42	0.16	2.58
DAP	140.16	58.89	4.45	7.45	5.17	10.74	4.75	0.32	5.06
B2	0.93	0.58	0.05	0.08	0.06	0.11	0.05	0.01	0.05
CM	90.28	37.93	2.87	4.8	3.33	6.92	3.06	0.21	3.26
SS	68.91	37.91	2.86	4.8	3.33	6.92	3.06	0.21	3.26
DBP	29.3	12.31	0.93	1.56	1.08	2.25	1	0.07	1.06
B1	0.05	0.03	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

$\dot{I}_{ECBP}$ (MW)	$\dot{I}_{TAP}$ (MW)	$\dot{I}_{DAP}$ (MW)	$\dot{I}_{B2}$ (MW)	$\dot{I}_{CM}$ (MW)	$\dot{I}_{SS}$ (MW)	$\dot{I}_{DBP}$ (MW)	$\dot{I}_{B1}$ (MW)	$\dot{R}_{GC}$ (MW)	$P^*$ (MW)
0	0	0	0	0	0	0	0	3.06	667.03
0	0	0	0	0	0	0	0	5.94	832.33
0	0	0	0	0	0	0	0	4.92	449.68
0	0	0	0	0	0	0	0	0.44	61.61
0	0	0	0	0	0	0	0	0.8	111.83
0	0	0	0	0	0	0	0	0.35	48.83
0	0	0	0	0	0	0	0	0.02	2.19
0	0	0	0	0	0	0	0	0.24	33.43
4.61	0	0	0	0	0	0	0	0.15	19.9
2.06	13.57	0	0.07	0	0.09	0	0.01	0.89	123.68
4.04	0.11	0	0.14	0	0.17	0	0.01	1.74	243.2
0.04	0.12	0	0.16	0	0.19	0	0.01	0.02	2.46
2.6	0.07	0	0.09	0	0.11	0	0.01	1.12	156.66
2.6	0.07	0	0.09	0	21.43	0	0.01	1.12	156.58

0.85	0.03	0	0.03	0	0.04	0	0.01	0.37	50.89
0.01	0.01	0	0.01	0	0.01	0	0.02	0.01	0.22

Tabla 6.22: Resultados de costo exergéticos de los productos de la propuesta 2

Equipo	$\dot{P}$ (MW)	$\dot{I}_{CC}$ (MW)	$\dot{I}_{TG}$ (MW)	$\dot{I}_C$ (MW)	$\dot{I}_{SCAP}$ (MW)	$\dot{I}_{EVAP}$ (MW)	$\dot{I}_{ECAP}$ (MW)	$\dot{I}_{SCBP}$ (MW)	$\dot{I}_{EVBP}$ (MW)	$\dot{I}_{ECBP}$ (MW)
CC	502.4	161.55	0	0	0	0	0	0	0	0
T	561.55	201.59	37.75	25.48	0	0	0	0	0	0
C	281.26	108.91	20.4	34.18	0	0	0	0	0	0
SCAP	37.32	14.97	1.13	1.89	5.92	0	0	0	0	0
EVAP	66.2	27.18	2.05	3.43	0	12.3	0	0	0	0
ECAP	28.82	11.86	0.89	1.5	0	0	5.44	0	0	0
SCBP	1.17	0.53	0.04	0.07	0	0	0	0.36	0	0
EVBP	17.67	8.12	0.61	1.03	0	0	0	0	5.79	0
ECBP	9.33	4.83	0.36	0.61	0	0	0	0	0	4.63
TAP	57.75	30.22	2.28	3.82	2.65	5.51	2.44	0.16	2.59	2.07
DAP	140.16	59.67	4.5	7.54	5.23	10.88	4.81	0.32	5.12	4.09
B2	0.92	0.58	0.04	0.07	0.05	0.11	0.05	0	0.05	0.04
CM	90.28	38.43	2.9	4.86	3.37	7.01	3.1	0.2	3.3	2.63
SS	68.91	37.62	2.84	4.75	3.3	6.86	3.03	0.2	3.23	2.58
DBP	29.29	12.47	0.94	1.58	1.09	2.27	1.01	0.07	1.07	0.85
B1	0.04	0.03	0	0	0	0.01	0	0	0	0

$\dot{I}_{TAP}$ (MW)	$\dot{I}_{DAP}$ (MW)	$\dot{I}_{B2}$ (MW)	$\dot{I}_{CM}$ (MW)	$\dot{I}_{SS}$ (MW)	$\dot{I}_{DBP}$ (MW)	$\dot{I}_{B1}$ (MW)	$\dot{R}_{GC}$ (MW)	$\dot{R}_{SS}$ (MW)	$P^*$ (MW)
0	0	0	0	0	0	0	3.05	0	667
0	0	0	0	0	0	0	5.94	0	832.31
0	0	0	0	0	0	0	4.92	0	449.67
0	0	0	0	0	0	0	0.44	0.14	61.81
0	0	0	0	0	0	0	0.8	0.24	112.2
0	0	0	0	0	0	0	0.35	0.1	48.96
0	0	0	0	0	0	0	0.02	0	2.19
0	0	0	0	0	0	0	0.24	0.06	33.52
0	0	0	0	0	0	0	0.14	0.03	19.93
13.57	0	0.07	0	0.08	0	0	0.89	0.69	124.79
0.11	0	0.14	0	0.16	0	0.01	1.76	1.86	246.36
0.12	0	0.16	0	0.17	0	0	0.02	0.02	2.4
0.07	0	0.09	0	0.1	0	0.01	1.13	1.2	158.68
0.07	0	0.09	0	19.89	0	0.01	1.11	0.85	155.34
0.02	0	0.03	0	0.03	0	0	0.37	0.39	51.48
0.01	0	0	0	0.01	0	0.01	0	0	0.11

Contrario a la figura anterior, en la Figura 6.22, el costo exergético de los productos está formado por dos corrientes de residuo, los gases de escape ( $\dot{R}_{GC}$ ) y el flujo calor rechazado en la torre de enfriamiento ( $\dot{R}_{SS}$ ).

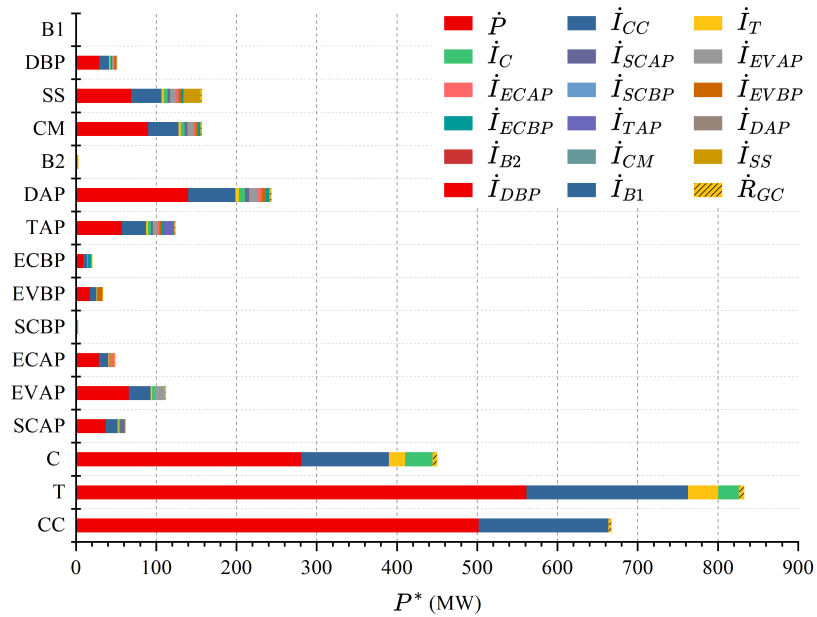


Figura 6.21: Costo exergetico del producto de la propuesta 1

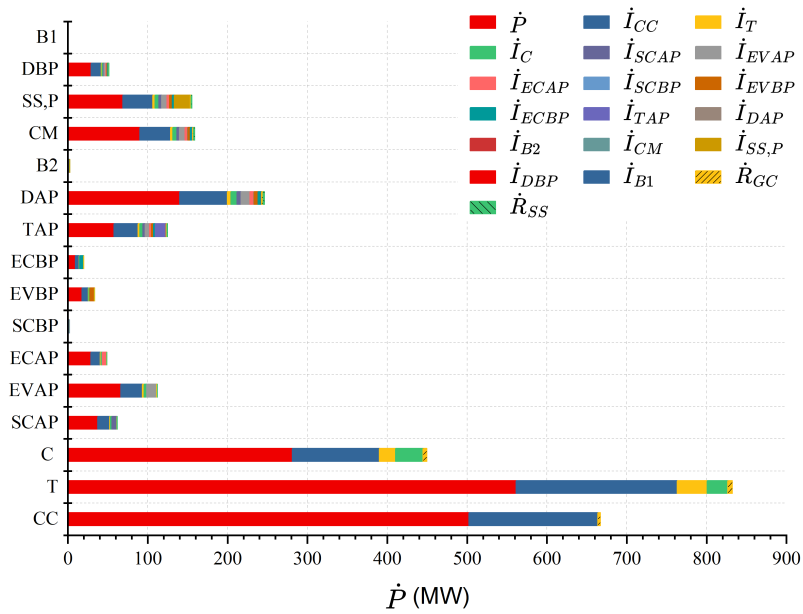


Figura 6.22: Costo exergetico del producto de la propuesta 2

Al igual que en el caso anterior, los productos con costo exergetico mayor, son los asociados a la turbina de gas; y el flujo de irreversibilidades contribuye en gran parte a la formación del costo exergetico del producto de los equipos.

En este caso, ocurre lo mismo que en el caso anterior, la irreversibilidad de un equipo contribuye en el costo exergético del producto de los equipos que se encuentren aguas abajo, no obstante, si el mismo equipo contribuye en la formación de un residuo, ese residuo contribuye en el costo exergético de los mismos equipos. Por ejemplo, en la estructura productiva 2, tanto la irreversibilidad, como el residuo del sobrecalentador de alta presión afectan el costo exergético del producto de él mismo y de la TAP, DAP, CM, SS,P, DBP, B1 y B2.

