



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA**

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

**"Estudio Termoeconómico Constructal de un Ciclo Combinado
de Dos Niveles de Presión"**

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

Que presenta
M. en C. Sergio Castro Hernández

Matrícula: 2161801647
Correo electrónico: sch@xanum.uam.mx
ORCID: 0000-0002-5774-1868
Director: Dr. Raúl Lugo Leyte

Jurado

Presidente: Dr. Alfonso Mauricio Sales Cruz
Secretario: Dr. Enrique Barrera Calva
Vocal: Dr. Juan Manuel Belman Flores
Vocal: Dr. Hernando Romero Paredes Rubio
Vocal: Dr. Guadalupe Ramos Sanchez

Iztapalapa, Ciudad de México, 15 de agosto de 2024

Universidad Autónoma Metropolitana

Unidad Iztapalapa

Posgrado en Energía y Medio Ambiente



Tesis para obtener el grado de Doctor en Energía y Medio Ambiente

Estudio Termoeconómico Constructal de un Ciclo Combinado de
Dos Niveles de Presión

M. en C. Sergio Castro Hernández

Presenta

Dr. Raúl Lugo Leyte

Director

Dra. Helen Denise Lugo Méndez

Co-Directora

2024

Agradecimiento

El Doctorado en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 303662 para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos personales

A dios

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos.

A mi madre Araceli

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre José

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracteriza y que me ha infundido siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A mi novia Fernanda

Por su amor, paciencia y apoyo incondicional, que han sido una fuente constante de motivación e inspiración durante todo este proceso. Por sus palabras de aliento y su comprensión en los momentos más difíciles que me han ayudado a mantenerme enfocado y a seguir adelante. Gracias por creer en mí cuando yo mismo dudaba, y por estar a mi lado en cada paso de este viaje académico.

A mis familiares

A mi hermano Omar y su esposa Elizabeth por alentarme a seguir adelante, a mi hermana Arlem por su gran apoyo en momentos difícil, a mis sobrinos Ángel, Tadeo, Melanie y Natasha por darme momentos de alegría, a mis abuelos Cirilo[†] y Natividad[†], a mis tíos Francisco, Serafín, Sandra, Ana[†] y Eugenio, a mis primos Francisco, Gustavo y Guadalupe, gracias por su apoyo.

A mis asesores

Dr. Raúl Lugo Leyte y Dra. Helen Denise Lugo Méndez por su apoyo, comprensión, paciencia y por invertir su tiempo en el desarrollo de esta investigación.

A mis profesores

Al M. en IQ. Alejandro y al Dr. Edgar Vicente por su apoyo y contribución a este trabajo.

A mis amigos

Que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que hasta ahora, seguimos siendo amigos: Ladislao, David, Peto, Pavel, Fabián, Arturo y Mauricio, por haberme ayudado a realizar este trabajo.

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.

Co-Directora

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

SERGIO CASTRO HERNÁNDEZ

El día 15 de 08 del 2024

Miembros del jurado

Dr. Sales Cruz Alfonso Mauricio
Presidente

Dr. Barrera Calva Enrique
Secretario

Dr. Belman Flores Juan Manuel
Vocal

Dr. Ramos Sánchez Guadalupe
Vocal

Dr. Romero Paredes Rubio Hernando
Vocal

Resumen

Este estudio se enfoca en un análisis exhaustivo termoeconómico y constructal de un ciclo combinado de dos niveles de presión, con un enfoque específico en el diagnóstico termoeconómico del ciclo y en el diseño de la caldera de recuperación de calor de la central de ciclo “El Sauz”. Dada la relevancia de los sistemas de generación eléctrica basados en el ciclo combinado para cubrir las demandas energéticas del país y su impacto en el desarrollo económico. El objetivo principal de esta investigación es desarrollar una metodología que permita determinar los costos termoeconómicos y los parámetros constructales que aseguren el óptimo rendimiento de una central de ciclo combinado.

El análisis del ciclo “El Sauz” comienza con un detallado estudio termodinámico, que incluye un análisis energético para caracterizar las propiedades termodinámicas de los fluidos bajo diversas condiciones operativas, y un análisis exergético que evalúa las irreversibilidades del sistema, identificando así posibles áreas de mejora.