En la Tabla 6.23 se presentan los costos exergéticos de los recursos, productos y residuos de ambas propuestas de estructuras productivas. En ésta se muestra que, en la propuesta 1, los únicos equipos que presentan un costo exergético en los residuos son la cámara de combustión y el compresor, cumpliendo que, la suma del costo exergético del recurso y del residuo es igual al costo exergético del producto. En los demás equipos de la propuesta 1, cumplen con el balance de costos, donde la suma del costo exergético de su recurso es igual al costo exergético de su producto. Para la propuesta dos, para los equipos que presentan un costo exergético de residuo, como los que no, se cumple el balance de costos, validando así, las dos primeras reglas de asignación de costos.

Tabla 6.23: Costos exergéticos de los recursos, residuos y productos

Equipo	Propuesta 1			Equipo	Propuesta 2		
	$F^*(MW)$	$R^*(MW)$	$P^*(MW)$		$F^*(MW)$	$R^*(MW)$	$P^*(MW)$
CC	662.977	4.026	667.003	CC	662.977	4.026	667.003
TG	832.307	0	832.307	TG	832.307	0	832.307
C	446.946	2.714	449.66	C	446.946	2.714	449.66
SCAP	61.588	0	61.588	SCAP	61.588	0.224	61.812
EVAP	111.798	0	111.798	EVAP	111.798	0.407	112.205
ECAP	48.796	0	48.796	ECAP	48.796	0.178	48.973
SCBP	2.173	0	2.173	SCBP	2.173	0.008	2.18
EVBP	33.398	0	33.398	EVBP	33.398	0.121	33.52
ECBP	19.864	0	19.864	ECBP	19.864	0.072	19.936
TAP	123.611	0	123.611	TAP	124.791	0	124.791
DAP	243.134	0	243.134	DAP	245.455	0.893	246.348
B2	2.38	0	2.38	B2	2.38	0.009	2.389
CM	156.603	0	156.603	CM	158.097	0.575	158.672
SS	156.508	0	156.508	SS,P	155.329	0	155.329
DBP	50.816	0	50.816	DBP	51.301	0.187	51.487
B1	0.122	0	0.122	B1	0.122	0	0.123

La primera menciona que, el costo exergético del recurso externo es igual a su flujo de exergía, esto se puede validar en el recurso de la cámara de combustión, que es el único equipo con recurso externo. La

segunda regla de asignación de costos menciona que, el costo exergético del producto es igual al costo exergético del recurso más el costo exergético del residuo y éste se valida con los resultados de esta misma tabla. Comparando los resultados de la Tabla 6.23, el equipo que tiene el mayor costo exergético del residuo de la torre de enfriamiento es el domo de alta presión, por lo que, el costo exergético del producto del domo de alta presión es 1.32% mayor en la propuesta de estructura productiva 2, que en la propuesta de estructura productiva 1.

La tercera regla de asignación de costos se valida con los resultados de la Tabla 6.24 y éstos mismos se ilustran en las Figuras 6.23 y 6.24, donde se muestran los costos exergéticos unitarios de todas las corrientes. Los costos exergéticos unitarios tienen el mismo valor cuando provienen del mismo producto, sin importar si es producto útil o residuo, también, los costos exergéticos tienen valor de uno cuando su costo exergético es igual a su flujo de exergía, es decir, cuando se trata de equipos con corrientes exergéticas asociadas a recursos externos. Por eso, la cámara de combustión es el único equipo que tiene valor de uno en su costo exergético unitario de su recurso. En ambas figuras, los costos exergéticos unitarios del recurso de los equipos correspondientes a la caldera de recuperación de calor son los mismos, por que provienen de los gases de los gases de escape de la turbina de gas.

Tabla 6.24: Resultados de costos exergéticos unitarios a condiciones de operación para ambas propuestas

Equipo	Propuesta 1			Equipo	Propuesta 2		
	$k_F^*$	$k_R^*$	$k_P^*$		$k_F^*$	$k_R^*$	$k_P^*$
CC	1	1.33	1.33	CC	1	1.33	1.33
TG	1.42	0	1.48	T	1.42	0	1.48
C	1.48	1.6	1.6	C	1.48	1.6	1.6
SCAP	1.42	0	1.65	SCAP	1.42	1.66	1.66
EVAP	1.42	0	1.69	EVAP	1.42	1.69	1.69
ECAP	1.42	0	1.69	ECAP	1.42	1.7	1.7
SCBP	1.42	0	1.86	SCBP	1.42	1.87	1.87
EVBP	1.42	0	1.89	EVBP	1.42	1.9	1.9
ECBP	1.42	0	2.13	ECBP	1.42	2.14	2.14
TAP	1.73	0	2.14	TAP	1.75	0	2.16
DAP	1.73	0	1.73	DAP	1.75	1.76	1.76
B2	2.21	0	2.58	B2	2.21	2.59	2.59
CM	1.73	0	1.73	CM	1.75	1.76	1.76
SS	1.73	0	2.27	SS,P	1.75	0	2.25
DBP	1.73	0	1.73	DBP	1.75	1.76	1.76
B1	2.21	0	2.75	B1	2.21	2.76	2.76

También se puede observar qué equipos son los causantes de la formación de los residuos. En la Figura

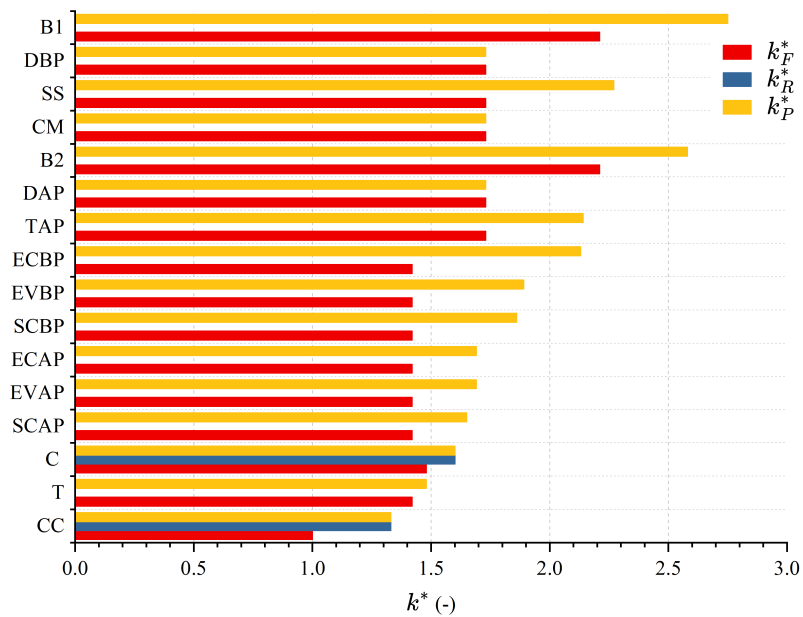


Figura 6.23: Costos exergético unitario de la propuesta 1

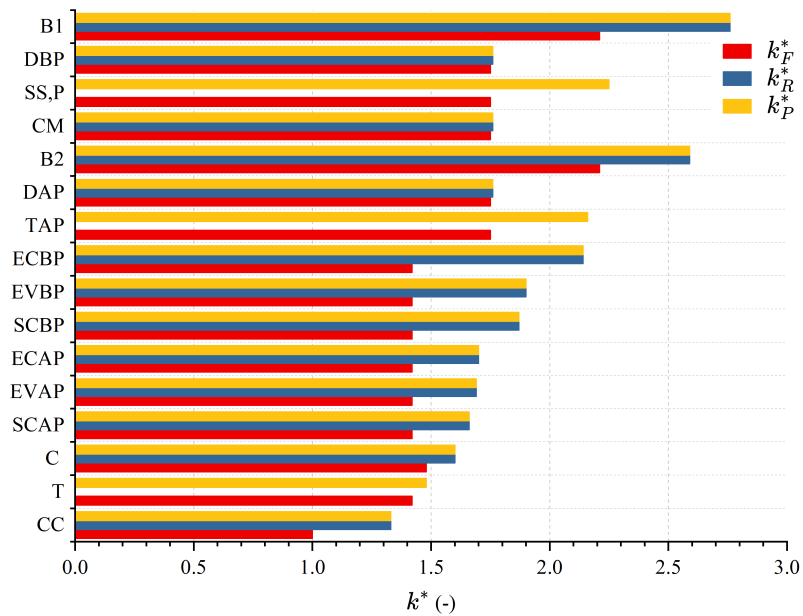


Figura 6.24: Costos exergético unitario de la propuesta 2

6.23, los equipos causantes de la formación del residuo de los gases de escape son el compresor y la cámara de combustión. Mientras que, en la Figura 6.24, los equipos que causan el residuo de los gases de escape son los mismos que en la primera propuesta; no obstante, los causantes del segundo residuo asociado al calor

rechazado en la torre de enfriamiento son la bomba 1, el domo de alta y baja presión, la cámara de mezclado, la bomba 2 y los equipos pertenecientes a la caldera de recuperación de calor.

En la Tabla 6.23 se muestra que, el costo exergético del producto del subsistema es 7.13 % menor en la estructura productiva 2 que en la estructura productiva uno, mientras que, en la Tabla 6.20 se muestra que, el flujo de exergía del producto del subsistema permanece constante en ambos casos, por consiguiente, como el costo exergético del producto del subsistema disminuyó, también disminuye el costo exergético unitario del mismo equipo, éste disminuye 0.88 %, debido a la consideración del residuo de la torre de enfriamiento.

Gráficamente y numéricamente se puede observar que, los equipos que presentan algún resultado diferente de cero en costo exergético unitario asociado al residuo, por eso, en la propuesta 2, la turbina de gas, la turbina de vapor de alta presión y el subsistema no contribuyen a la formación de ningún residuo.

#### 6.4 Diagnóstico termoeconómico

En los resultados del diagnóstico termoeconómico se realiza la comparación de las condiciones de operación y las condiciones de diseño, se evalúa cuánto aumenta el flujo de exergía del recurso externo, para mantener el producto externo constante. Como la generación de potencia del ciclo de vapor depende del flujo másico de los gases de escape generados, únicamente la potencia de la turbina de gas permanece constante, la potencia del ciclo de vapor, o bien, el producto de la turbina de alta presión y del subsistema, no permanecerán constantes.

El primer paso para realizar el diagnóstico termoeconómico es el ahorro técnico. Los resultados del ahorro técnico de ambas propuestas de estructura productiva se presentan en las Tablas 6.25 y 6.26, y éstos se ilustran en las Figuras 6.25 y 6.26; se muestra que, el cambio en el recurso externo es igual a la suma del cambio en las irreversibilidades, el cambio en los residuos y el cambio en el producto externo.

Tabla 6.25: Resultados de ahorro técnico para la propuesta 1

Equipo	$\Delta P_s(\text{kW})$	$\Delta I(\text{kW})$	$\Delta R(\text{kW})$	Total(kW)
CC	0	4527.369	120.657	4648.026
T	0	1284.472	0	1284.472
C	0	6786.136	153.272	6939.408
SCAP	0	294.877	0	294.877
EVAP	0	629.001	0	629.001
ECAP	0	294.18	0	294.18
SCBP	0	21.669	0	21.669

EVBP	0	343.158	0	343.158
ECBP	0	253.743	0	253.743
TAP	3017.652	712.336	0	3729.987
DAP	0	0	0	0
B2	0	8.191	0	8.191
CM	0	0	0	0
SS	3738.154	1094.642	0	4832.796
DBP	0	0	0	0
B1	0	0.58	0	0.58
Total	6755.806	16250.353	273.929	23280.087

Tabla 6.26: Resultados de ahorro técnico para la propuesta 2

Equipo	$\Delta P_s$ (kW)	$\Delta I$ (kW)	$\Delta R$ (kW)	Total(kW)
CC	0	4527.369	120.657	4648.026
T	0	1284.472	0	1284.472
C	0	6786.136	153.272	6939.408
SCAP	0	294.877	7.162	302.039
EVAP	0	629.001	12.703	641.704
ECAP	0	294.18	5.531	299.711
SCBP	0	21.669	0.246	21.915
EVBP	0	343.158	3.723	346.881
ECBP	0	253.743	1.832	255.575
TAP	3017.652	712.336	0	3729.987
DAP	0	0	26.895	26.895
B2	0	8.191	0.177	8.368
CM	0	0	17.72	17.72
SS,P	3738.154	1012.607	0	4750.762
DBP	0	0	6.037	6.037
B1	0	0.58	0.009	0.589
Total	6755.806	16168.318	355.963	23280.087

En ambos resultados se muestra que, el primer equipo que más contribuye en el aumento en el recurso externo es el compresor, esto se debe a que es el equipo donde se realiza la modificación en su eficiencia isoentrópica. El segundo equipo que más contribuye con el cambio en el recurso externo es la cámara de combustión con el aumento en el flujo de irreversibilidades, debido a que este equipo es el que más irreversibilidades internas genera; además de ser el equipo donde se suministra el combustible, siendo éste, uno de los equipos que más sufre modificaciones en su operación, debido al cambio en la eficiencia del compresor. El aumento en la irreversibilidad de la cámara de combustión y la irreversibilidad del compresor contribuyen en el aumento del recurso externo 19.44% y 29.14%, respectivamente en ambas propuestas de estructura productiva. De manera simultánea, la irreversibilidad del subsistema contribuye al aumento del recurso ex-

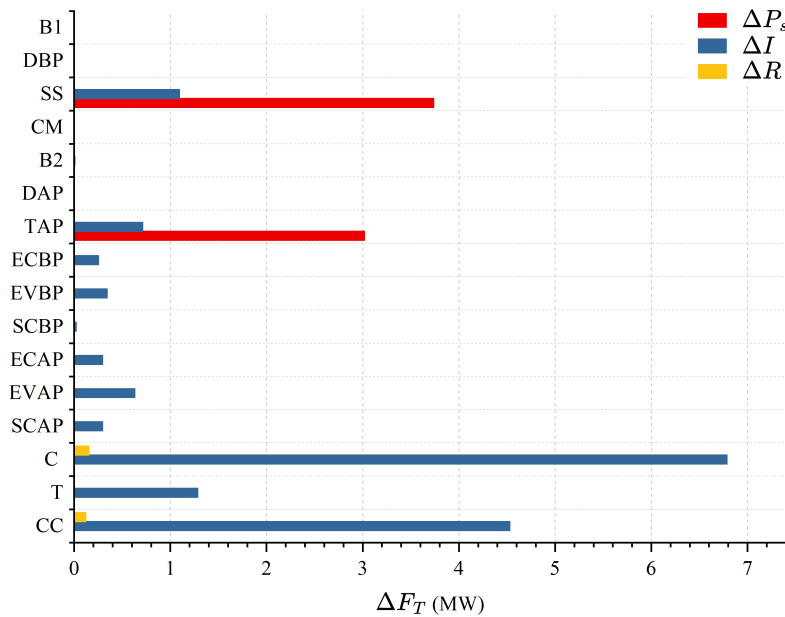


Figura 6.25: Ahorro técnico de la propuesta 1

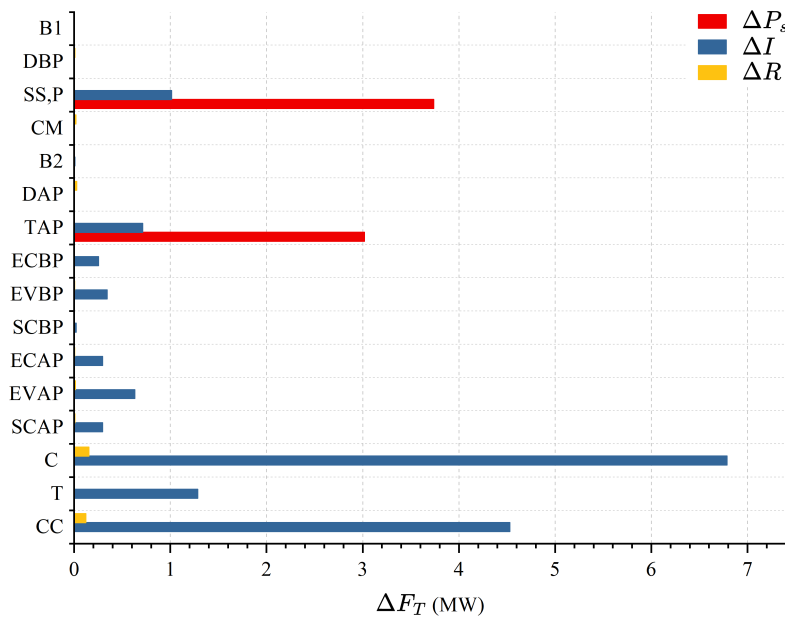


Figura 6.26: Ahorro técnico de la propuesta 2

terno 4.70% en la propuesta 1 de estructura productiva y 4.34% en la propuesta 2, por que en la propuesta 1, el flujo de calor rechazado en la torre de enfriamiento es considerado como irreversibilidad interna.

A pesar de que la potencia aumenta, también aumenta el flujo de combustible y con él, los gases de escape

generados en la turbina de gas, ésto se aprecia en ambas figuras como el aumento del residuo en el compresor y la cámara de combustión. Si bien, en la Figura 6.26 se considera el residuo generado en el subsistema, su aumento debido al cambio en la eficiencia del compresor, es muy pequeño, afectando de manera mínima en la generación del residuo del subsistema, yendo de 0.27 MW en la propuesta 1, a 0.35 MW en la propuesta 2.

En el apartado del impacto en el recurso, también se considera el cambio en el recurso externo, los resultados de este análisis se presentan en las Tablas 6.27 y 6.28, y se ilustran en las Figuras 6.27 y 6.28. El término asociado al vector de consumo exergético de recursos externos muestra un valor negativo en la cámara de combustión, este término se relaciona con el aumento en el combustible, debido a la modificación de las condiciones de operación del compresor. Como el equipo al que se le suministra el combustible es la cámara de combustión, también aumenta su producto, no obstante, su consumo exergético presenta un valor mayor a condiciones de operación que a condiciones de diseño, dando negativa la diferencia de este valor. Este resultado es el mismo para ambas propuestas, debido a que el residuo del subsistema no afecta a la turbina de gas.

Tabla 6.27: Resultados de impacto en el recurso para la propuesta 1

Equipo	$\Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)$ (kW)	${}^t \mathbf{k}_p^*(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle + \Delta \langle \mathbf{K} \mathbf{R} \rangle) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)$ (kW)	${}^t \mathbf{k}_p^*(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s$ (kW)	Total(kW)
CC	-1466.272	9.919	0	-1456.353
T	0	1869.882	0	1869.882
C	0	7418.913	0	7418.913
SCAP	0	114.127	0	114.127
EVAP	0	224.058	0	224.058
ECAP	0	120.389	0	120.389
SCBP	0	6.092	0	6.092
EVBP	0	86.283	0	86.283
ECBP	0	51.495	0	51.495
TAP	0	3.323	6459.672	6462.995
DAP	0	6.536	0	6.536
B2	0	0.07	0	0.07
CM	0	4.205	0	4.205
SS	0	-120.289	8490.318	8370.029
DBP	0	1.36	0	1.36
B1	0	0.004	0	0.004
Total	-1466.272	9796.369	14949.99	23280.087

Tabla 6.28: Resultados de impacto en el recurso para la propuesta 2

Equipo	$\Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)(\text{kW})$	${}^t \mathbf{k}_p^*(\mathbf{x})(\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{P}(\mathbf{x}_0)(\text{kW})$	${}^t \mathbf{k}_p^*(\mathbf{x}) \Delta \mathbf{P}_s(\text{kW})$	Total(kW)
CC	-1466.272	9.919	0	-1456.353
T	0	1869.882	0	1869.882
C	0	7418.913	0	7418.913
SCAP	0	114.177	0	114.177
EVAP	0	224.149	0	224.149
ECAP	0	120.429	0	120.429
SCBP	0	6.094	0	6.094
EVBP	0	86.31	0	86.31
ECBP	0	51.511	0	51.511
TAP	0	3.387	6521.326	6524.713
DAP	0	6.862	0	6.862
B2	0	0.052	0	0.052
CM	0	4.414	0	4.414
SS,P	0	-118.814	8426.316	8307.502
DBP	0	1.428	0	1.428
B1	0	0.003	0	0.003
Total	-1466.272	9798.717	14947.642	23280.087

Los vectores  $\langle \mathbf{KP} \rangle$  y  $\langle \mathbf{KR} \rangle$  hacen referencia a los consumos unitarios asociados a los productos y los residuos, estos cambios se ven reflejados debido a la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor, por eso, en ambas figuras se puede observar que, los equipos que más afecta esta variación en el parámetro es el compresor y la turbina, para ambas propuestas de estructura productiva, lo que indica que la malfunción puede estar presente en alguno de estos dos equipos. Tanto el compresor, como la turbina, contribuyen 31.86% y 8.03%, respectivamente, en el aumento en el recurso externo de ambas propuestas de estructuras productivas.