Posteriormente, se aplica la teoría de costos exergéticos para identificar los elementos responsables de la generación de residuos, incluyendo residuos físicos y químicos de los gases de escape, así como el calor disipado en el condensador. Se determinan los costos asociados a estos residuos, así como los costos de los productos y recursos. Además, se lleva a cabo un análisis de diagnóstico termoeconómico para evaluar el impacto de una posible falla en el compresor, comparando la operación actual con el diseño previsto.

Finalmente, el estudio termina con el diseño constructal de la caldera de recuperación de calor, donde se estiman los parámetros que permiten recuperar la mayor cantidad de energía térmica en el sistema.

Para llevar a cabo este análisis, se consideran las condiciones ambientales de presión y temperatura de operación del sistema, las cuales son de 0.803 bar y 20 °C, respectivamente. Bajo estas condiciones, la turbina de gas produce una potencia de 165 MW. Por otro lado, las condiciones de entrada a la turbina de vapor se establecen de 470 °C y 45 bar.

Los resultados de este estudio revelan que el sistema de turbina de gas opera con una eficiencia térmica del 38.48 %, mientras que el ciclo de vapor lo hace con un 32.07 %. Se logra recuperar el 81.61 % del calor de los gases de combustión, lo que genera 73.21 MW en el ciclo de vapor. Además, se concluye que el sistema de turbina de gas opera con una eficiencia exergética del 42.79 %, mientras que el ciclo de turbina de vapor alcanza un 55.34 % con una eficiencia exergética combinada del ciclo del 61.61 %.

Se ha identificado que dentro del ciclo de la turbina de gas (TG), la CC_2 destaca como el componente con la mayor generación de irreversibilidades, alcanzando un total de 54.34 MW. Por otro lado, en el ciclo de vapor, el EVAP se destaca como el elemento con la mayor generación de irreversibilidades, registrando un valor de 12.93 MW.

En cuanto al estudio exergoeconómico, se ha determinado que el costo de la generación de potencia tanto para la TG como para el ciclo de vapor es de 2372.76 USD/h y 1705.35 USD/h, respectivamente. Asimismo, se ha identificado que el mayor costo al residuo físico ocurre en la CC_1 , mientras que el residuo químico presenta el mayor costo en la CC_2 .

Además, el costo asociado al calor de DAP asciende a 67.71 USD/h, 113.13 USD/h y 143.32 USD/h, respectivamente.

En el diagnóstico termoeconómico, se ha observado un incremento en el consumo de recursos de 5337.16 MW debido a una anomalía en el compresor. De este aumento, el 55.07 % correspondientes al incremento en las irreversibilidades internas, el 15.03 % al aumento en los residuos, y el 29.90 % al incremento en la potencia final. Este aumento en el consumo de recursos debido a malfunciones interna, externa, disfunciones de componentes y productos totales contribuyen con valores de 822.41 kW, 35.86 kW, 1863.75 kW y 2615.15 kW, respectivamente. Por otro lado, en términos de costos, las malfunciones internas, externas y la disfunción del producto contribuyen con 2170.14 kW, 551.88 kW y 2615.15 kW, respectivamente. Finalmente, el costo adicional del consumo de recursos es de 56.14 USD/h, donde los costos de los recursos externos, las malfunciones y el producto final contribuyen con -2.72 USD/h, 31.36 USD/h y 27.51 USD/h, respectivamente.

En el análisis constructal, se ha identificado una configuración para la caldera de recuperación de calor que, según la ley constructal, representa una evolución en el diseño del sistema, permitiendo un flujo más libre, mayor esbeltez y un mejor desempeño. Al emplear como parámetro la generación de entropía por unidad de la longitud y el parámetro de configuración al diámetro de la tubería para las secciones de la caldera de recuperación de calor, se ha determinado que para una tubería de 3.5 pulgadas, la generación de entropía mínima es de 19.7 MW/k m. Esta reducción de entropía del 90.48 % se logra mediante la reducción de los diámetros de las tuberías, que fueron de 1.14, 5.0, 4.9 y 3.9 pulgadas para el EVBP, EC, EVAP Y SC, respectivamente.