Como el flujo de vapor aumenta debido al aumento en el flujo de gases de escape, la potencia generada en las turbinas de vapor de alta y baja presión también aumenta; por consiguiente, el término asociado a los cambios en el producto externo de la turbina de alta presión y el subsistema es el único que presenta aumento en este término para ambas propuestas. Para la propuesta dos, el término asociado a los cambios en el producto externo del subsistema es mayor por 2.348 kW y este aumento se debe a que, en el costo exergético del producto de estos equipos se considera el residuo del subsistema y en la propuesta 1 no se considera.

Desarrollando la disfunción como disfunción interna y debida al cambio en el producto externo, como se indica en la Ec. 5.41, se presentan los resultados en las Tablas 6.29 y 6.30, además de los resultados gráficos

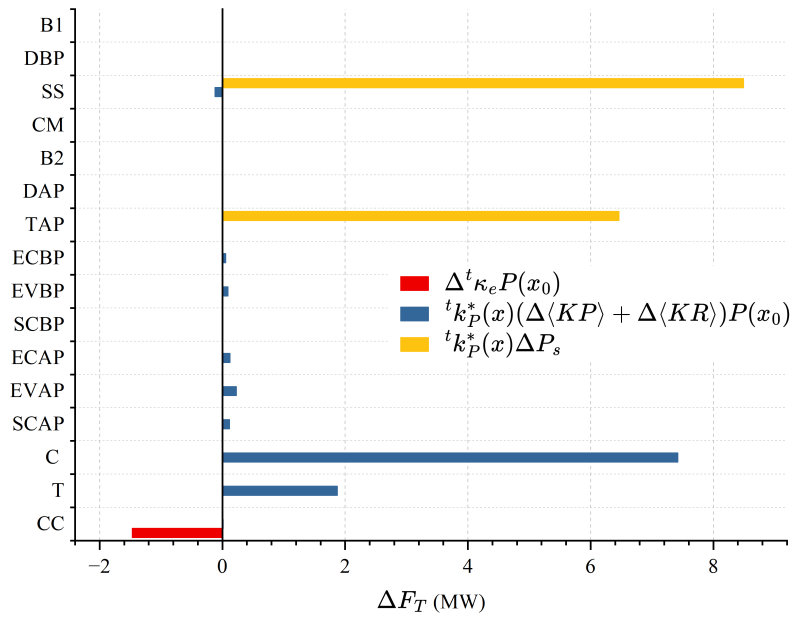


Figura 6.27: Impacto en el recurso de la propuesta 1

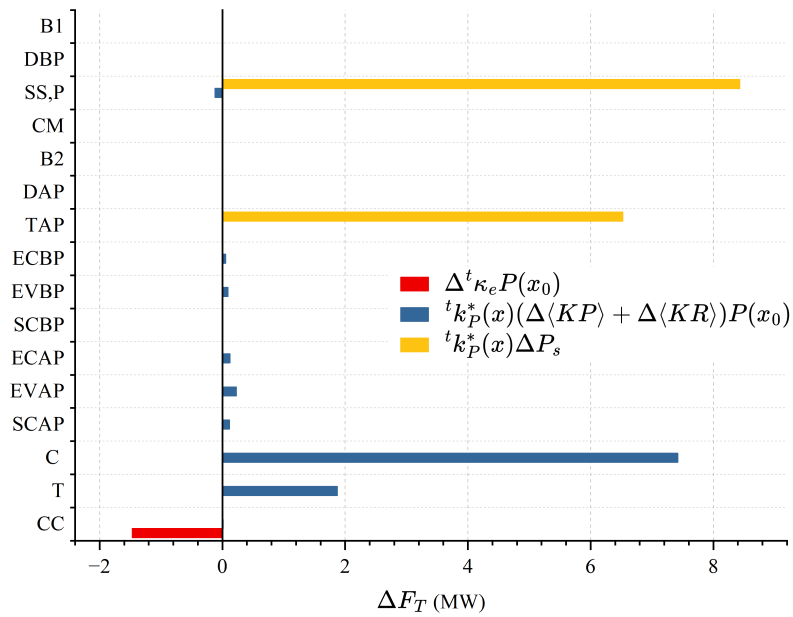


Figura 6.28: Impacto en el recurso de la propuesta 2

en las Figuras 6.29 y 6.30.

Tabla 6.29: Resultados de malfunciones y disfunciones para la propuesta 1

Equipo	$MF^k(kW)$	$MF^r(kW)$	$DF^k(kW)$	$DF^{\Delta Ps}(kW)$	Total(kW)
CC	-1466.272	7.472	2417.516	3689.31	4648.026
T	18.547	0	992.856	273.069	1284.472
C	5001.213	3.963	1438.33	495.902	6939.408
SCAP	-16.025	0	-6.672	317.573	294.877
EVAP	-17.21	0	-13.868	660.079	629.001
ECAP	8.383	0	-6.133	291.93	294.18
SCBP	0.907	0	1.461	19.301	21.669
EVBP	8.756	0	23.527	310.875	343.158
ECBP	5.202	0	0.375	248.166	253.743
TAP	0	0	-0.261	3730.249	3729.987
DAP	0	0	0	0	0
B2	0	0	-0.176	8.367	8.191
CM	0	0	0	0	0
SS	-71.764	0	-0.03	4904.59	4832.796
DBP	0	0	0	0	0
B1	0	0	0.001	0.579	0.58
Total	3471.738	11.434	4846.925	14949.99	23280.087

Tabla 6.30: Resultados de malfunciones y disfunciones para la propuesta 2

Equipo	$MF^k(kW)$	$MF^r(kW)$	$DF^k(kW)$	$DF^{\Delta Ps}(kW)$	Total(kW)
CC	-1466.272	7.472	2418.096	3688.731	4648.026
T	18.547	0	992.898	273.026	1284.472
C	5001.213	3.963	1438.408	495.824	6939.408
SCAP	-16.025	0.03	-6.774	324.807	302.039
EVAP	-17.21	0.054	-14.034	672.895	641.704
ECAP	8.383	0.023	-6.205	297.509	299.711
SCBP	0.907	0.001	1.481	19.526	21.915
EVBP	8.756	0.014	23.837	314.274	346.881
ECBP	5.202	0.008	0.417	249.948	255.575
TAP	0	0	-0.26	3730.248	3729.987
DAP	0	0.113	-0.57	27.352	26.895
B2	0	0.001	-0.178	8.545	8.368
CM	0	0.073	0.029	17.617	17.72
SS,P	-70.249	0	-0.026	4821.036	4750.762
DBP	0	0.024	0.297	5.717	6.037
B1	0	0	0.001	0.588	0.589
total	3473.253	11.775	4847.417	14947.642	23280.087

Estos resultados muestran que, los equipo que presentan la malfunción interna son la cámara de combustión y el compresor. La cámara de combustión presenta la malfunción interna por ser el equipo al que se le inyecta el combustible y el compresor es el equipo que presenta la modificación en alguno de sus parámetros

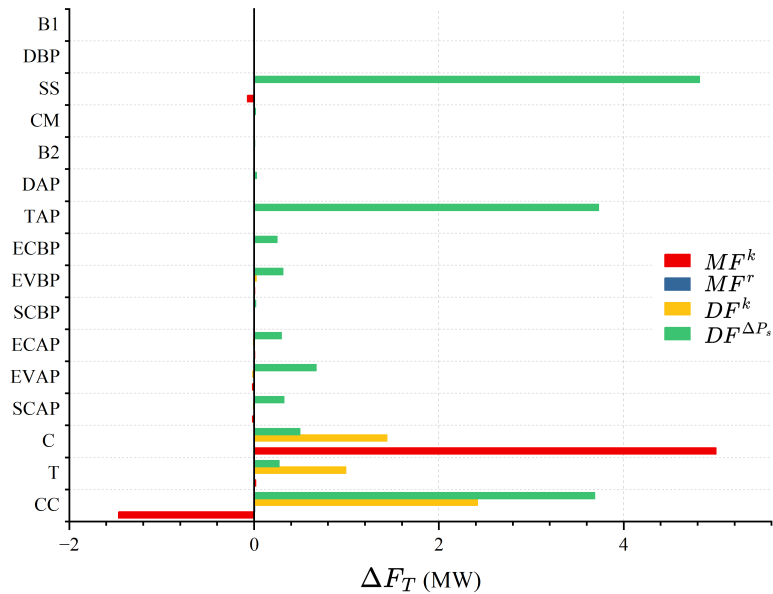


Figura 6.29: Malfunciones y disfunciones con cambio en el recurso de la propuesta 1

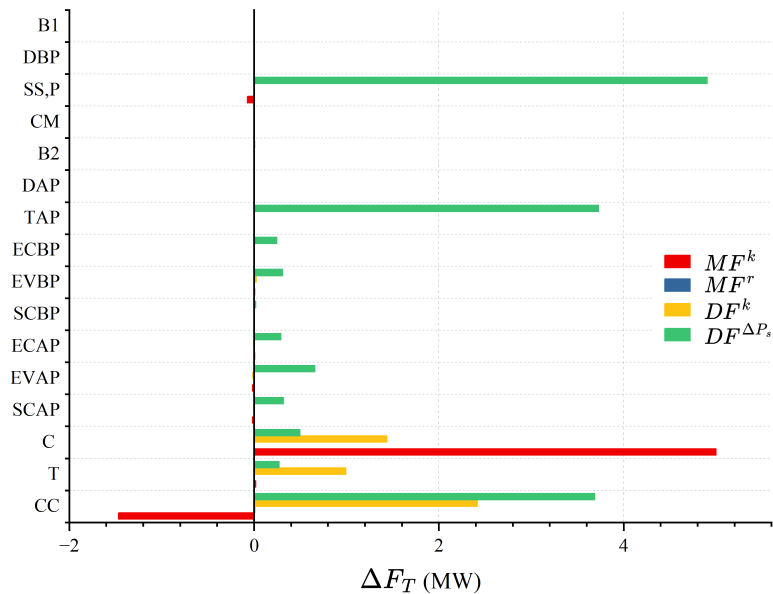


Figura 6.30: Malfunciones y disfunciones con cambio en el recurso de la propuesta 2

(su eficiencia isoentrópica).

El valor de la malfunción interna de la cámara de combustión es un valor negativo, en ambas propuestas de estructura productiva, porque este término está en función del cambio en el consumo exergético y este

consumo es mayor a condiciones de diseño que de operación, dando un valor negativo en la malfunción interna.

Por otro lado, la malfunción interna del compresor indica que, el compresor tiene un consumo exergético mayor a condiciones de operación que de diseño, por lo que está consumiendo más recursos, debido a la disminución en su eficiencia exergética. la malfunción del compresor contribuye al aumento en el recurso externo en un 21.48 % en ambas estructuras productivas.

La malfunción externa, a pesar de tener un valor pequeño en comparación de los demás elementos del cambio en el recurso externo, muestra que para la propuesta 1, únicamente presenta valores en la cámara de combustión y el compresor, por ser los equipos causantes de la formación del residuo de los gases de escape; y para la propuesta dos, además de ser los mismos equipos, también considera a equipos causantes de la formación del residuo del subsistema. Este valor contribuye en el aumento en el recurso externo 0.04 % en la primer propuesta, y 0.05 % en la segunda propuesta.

En ambas propuestas, los equipos que presentan las mayores disfunciones internas son los asociados a la turbina de gas, siendo este equipo el que se ve mayormente afectado por la malfunción interna. La disfunción interna de la cámara de combustión, la turbina y el compresor representan el 10.38 %, 4.26 % y 6.13 %, respectivamente, del aumento en el recurso externo de la propuesta 1, y el 10.38 %, 4.26 % y 6.17 %, respectivamente, en el aumento en el recurso de la propuesta 2.

Finalmente, gran parte de los equipos presentan disfunciones debidas al cambio en el producto externo, siendo el subsistema, la turbina de alta presión y la cámara de combustión los equipos que tienen el valor más alto de esta disfunción, debido a que son equipos que presentan cambios en su producto externo o que contribuyen en gran parte a la formación de un producto útil. La propuesta de estructura productiva 1, presenta un valor mayor en las disfunciones debidas al cambio en el producto externo de 2.348 kW en comparación de la estructura productiva 2.

Los costos exergéticos de las malfunciones y disfunciones se presentan en las Tablas 6.31 y 6.32, también en las Figuras 6.31 y 6.32, en estos resultados se aprecia que, el equipo que presenta el mayor costo de la malfunción interna es el compresor, debido a que en este equipo es en donde se realiza la disminución de su eficiencia isoentrópica, además de ser el equipo que tiene el mayor aumento en las irreversibilidades internas. Este comportamiento es el mismo para ambas propuestas de estructura productiva. El costo exergético de la

malfunción interna del compresor representa el 27.65 % del aumento en el recurso externo, para ambas estructuras productivas.

Tabla 6.31: Resultados del costo de malfunciones y disfunciones para la propuesta 1

Equipo	$MF^{*k}$ (kW)	$MF^{*r}$ (kW)	$DF^{*\Delta Ps}$ (kW)	Total (kW)
CC	947.233	11.483	3689.31	4648.026
T	1011.115	0.287	273.069	1284.472
C	6439.021	4.485	495.902	6939.408
SCAP	-22.697	0	317.573	294.877
EVAP	-31.078	0	660.079	629.001
ECAP	2.25	0	291.93	294.18
SCBP	2.368	0	19.301	21.669
EVBP	32.283	0	310.875	343.158
ECBP	5.577	0	248.166	253.743
TAP	-0.261	0	3730.249	3729.987
DAP	0	0	0	0
B2	-0.176	0	8.367	8.191
CM	0	0	0	0
SS	-71.794	0	4904.59	4832.796
DBP	0	0	0	0
B1	0.001	0	0.579	0.58
Total	8313.842	16.255	14949.99	23280.087

Tabla 6.32: Resultados del costo de malfunciones y disfunciones para la propuesta 2

Equipo	$MF^{*k}$ (kW)	$MF^{*r}$ (kW)	$DF^{*\Delta Ps}$ (kW)	Total (kW)
CC	947.665	11.63	3688.731	4648.026
TG	1011.147	0.298	273.026	1284.472
C	6439.079	4.504	495.824	6939.408
SCAP	-22.812	0.043	324.807	302.039
EVAP	-31.271	0.08	672.895	641.704
ECAP	2.167	0.035	297.509	299.711
SCBP	2.387	0.002	19.526	21.915
EVBP	32.581	0.027	314.274	346.881
ECBP	5.609	0.018	249.948	255.575
TAP	-0.261	0	3730.248	3729.987
DAP	-0.572	0.115	27.352	26.895
B2	-0.179	0.001	8.545	8.368
CM	0.029	0.074	17.617	17.72
SS,P	-70.275	0	4821.036	4750.762
DBP	0.297	0.024	5.717	6.037
B1	0.001	0	0.588	0.589
Total	8315.594	16.851	14947.642	23280.087

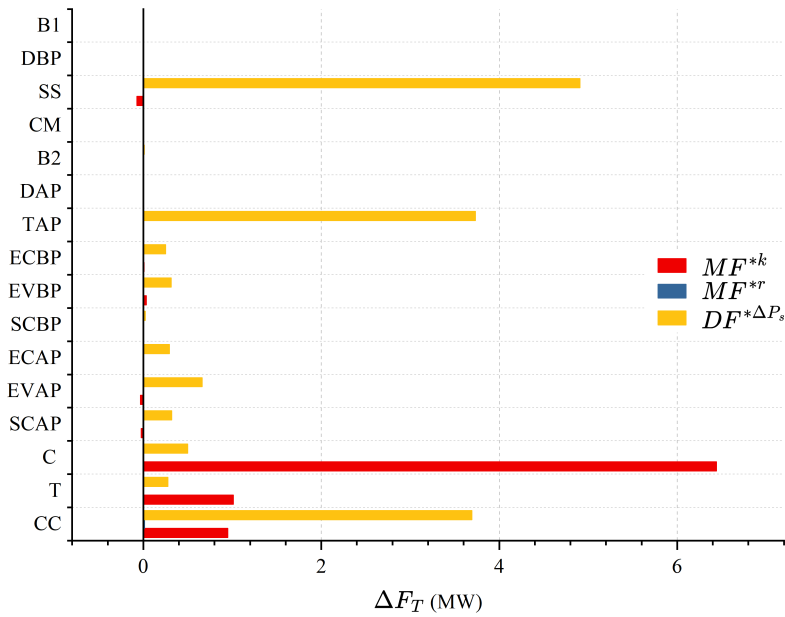


Figura 6.31: Costo exergético de malfunciones y disfunciones de la propuesta 1

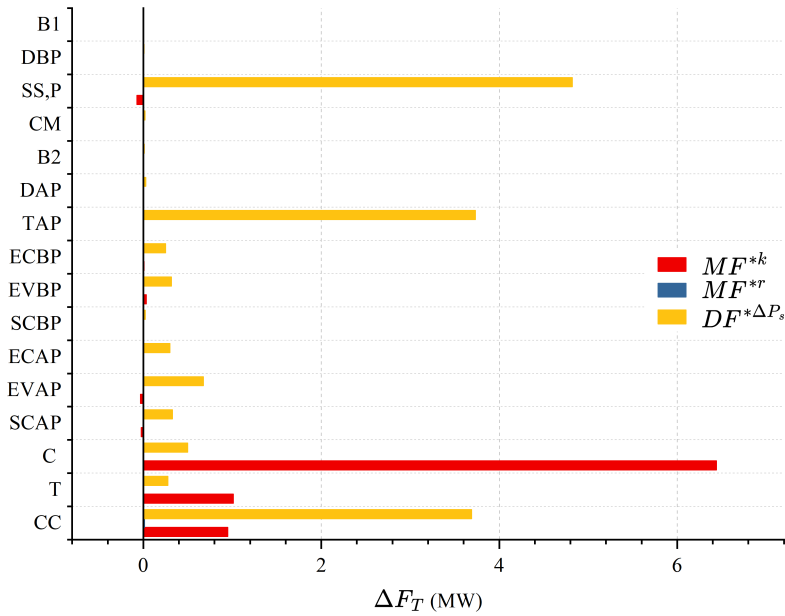


Figura 6.32: Costo exergético de malfunciones y disfunciones de la propuesta 2

La malfunción externa presenta valores en los equipos causantes de la formación de algún residuo. La primer propuesta únicamente presenta valores en los equipos correspondientes a la turbina de gas; mientras que, en la propuesta 2 se presentan valores en todos los equipos. No obstante, el valor de esta malfunción es

---

muy pequeño en la contribución al cambio del recurso externo, contribuyendo 0.04 % en la primer propuesta y menos del 0.05 % para la segunda propuesta.

Finalmente, el costo de la disfunción, debida al cambio en el producto externo, se presenta en su mayoría en los equipos que generan un producto externo, principalmente en el subsistema, la turbina de alta presión y la turbina de gas. Este comportamiento ocurre porque, estos equipos deben cambiar su forma de operar para poder compensar los cambios ocasionados por la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor. La el costo exergético de la disfunción debida al cambio en el producto externo representa 62.21 % y 64.20 % en el aumento en el recurso externo de la propuesta uno y de la propuesta dos, respectivamente.





## 7. Conclusiones

- El análisis termodinámico realizado al ciclo combinado muestra que, al modificar algún parámetro de operación en el sistema, como la eficiencia isoentrópica del compresor, se generan impactos no solo en el desempeño del compresor, sino también en el flujo de combustible, las eficiencias energética y exergética, así como en el flujo de exergía de entrada y salida de los demás equipos, entre otros. Este comportamiento muestra la importancia de identificar las variaciones de los parámetros de operación de un sistema, las cuales pueden ser detectadas mediante el diagnóstico termoeconómico, y así poder ser abordadas mediante un buen plan de mantenimiento, para garantizar la correcta operación del sistema.
- El análisis termoeconómico mostró variaciones en los costos exergéticos y en los costos exergéticos unitarios en ambas propuestas de estructuras productivas, ya sea considerando el calor rechazado en la torre de enfriamiento como una irreversibilidad interna o como un residuo. No obstante, las variaciones entre ambos resultados fueron mínimas, dado que se trata de una corriente con un bajo valor de exergía. Por lo tanto, ambas propuestas son válidas para el desarrollo del análisis termoeconómico.
- Una diferencia importante en el análisis termoeconómico de ambas propuestas es que el costo exergético de los productos depende de su flujo de exergía y de la acumulación de irreversibilidades a lo

largo del sistema. En dicha acumulación, solo se consideran aquellas irreversibilidades generadas en un equipo y en los equipos ubicados aguas abajo. Por ejemplo, el residuo de los gases de escape, formado en la turbina de gas, repercute en todos los equipos posteriores, mientras que el calor rechazado en la torre de enfriamiento no afecta a los equipos anteriores, como la turbina, al encontrarse aguas arriba. Con esto, se puede comprender qué equipos formarán parte, y cuáles no, de la formación del costo exergético del producto de cualquier componente del sistema.