Abstract

This study focuses on a comprehensive thermoeconomic and constructal analysis of a two-pressure level combined cycle, with a specific emphasis on the thermoeconomic diagnosis of the cycle and the design of the heat recovery boiler of the “El Sauz” combined cycle power plant. Given the relevance of electricity generation systems based on the combined cycle to meet the country’s energy demands and their impact on economic development, the main objective of this research is to develop a methodology that allows determining the thermoeconomic costs and constructal parameters that ensure the optimal performance of a combined cycle power plant.

The analysis of the “El Sauz” cycle begins with a detailed thermodynamic study, including an energy analysis to characterize the thermodynamic properties of fluids under various operating conditions, and an exergy analysis that evaluates the system’s irreversibilities, thus identifying potential areas for improvement.

Subsequently, the theory of exergy costs is applied to identify the elements responsible for waste generation, including physical and chemical waste from exhaust gases, as well as the heat dissipated in the condenser. The costs associated with these wastes, as well as the costs of products and resources, are determined. Additionally, a thermoeconomic diagnostic analysis is carried out to evaluate the impact of a possible failure in the compressor by comparing the current operation with the intended design.

Finally, the study concludes with the constructal design of the heat recovery boiler, where the parameters that allow the maximum recovery of thermal energy in the system are estimated.

To carry out this analysis, the environmental conditions of pressure and temperature of the system operation, which are 0.803 bar and 20 °C, respectively, are considered. Under these conditions, the gas turbine produces a power output of 165 MW. On the other hand, the inlet conditions to the steam turbine are set at 470 °C and 45 bar.

The results of this study reveal that the gas turbine system operates with a thermal efficiency of 38.48 %, while the steam cycle operates with 32.07 %. A total of 81.61 % of the combustion gases’ heat is recovered, generating 73.21 MW in the steam cycle. Additionally, it is concluded that the gas turbine system operates with an exergetic efficiency of 42.79 %, while the steam turbine cycle reaches 55.34 %, with a combined cycle exergetic efficiency of 61.61 %.

It has been identified that within the gas turbine cycle (GT), the CC₂ stands out as the component with the highest generation of irreversibilities, reaching a total of 54.34 MW. On the other hand, in the steam cycle, the EVAP stands out as the element with the highest generation of irreversibilities, recording a value of 12.93 MW.

Regarding the exergoeconomic study, it has been determined that the cost of power generation for both the GT and the steam cycle is 2372.76 USD/h and 1705.35 USD/h, respectively. Moreover, it has been identified that the highest cost for physical waste occurs in CC1, while chemical waste presents the highest cost in CC2. Additionally, the cost associated

with the DAP heat amounts to 67.71 USD/h, 113.13 USD/h, and 143.32 USD/h, respectively.

In the thermoeconomic diagnosis, an increase in resource consumption of 5337.16 MW has been observed due to an anomaly in the compressor. Of this increase, 55.07 % corresponds to the increase in internal irreversibilities, 15.03 % to the increase in waste, and 29.90 % to the increase in final power. This increase in resource consumption due to internal malfunctions, external malfunctions, component dysfunctions, and total products contributes values of 822.41 kW, 35.86 kW, 1863.75 kW, and 2615.15 kW, respectively. On the other hand, in terms of costs, internal malfunctions, external malfunctions, and product dysfunction contribute 2170.14 kW, 551.88 kW, and 2615.15 kW, respectively. Finally, the additional cost of resource consumption is 56.14 USD/h, where the costs of external resources, malfunctions, and final product contribute -2.72 USD/h, 31.36 USD/h, and 27.51 USD/h, respectively.

In the constructal analysis, a configuration for the heat recovery boiler has been identified which, according to the constructal law, represents an evolution in system design, allowing for freer flow, greater slenderness, and better performance. By using the entropy generation per unit length and the configuration parameter to pipe diameter for the sections of the heat recovery boiler as a parameter, it has been determined that for a 3.5-inch pipe, the minimum entropy generation is 19.7 MW/km. This 90.48 % reduction in entropy is achieved by reducing the pipe diameters, which were 1.14, 5.0, 4.9, and 3.9 inches for EVBP, EC, EVAP, and SC, respectively.