- El diagnóstico termoeconómico muestra que el equipo que presenta la malfunción interna es el compresor, y el equipo que recibe el mayor impacto, es decir, el que presenta la disfunción interna más significativa, es la cámara de combustión, independientemente de si se considera el calor rechazado en la torre de enfriamiento como una irreversibilidad interna o como un residuo. Este diagnóstico es clave para identificar los cambios que puedan ocurrir en la operación de un equipo y evaluar cuál sería su impacto en los demás equipos. Al identificar las malfunciones y disfunciones, es posible tomar acciones correctivas en los equipos para mejorar el desempeño del sistema.
- El análisis del costo de las malfunciones confirma que el compresor es el equipo con el mayor deterioro, al registrar el valor más alto de costo de malfunción interna, lo que indica un elevado consumo exergético. Este comportamiento también se observa en la cámara de combustión y en la turbina. Como consecuencia, el deterioro del compresor provoca un incremento en el costo de las disfunciones externas, especialmente en el subsistema y en la turbina de alta presión, reflejando un aumento en sus consumos exergéticos. Este comportamiento se mantiene en ambas estructuras productivas propuestas, lo que refuerza la consistencia de los resultados del diagnóstico termoeconómico.
- Finalmente, se concluye que al considerar el calor rechazado en la torre de enfriamiento como una irreversibilidad interna o como un residuo no afecta de manera significativa los costos exergéticos de los recursos, productos y residuos de los equipos del ciclo combinado, debido a que el calor desechado presenta un valor bajo de exergía. Los resultados del diagnóstico termoeconómico muestran variaciones mínimas, por la misma razón, lo que valida que ambas consideraciones son adecuadas para el correcto desarrollo del diagnóstico termoeconómico.



## 8. Referencias

1. Abuelnuor, A. A. A., Saqr, K. M., Mohieldein, S. A. A., Dafallah, K., Abdullah, M. M., & Nogoud, Y. A. M. (2017). Exergy analysis of Garri “2” 180 MW combined cycle power plant. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 79, 960-969. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.077>
2. Ahmadi, B., Golneshan, A. A., Arasteh, H., & Bach, Q. (2020). Energy and exergy analysis and optimization of a gas turbine cycle coupled by a bottoming organic Rankine cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 141(1), 495-510. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-09088-6>
3. Ali, M. M., Shafique, Q. A., Kumar, D., Kumar, S., & Kumar, S. (2020). Energy and exergy analysis of a 747-MW combined cycle power plant Guddu. *International journal of ambient energy*, 41(13), 1495-1504. <https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1517680>
4. Babaelahi, M., Sadri, S., & Rafat, E. (2019). Exergy cost accounting and thermoeconomic diagnosis for Double-Solar-Gas-Turbine system (DSGT). *Energy Sources Part A Recovery Utilization And Environmental Effects*, 43(4), 413-427. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1624892>
5. Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
6. Calise, F., d’Accadia, M. D., Libertini, L., & Vicidomini, M. (2018). Thermoeconomic analysis of an integrated solar combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*, 171, 1038-1051.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.005>

7. Canière, H., Willockx, A., Dick, E., & De Paepe, M. (2006). Thermodynamic Analysis of an Air-Cooled Gas Turbine with Intercooling. 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics And Heat Transfer Conference. <https://doi.org/10.2514/6.2006-3265>
8. Castro, S., López, T., Torres, E. V., Lugo, H., & Lugo, R. (2022). Thermoeconomic Diagnosis of the Sequential Combustion Gas Turbine ABB/Alstom GT24. *Energies*, 15(2), 631. <https://doi.org/10.3390/en15020631>
9. Çengel. (2018). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill Companies.
10. Del Pozo, C., Álvaro, Á. J., Martín, J., & Paniagua, I. L. (2021). Efficiency evaluation of closed and open cycle pure refrigerant cascade natural gas liquefaction process through exergy analysis. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 89, 103868. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2021.103868>
11. Dziubak, T., & Karczewski, M. (2022). Experimental Study of the Effect of Air Filter Pressure Drop on Internal Combustion Engine Performance. *Energies*, 15(9), 3285. <https://doi.org/10.3390/en15093285>
12. García, M. F., González, E., Castro, S., Lugo, H. D., & Lugo, R. (2023). La evolución desde el año 1980 al 2000 de las turbinas de gas aeroderivadas desde un enfoque exergoeconómico. *Memorias de Divulgación Científica y Tecnológica E Innovación de la SOMIM 2023*, 10-18. <https://doi.org/10.59920/ritq6049>
13. García, S. S., & Moñux, F. G. (2006). *Centrales térmicas de ciclo combinado: Teoría y proyecto*. Ediciones Díaz de Santos.
14. Garrido, S. G. (2007). *Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado*. Ediciones Díaz de Santos.
15. González, J. A. (2016). *Análisis energético de la Central de Ciclo Combinado "Norte III" [Proyecto terminal para obtener el grado de Ingeniero en Energía]*. Universidad Autónoma Metropolitana unidad Iztapalapa.
16. Hewawasam, L., Jayasena, A., Afnan, M., Ranasinghe, R., & Wijewardane, M. (2020). Waste heat recovery from thermo-electric generators (TEGs). *Energy Reports*, 6, 474-479. <https://doi.org/>

- 
- 10.1016/j.egy.2019.11.105
17. Ibrahim, T. K., Mohammed, M. A., Awad, O. I., Abdalla, A. N., Basrawi, F., Mohammed, M. N., Najafi, G., & Mamat, R. (2018). A comprehensive review on the exergy analysis of combined cycle power plants. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 90, 835-850. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.072>
  18. Kim, T. J. (2004). Comparative analysis on the part load performance of combined cycle plants considering design performance and power control strategy. *Energy*, 29(1), 71-85. [https://doi.org/10.1016/s0360-5442\(03\)00157-9](https://doi.org/10.1016/s0360-5442(03)00157-9)
  19. Kotas, T. J. (2012). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butterworth-Heinemann.
  20. Kurz, R., Reitz, D., & Burnes, D. (2022). Performance of industrial gas turbines. *Turbomachinery and pump symposia*.
  21. Lugo, H. D., Torres, E. V., Sergio, C., Salazar, M., Lopez, T., & Lugo-Leyte, R. (2020). An Irreversibility-Based Criterion to Determine the Cost Formation of Residues in a Three-Pressure-Level Combined Cycle. *Entropy*, 22(3), 299. <https://doi.org/10.3390/e22030299>
  22. Manikiw, G. (2012). *Principios de economía* (6.a ed.).
  23. Marmolejo-Correa, D., & Gundersen, T. (2012). A comparison of exergy efficiency definitions with focus on low temperature processes. *Energy*, 44(1), 477-489. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.001>
  24. Matjanov, E. (2019). Gas turbine efficiency enhancement using absorption chiller. Case study for Tashkent CHP. *Energy*, 192, 116625. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116625>
  25. Mendes, T., Venturini, O. J., Da Silva, J. A. M., Orozco, D. J. R., & Pirani, M. J. (2019). Disaggregation models for the thermoeconomic diagnosis of a vapor compression refrigeration system. *Energy*, 193, 116731. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116731>
  26. Mohtaram, S., Chen, W., Zargar, T., & Lin, J. (2017). Energy-exergy analysis of compressor pressure ratio effects on thermodynamic performance of ammonia water combined cycle. *Energy Conversion and Management*, 134, 77-87. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.024>
  27. Mokhtari, H., Ahmadisedigh, H., & Ameri, M. (2016). The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant. *Energy*, 118, 399-413. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.088>

- [//doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.064](https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.064)
28. Montiel-Bohórquez, N. D., Agudelo, A. F., & Pérez, J. F. (2021). Effect of origin and production rate of MSW on the exergoeconomic performance of an integrated plasma gasification combined cycle power plant. *Energy Conversion And Management*, 238, 114138. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114138>
  29. Ol'khovskii, G. G. (2016). Combined cycle plants: Yesterday, today, and tomorrow (review). *Thermal Engineering*, 63(7), 488-494. <https://doi.org/10.1134/s0040601516070041>
  30. Orozco, D. J. R., Da Purificação Ferreira, M. V., Moreira, T., Venturini, O. J., Palácio, J. C. E., Mendes, T., & Julio, A. A. V. (2024). Evaluation of the influence of exergy disaggregation on the results of thermoeconomic diagnosis using exergetic operators. *Energy*, 296, 131081. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131081>
  31. Ozahi, E., Abusoglu, A., & Tozlu, A. (2020). A comparative thermoeconomic analysis and optimization of two different combined cycles by utilizing waste heat source of an MSWPP. *Energy Conversion And Management*, 228, 113583. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113583>
  32. Página oficial de la turbina de gas SGT6-5000F: <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt6-5000f.html>
  33. Pal, R. (2017). On the Gouy–Stodola theorem of thermodynamics for open systems. *International Journal Of Mechanical Engineering Education*, 45(2), 194-206. <https://doi.org/10.1177/0306.419017697413>
  34. Pashchenko, D., Mustafin, R., & Karpilov, I. (2022). Efficiency of chemically recuperated gas turbine fired with methane: Effect of operating parameters. *Applied Thermal Engineering*, 212, 118578. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118578>
  35. Phillips, J. N., Booras, G. S., & Marasigan, J. (2017). The History of Integrated Gasification Combined-Cycle Power Plants. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference And Exposition*. <https://doi.org/10.1115/gt2017-64507>
  36. Qin, S., Liu, P., & Li, Z. (2020). A Thermo-Economic Analysis Method for Combined Cycle Power Plants under Flexible Operation Modes. *En Computer-aided chemical engineering/Computer aided chemical engineering* (pp. 193-198). <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-823377-1.50033-1>

- 
37. Rivkin, S. (1969). *Propiedades termodinámicas de los gases*. Moscú: MIR
  38. Rovense, F., Reyes-Belmonte, M. Á., Romero, M., & González-Aguilar, J. (2021). Thermo-economic analysis of a particle-based multi-tower solar power plant using unfired combined cycle for evening peak power generation. *Energy*, 240, 122798. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122798>
  39. Saylan, E., & Aygün, C. (2024). Thermoeconomic analysis and environmental impact assessment of the Akkuyu nuclear power plant. *Journal Of Thermal Analysis And Calorimetry*, 149(12), 6531-6550. <https://doi.org/10.1007/s10973-024-13237-x>
  40. Shin, J., Jeon, Y., Maeng, D. J., Kim, J., & Ro, S. R. (2002). Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant. *Energy*, 27(12), 1085-1098. [https://doi.org/10.1016/s0360-5442\(02\)00087-7](https://doi.org/10.1016/s0360-5442(02)00087-7)
  41. Torres, C. I., & Valero, A. (2021). The Exergy Cost Theory Revisited. *Energies*, 14(6), 1594. <https://doi.org/10.3390/en14061594>
  42. Uysal, C., & Kwak, H. (2020). Role of Waste Cost in Thermoeconomic Analysis. *Entropy*, 22(3), 289. <https://doi.org/10.3390/e22030289>
  43. Valero, A & Torres, C (1988) Algebraic thermodynamic analysis of energy systems. *Advances in energy studies. Energy flows in ecology and economy*. 415-444.
  44. Valero, A. (2001). *Curso de doctorado termoeconomía*. 2001: Universidad de zaragoza. Departamento Ingeniería Mecánica.
  45. Verda, V. (2006). Accuracy level in thermoeconomic diagnosis of energy systems. *Energy*, 31(15), 3248-3260. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.022>
  46. Verda, V., Serra, L., & Valero, A. (2003). The effects of the control system on the thermoeconomic diagnosis of a power plant. *Energy*, 29(3), 331-359. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2003.10.003>
  47. Xu, N., Yang, L., Guo, Y., Chang, L., Zhang, G., & Zhang, J. (2025). An improved thermoeconomic diagnosis method: applying to marine diesel engines. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(2), 244. <https://doi.org/10.3390/jmse13020244>



## A. Anexos

### A.1 Información técnica de la central de ciclo combinado "Tula de Allende"

SGT6-5000F: Performance data for simple cycle power generation	
Power output	260 MW
Fuel (examples)	Natural gas, LNG, sour gases, LPG, distillate oil, biodiesel, Arabian Super Light crude oil (ASL), Arabian Extra Light crude oil (AXL), kerosene, jet fuel, condensate; other fuels on request
Frequency	60 Hz
Gross efficiency	40.3%
Heat rate	9,000 kJ/kWh (8,530 BTU/kWh)
Turbine speed	3,600 rpm
Pressure ratio	19.5 : 1
Exhaust mass flow	586 kg/s (1,292 lb/s)
Exhaust temperature	592 °C (1,098 °F)
NO <sub>x</sub> emissions	≤9 ppmvd at 15% O <sub>2</sub> on fuel gas (without water injection for NO <sub>x</sub> control) ≤25 ppmvd at 15% O <sub>2</sub> on fuel oil (with water injection for NO <sub>x</sub> control)

Figura A.1: Ficha técnica de la turbina SGT6-5000F

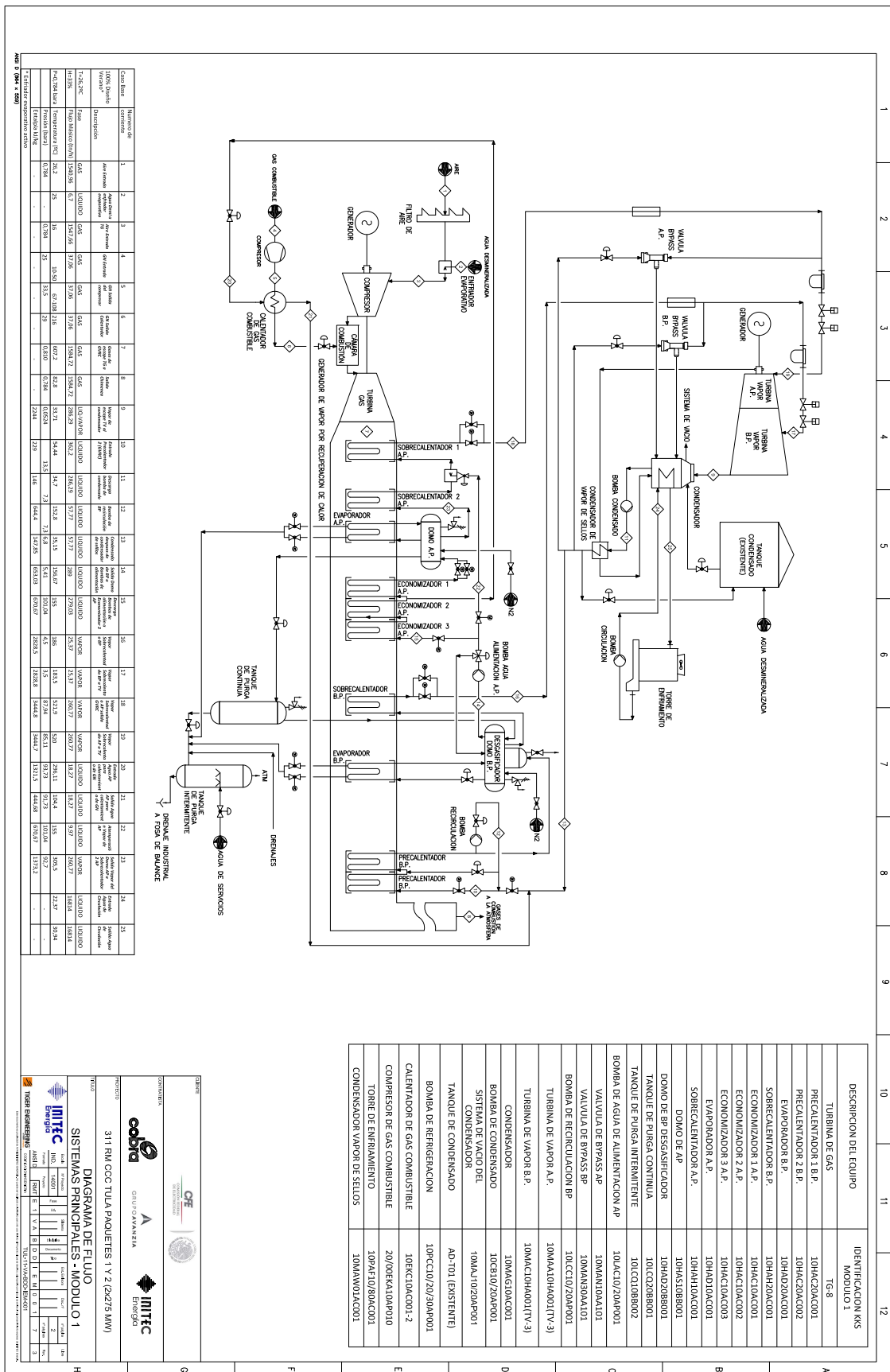


Figura A.2: Diagrama físico de la planta de ciclo combinado "Tula de Allende"

## A.2 Entalpía, entropía y calor específico a presión constante

Como se vio en la sección 3.14, es necesario conocer el valor de la entalpía, la entropía y el calor específico a presión constante para cierta temperatura, una manera de determinar estos valores es mediante los polinomios de Rivkin, éstos son aproximaciones a los valores reales y son válidos en el rango de temperatura de 273.15 K a 3000 K (Rivkin, 1969). Los polinomios de la entalpía molar, entropía molar y calor específico molar se expresan de la siguiente manera:

### A.2.1 Entalpía molar

$$\tilde{h} = A + B \ln \left( \frac{T}{1000} \right) + \sum_{i=1}^8 C_i \left( \frac{T}{1000} \right)^i \quad (\text{A.1})$$

En las Tablas A.1 y A.2 se presentan los valores de las constantes del polinomio de la entalpía molar.

Tabla A.1: Valores de las constantes A y B para la entalpía molar

-	A	B
$CO_2$	847.4	0
$O_2$	-300.3	0
$N_2$	25.45	0
$H_2O$	2012.947	713.476
Aire	-54.2	0

Tabla A.2: Valores de la constante  $C_i$  para la entalpía molar

-	C1	C2	C3	C4
$CO_2$	17640.049	46863.472	-43458.218	38492.636
$O_2$	33051.759	-20917.083	49341.67	-51255.572
$N_2$	28298.404	6344.9526	-24139.364	46340.725
$H_2O$	27885.805	4221.5098	3995.099	-4023.058
Aire	29438.265	-805.41099	-3997.2481	17207.096
C5	C6	C7	C8	
-27999.209	13858.643	-3939.7868	478.72667	
29073.599	-8715.1202	1082.4395	0	
-44084.647	22892.528	-6258.4868	707.74408	
2727.2546	-1078.8167	169.87509	0	
-19647.986	10813.917	-2987.0543	333.15502	

### A.2.2 Entropía molar

$$\tilde{s} = A + B \ln \left( \frac{T}{1000} \right) + \sum_{i=1}^9 C_i \left( \frac{T}{1000} \right)^{i-2} \quad (\text{A.2})$$

En las Tablas A.3 y A.4 se presentan los valores de las constantes del polinomio de la entropía molar.

Tabla A.3: Valores de las constantes A y B para la entropía molar

-	A	B
$CO_2$	89.864	17.640049
$O_2$	24.186	33.051745
$N_2$	28.4405	28.298404
$H_2O$	29.35	27.885805
Aire	26.824	29.438205

Tabla A.4: Valores de la constante  $C_i$  para la entropía molar

-	C1	C2	C3	C4
$CO_2$	0	121.85313	93.726944	-65.187329
$O_2$	0	228.31345	-41.834166	74.012048
$N_2$	0	195.47844	12.689906	-36.209046
$H_2O$	-0.731476	192.62831	8.4430197	5.9926485
Aire	0	203.35232	-1.610822	-5.9958719
C5	C6	C7	C8	C9
51.323515	-34.999006	16.630372	-4.596418	0.5471162
-68.340764	36.342	-10.458144	1.268462	0
61.787635	-55.105807	27.471033	-7.301567	0.8088504
-5.3640779	3.4089868	-1.29458	0.1981876	0
22.942794	-24.559982	12.976701	-3.484896	0.3807486

### A.2.3 Calor específico a presión constante molar

$$\tilde{c}_p = \sum_{i=1}^9 C_i \left( \frac{T}{1000} \right)^{i-2} \quad (\text{A.3})$$

En la Tabla A.1 se presentan los valores de las constantes del polinomio del calor específico molar.