Nomenclatura

Símbolos

A	área	(m ²)
Be	número de Bejan	(-)
c_p	calor específico a presión contantes	(kJ/(kgK))
c_v	calor específico a volumen contantes	(kJ/(kgK))
DF	disfunción	(kW)
D_h	diámetro hidráulico	m
\dot{E}	flujo de exergía	(MW)
ϵ	energía por unidad de masa	(kJ/kg)
E^*	costo exergético	(MW)
\dot{F}	flujo de recurso	(MW)
F^*	costo exergético de recurso	(MW)
F^*	factor de fricción	(-)
G	flux másico	(kg/sm ²)
\bar{h}	coeficiente promedio de transferencia de calor por convección	(kW/(m ² K))
\dot{H}	flujo de entalpía	(MW)
\tilde{h}	entalpía molar	(kJ/kmol)
h	entalpía específica	(kJ/kg)
\dot{I}	flujo de irreversibilidad	(MW)
k^*	costo exergético unitario	(-)
MF	malfunción	(kW)
MF*	costo de malfunción	(kW)
\dot{m}	flujo másico	(kg/s)
m	masa	(kg)
n	vector normal	(-)
N_s	número de generación de entropía	(-)
Nu	número de nusselt	(-)
\dot{P}	flujo de producto	(MW)
P	presión	(bar)
P^*	costo exergético de producto	(MW)
PCI	poder calorífico inferior	(kJ/kg _{comb})
PM	peso molecular	(kJ/kmol)
Pr	número de Prandtl	(-)
\dot{Q}	flujo de calor	(MW)
Q	calor	(kJ)
q	calor por unidad de masa	(kJ/kg)
q'	flujo de calor por unidad de longitud	(MW/m)

\dot{R}	flujo de residuo	(MW)
Re	número de Reynolds	(-)
R	constante universal	(8.314 kJ/(kmolK))
R^*	costo exergético de residuo	(MW)
rca	relación combustible aire	(kg _{comb} /kg _a)
\dot{S}	flujo de entropía	(MW/K)
\dot{S}'_{gen}	generación de entropía por unidad de longitud	(MW/(mK))
S	entropía	(kJ/K)
s	entropía específica	(kJ/(kgK))
St	número de Stanton	(-)
T	temperatura	(K)
TET	temperatura de entrada a la turbina	(K)
t	tiempo	(s)
V	volumen	(m ³)
v	velocidad	(m/s)
v	volumen específico	(m ³ /kg)
\dot{W}	potencia	(MW)
w	trabajo por unidad de masa	(kJ/kg)
W	trabajo	(kJ)
x	composición molar	(%)
y	coeficiente de distribución asociado al recurso	(-)
\dot{Z}	costo de mantenimiento y operación	(USD/h)

Símbolos griegos

$\dot{\Pi}$	producción de entropía	(kW/K)
Δ	incremento	(-)
η	eficiencia	(-)
γ	relación de calores específicos	(-)
λ	exceso de aire	(-)
∇	operador nabla	(1/m)
Π	costo exergoeconómico	(USD/h)
π	relación de presiones	(-)
Ψ	funcion de exergía	(MW)
ψ	coeficientes de distribución del residuo	(-)
ρ	densidad	(kg/m ³)
ε	exergía expecífica	(kJ/kg)
y	coeficientes de distribución del producto	(-)

Abreviaturas

CC	ciclo combinado, cámara de combstión
C	compresor
CCC	central de ciclo combinado
CFE	Comisión Federal de Electricidad
comb	combustible
COND	condensador
CRC	caldera de recuperación de calor

DAP	domo de alta presión
DBP	domo de baja presión
DEA	deareador
EC	economizador
EV	EnViromental
EVAP	evaporador de alta presión
EVBP	evaporador de baja presión
g	estado relacionado a la turbina de gas
GE	generador eléctrico
M	máquina
MT	máquina térmica
SC	sobrecalentador
SEV	Sequential EV
TAP	turbina de alta presión
TBP	turbina de baja presión
TET	temperatura de entrada a la turbina
TG	turbina de gas
TV	turbina de vapor
VC	volumen de control

Subíndices

i	elemento
0	medio ambiente
A	superficie de alta temperatura
a	aire
B	superficie de baja temperatura
comb	combustible
c	control
fa	flama adiabática
gc	gases de combustión
g1... g6	estados termodinámicos de la TG
ge	gases de escape
gen	generada
k	componente
k	material
m	motor
max	máxima
per	perdida
PP	Pinch-Point
prom	promedio
r	reservorio
ref	referencia
rev	reversible
sic	isoentrópica de compresión
sit	isoentrópica de expansión
tot	total

Superíndices

CH	química
k	potencial, interna
p	potencial
PH	física
Q	calor
r	externa

Índice general

Índice de figuras	XVI
Índice de tablas	XVIII
Introducción	1
Resumen de capítulos	4
1. Pregunta de investigación y objetivos	6
2. Ecuaciones fundamentales	7
2.1. Ecuación de balance	7
2.1.1. Ecuación de conservación de masa	8
2.1.2. Conservación de energía	11
2.1.3. Segunda ley de la termodinámica	12
3. Caso de Estudio	14
3.1. Turbina de Gas Aeroderivada Alstom GT24	15
3.2. Ciclo de Vapor	16
4. Estudio Energético	18
4.1. Análisis energético de la GT24	19
4.1.1. Potencia máxima	20
4.1.2. Combustión	22
4.1.3. Estados termodinámicos	24
4.1.4. Parámetros de desempeño	24
4.2. Análisis energético del ciclo de TV	25
4.2.1. Eficiencia Térmica máxima del ciclo de vapor	26
4.2.2. Parámetros de desempeño	27
4.3. Análisis energético a la CRC	28
4.4. Análisis energético del ciclo combinado	29
4.4.1. Ciclo combinado ideal	29
4.4.2. Ciclo combinado considerando la eficiencia de la CRC	30
4.4.3. Ciclo combinado (caso de estudio)	32
4.5. Resultados	32
5. Estudio exergético	37
5.1. Segunda ley de la termodinámica	37
5.1.1. Entropía	38

5.1.2.	Reversibilidad e Irreversibilidad	40
5.1.3.	Flujo de generación de entropía para sistemas abiertos	41
5.2.	Exergía	41
5.2.1.	Medio ambiente	43
5.2.2.	Máximo trabajo disponible y trabajo perdido	44
5.2.3.	Exergía asociada con una transferencia de trabajo	45
5.2.4.	Exergía asociada con el calor transferido	46
5.2.5.	Componentes de la exergía	47
5.3.	Análisis exergético de la GT24	47
5.3.1.	Parámetros de desempeño exergéticos de la GT24	49
5.4.	Análisis exergético del ciclo de vapor	51
5.4.1.	Parámetros de desempeño exergéticos del ciclo de la TV	53
5.5.	Análisis exergético de la CRC	54
5.6.	Análisis Exergético del Ciclo Combinado	56
5.7.	Resultados	56
6.	Estudio termoeconómico	61
6.1.	Estructura productiva de la GT24	62
6.2.	Estructura productiva de la CRC	64
6.3.	Estructura productiva del ciclo de vapor	65
6.4.	Sistemas disipativos	67
6.5.	Estructura productiva del ciclo combinado	69
6.6.	Costos exergéticos	70
6.7.	Modelo FPR	72
6.7.1.	Coeficientes de distribución	73
6.8.	Costos exergéticos	80
6.9.	Formación de los costos exergoeconómicos del residuo.	83
6.10.	Proceso de imputación de los costos exergoeconómicos a los productos y residuos	84
6.11.	Modelo PFR	86
6.11.1.	Coeficientes de recirculación	86
6.11.2.	Costo exergético unitario del producto	99
6.11.3.	Costo exergético unitario del recurso	100
6.11.4.	Costo exergético unitario del residuo	100
7.	Diagnóstico termoeconómico	106
7.1.	Ahorro técnico de exergía	106
7.2.	Impacto en el combustible	108
7.3.	Malfunciones y Disfunciones	111
7.4.	Costos exergéticos de las Malfunciones y Disfunciones	115
7.5.	Costos exergoeconómicos del impacto en el combustible	117
8.	Estudio Constructal	119
8.1.	Evolución	119
8.1.1.	Sistemas de transferencia de calor	120
8.2.	Mínima generación de entropía	125
8.3.	Número de generación de entropía	131
9.	Conclusiones	134

Índice de figuras

1.	Diagrama esquemático de un ciclo combinado	2
2.	Evolución de la Termodinámica	3
3.1.	Ciclo combinado con combustión secuencial.	15
3.2.	Turbina de gas secuencial	16
3.3.	Diagrama esquemático del Ciclo de Turbina de Vapor	17
4.1.	Diagramas de la GT24	20
4.2.	Diagrama de Carnot de la GT24	21
4.3.	Diagrama Temperatura - Entropía del ciclo de vapor	26
4.4.	Perfil de temperaturas energético.	28
4.5.	Ciclo combinado representado mediante un diagrama de bloques	29
4.6.	Diagrama de bloques de un CC considerando la eficiencia de la CRC	31
4.7.	Exceso de aire en función de la relación de presiones del compresor.	32
4.8.	Trabajo motor por unidad de masa en función de la relación de presiones del compresor.	33
4.9.	Calor suministrado por unidad de masa en función de la relación de presiones del compresor.	33
4.10.	Eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor.	34
4.11.	Potencia generada por el ciclo de vapor en función de la relación de presiones del compresor.	34
4.12.	Flujo de calor suministrado a la CRC en función de la relación de presiones del compresor.	35
4.13.	Potencia generada del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor.	36
4.14.	Eficiencia térmica del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor.	36
5.1.	Proceso de transferencia de calor del VC al medio ambiente	44
5.2.	Proceso de transferencia de calor del VC a $T > T_o$	46
5.3.	Diagrama Exergía - Entalpía de la GT24	48
5.4.	Diagrama esquemático del ciclo de Vapor	52
5.5.	Diagrama Exergía - Entalpía del ciclo de vapor	52
5.6.	Perfil exergético de la CRC	55
5.7.	Porcentaje de la eficiencia exergética, total y flujo de irreversibilidad de los sistemas del CC.	57
5.8.	Flujo de recursos en función de la relación de presiones del compresor	57
5.9.	Flujo de productos en función de la relación de presiones del compresor	58
5.10.	Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor	59
5.11.	Flujo de residuos en función de la relación de presiones del compresor	59

5.12. Eficiencia exergética del CC en función de la relación de presiones del compresor	60
6.1. Estructura física de la turbina de gas GT24	62
6.2. Estructura productiva de la GT24	64
6.3. Estructura física y productiva de la CRC	65
6.4. Estructura física y productiva del ciclo de vapor	66
6.5. Estructura física del ciclo combinado de dos niveles de presión	68
6.6. Estructura productiva del ciclo combinado	69
6.7. Distribución del producto del elemento i	72
6.8. Contribución a la formación del recurso del elemento i	72
6.9. Modelo FPR	73
6.10. Coeficiente de distribución	73
6.11. Coeficiente de distribución asociados al producto del medio ambiente	75
6.12. Costo exergético del producto de los elementos que integran al ciclo combinado	82
6.13. Balance de costos extendido	85
6.14. Coeficiente de recirculación	87
7.1. Impacto en el combustible en función del incremento de los consumos unitarios	110
7.2. Impacto en el combustible ocasionado por una malfunción	111
7.3. Impacto en el combustible en función de las Malfunciones y disfunciones	114
7.4. Costos de las malfunciones y disfunciones	116
8.1. Ingeniería termodinámica	121
8.2. Línea de tiempo de la termodinámica constructal	122
8.3. Flujo de calor a través de una brecha de temperatura finita.	123
8.4. Diferentes configuraciones de aletas.	123
8.5. Velocidad en cada sección de la CRC en función del diámetro de la tubería, a) velocidad de vapor en el EVBP, EC y EVAP; b) velocidad de vapor en el SC.	128
8.6. a) Número de Re en el EVBP, EC y EVAP en función del diámetro de la tubería, b) Número de Re de vapor en el SC.	129
8.7. a) Generación de entropía por unidad de longitud en cada sección de la CRC en función del diámetro de la tubería, b) Generación de entropía en la CRC.	129
8.8. Número de generación de entropía a través de una sección de tubería.	133

Índice de tablas

4.1. Propiedades tecnológicas de la GT24	19
4.2. Composición del gas natural	22
4.3. Constantes para el calor específico a presión constate.	23
4.4. Propiedades termodinámicas del ciclo de la GT24	24
4.5. Propiedades termodinámicas de la TV	26
5.1. Balances de exergía en los equipos de la GT24	49
5.2. Eficiencias exergéticas de los equipos de la GT24	50
5.3. Balances de exergía en los equipos de la GT24	53
5.4. Eficiencias exergéticas de los equipos del ciclo de la TV	54
5.5. Balances de exergía en los elementos de la CRC	