Tabla A.5: Valores de la constante  $C_i$  para el calor específico a presión constante molar

-	C1	C2	C3	C4
$CO_2$	0	17.640049	93.726944	-130.37464
$O_2$	0	33.051759	-41.834166	148.0241
$N_2$	0	28.298404	12.689906	-72.418092
$H_2O$	0.731476	27.885805	8.4430197	11.985297
Aire	0	29.438265	-1.610822	-11.991744
C5	C6	C7	C8	C9
153.97055	-139.99603	83.151862	-27.5785	3.8298136
-205.02229	145.368	-52.29072	7.5770768	0
185.3629	-220.42323	137.35517	-43.8094	5.6619528
-16.092233	13.636273	-6.4729	1.1891256	0
68.828384	-98.239929	64.883505	-20.90938	2.6652402

### A.3 Combustible

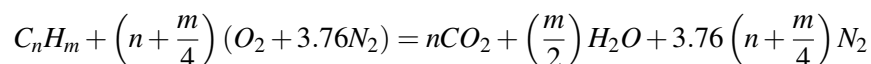
#### A.3.1 Composición química del combustible

Tabla A.6: Composición química del combustible

Combustible	n	m	$x_{gas}$	PM (kg/kmol)	PM( $x_i$ ) (kg/kmol)	$\tilde{h}_f$ (kJ/kmol)	$\tilde{h}_f(x_i)$ (kJ/kmol)
$CH_4$ (Metano)	1	4	0.8	16.043	12.8344	-74850	-59880
$C_2H_6$ (Etano)	2	6	0.11	30.07	3.3077	-84680	-9314.8
$C_3H_8$ (Propano)	3	8	0.09	44.097	3.96873	-103850	-9346.5
Total	1.29	4.58	1		20.11083		-78541.2

#### A.3.2 Poder calorífico inferior del combustible

Durante el proceso de combustión, se libera calor. Para conocer el calor que se libera en un proceso de combustión completa, para un combustible en específico, es necesario conocer las propiedades de los reactivos y productos de esta combustión en un estado de referencia estándar, es decir, 25°C. Considerando la Ec. 2.15, con aire seco ( $\phi=0$ ) y con un estado de referencia estándar para los reactivos y productos:



Realizando un balance de masa y energía en la cámara de combustión:

$$\begin{aligned} & \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,in} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{C_nH_m} + \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,in} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{O_2} + \left[ 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,in} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{N_2} = \\ & (n) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{CO_2} + \left( \frac{m}{2} \right) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{H_2O} + \left[ 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \right] \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{N_2} \end{aligned} \quad (A.4)$$

Como la temperatura a la entrada y salida de la cámara de combustión es igual a la temperatura de referencia, además, como el valor de la entalpía de formación para elementos estables, como el  $O_2$  y  $N_2$ , es cero, el balance se reescribe de la siguiente manera:

$$\left[ \tilde{h}_f^o \right]_{C_nH_m} = (n) \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{CO_2} + \left( \frac{m}{2} \right) \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{H_2O}$$

El calor que libera un combustible es la diferencia de las entalpías de formación de los productos y los reactivos, este calor también es conocido como el poder calorífico inferior:

$$P\tilde{C}I = (n) \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{CO_2} + \left( \frac{m}{2} \right) \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{H_2O} - \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{C_nH_m} \quad (A.5)$$

Los valores de las entalpías de formación molares se tomaron de la referencia (Çengel, 2018) y junto con la composición de la Tabla A.6, se obtiene un  $PCI = 48,872.53 \text{ kJ/kg}_{comb}$ .

### A.3.3 Temperatura de flama adiabática

La temperatura de flama adiabática es la máxima temperatura teórica que alcanzan los productos de una combustión, considerando que ésta es completa y no se tienen pérdidas de calor. Para conocer el valor de la temperatura de flama adiabática, se realiza un balance de masa y energía a la cámara de combustión considerando la combustión estequiométrica, llegando al mismo resultado de la Ec. A.4. En este caso en particular, se considera que los reactivos entran a la cámara de combustión a la misma temperatura de referencia, quedando la Ec. A.4 de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \left[ \tilde{h}_f^o \right]_{C_nH_m} = & (n) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{CO_2} + \left( \frac{m}{2} \right) \left[ \tilde{h}_f^o + \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{H_2O} + \left[ 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \right] \\ & \left[ \tilde{h}_{T,out} - \tilde{h}_{ref}^o \right]_{N_2} \end{aligned} \quad (A.6)$$

Como la temperatura de flama adiabática es la temperatura a la que salen los productos de la combustión, es necesario resolver el balance de la Ec. A.6 hasta que la entalpía del reactivo (el combustible) sea la misma que la de los productos. Para la composición del combustible mostrada en la Tabla A.6, la temperatura de flama adiabática es de 2048.677 °C.

## A.4 Resultados del análisis energético

Tabla A.7: Resultado de análisis energético a condiciones de diseño

Turbina de gas		Turbina de vapor		Torre de enfriamiento	
$\dot{m}_a$ , (kg/s)	590.746	$\dot{m}_{AP}$ , (kg/s)	92.847	$\dot{m}_{ref}$ , (kg/s)	7315.633
$\dot{m}_{comb}$ , (kg/s)	15.018	$\dot{m}_{BP}$ , (kg/s)	28.041	$\dot{m}_{rep}$ , (kg/s)	96.352
$\dot{m}_{gc}$ , (kg/s)	605.763			$\dot{m}_a$ , (kg/s)	7975.511
		$\dot{W}_{TAP}$ , (kW)	54700.931	$\dot{Q}_{TE}$ , (kW)	261692.277
$w_C$ , (kJ/kg)	457.096	$\dot{W}_{TBP}$ , (kW)	66065.667	$H_{TE}$ , (m)	379.065
$q_{sum,TG}$ , (kJ/kg)	1242.403	$\dot{W}_{BT}$ , (kW)	1071.95		
$w_T$ , (kJ/kg)	897.218	$\dot{Q}_{sum,CRC}$ , (kW)	381557.57	$\eta_{TE}$ , (-)	0.747
$w_{m,TG}$ , (kJ/kg)	440.122	$\dot{Q}_{cond}$ , (kW)	261862.923	Rango, (°C)	8.57
$\eta_{TH,TG}$ , (-)	0.354	$\eta_{TH,TV}$ , (-)	0.311	$T_{aprox}$ , (°C)	2.89
HR, (kJ/kWh)	10162.303	CEV, (kg <sub>v</sub> /kWh)	3.664		
CEC, (kg <sub>comb</sub> /kWh)	0.208				
		$\eta_{TH,CC}$ , (-)	0.516		
$\lambda$ , (-)	1.683				
rac, (kg <sub>a</sub> /kg <sub>comb</sub> )	39.337				
$x_{CO_2}$ , (-)	0.039				
$x_{H_2O}$ , (-)	0.088				
$x_{N_2}$ , (-)	0.748				
$x_{O_2}$ , (-)	0.125				
$c_{P,gc}$ , (kJ/kgK)	1.25				
$T_{pr}$ , (°C)	43.544				

Tabla A.8: Resultado de análisis energético a condiciones de operación

Turbina de gas		Turbina de vapor		Torre de enfriamiento	
$\dot{m}_a$ , (kg/s)	626.725	$\dot{m}_{AP}$ , (kg/s)	98.014	$\dot{m}_{ref}$ , (kg/s)	7731.065
$\dot{m}_{comb}$ , (kg/s)	15.564	$\dot{m}_{BP}$ , (kg/s)	29.765	$\dot{m}_{rep}$ , (kg/s)	96.352
$\dot{m}_{gc}$ , (kg/s)	642.29			$\dot{m}_a$ , (kg/s)	7975.511
		$\dot{W}_{TAP}$ , (kW)	57745.251	$\dot{Q}_{TE}$ , (kW)	261692.277
$w_C$ , (kJ/kg)	481.154	$\dot{W}_{TBP}$ , (kW)	69831.888	$H_{TE}$ , (m)	379.065
$q_{sum,TG}$ , (kJ/kg)	1213.696	$\dot{W}_{BT}$ , (kW)	1131.679		
$w_T$ , (kJ/kg)	896.008	$\dot{Q}_{sum,CRC}$ , (kW)	403236.467	$\eta_{TE}$ , (-)	0.747
$w_{m,TG}$ , (kJ/kg)	414.855	$\dot{Q}_{cond}$ , (kW)	276791.007	$Rango$ , (°C)	8.57
$\eta_{TH,TG}$ , (-)	0.342	$\eta_{TH,TV}$ , (-)	0.311	$T_{aprox}$ , (°C)	2.89
$HR$ , (kJ/kWh)	10532.133	$CEV$ , (kg <sub>v</sub> /kWh)	3.665		
$CEC$ , (kg <sub>comb</sub> /kWh)	0.216				
		$\eta_{TH,CC}$ , (-)	0.507		
$\lambda$ , (-)	1.756				
$rac$ , (kg <sub>a</sub> /kg <sub>comb</sub> )	40.268				
$x_{CO_2}$ , (-)	0.038				
$x_{H_2O}$ , (-)	0.086				
$x_{N_2}$ , (-)	0.749				
$x_{O_2}$ , (-)	0.127				
$c_{P,gc}$ , (kJ/kgK)	1.248				
$T_{pr}$ , (°C)	43.153				



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

# ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00125

Matricula: 2223803541

Diagnóstico termoeconómico al ciclo combinado Tula de Allende.

En la Ciudad de México, se presentaron a las 11:00 horas del día 3 del mes de julio del año 2025 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA  
DR. SERGIO CASTRO HERNANDEZ  
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:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: EDUARDO GONZALEZ PETO

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 al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.



EDUARDO GONZALEZ PETO  
ALUMNO

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

*Juan Jose Ambriz Garcia*  
DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA

VOCAL

*Sergio Castro Hernandez*  
DR. SERGIO CASTRO HERNANDEZ

VOCAL

*Edgar Vicente Torres Gonzalez*  
DR. EDGAR VICENTE TORRES GONZALEZ

SECRETARIO

*Alejandro Torres Aldaco*  
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO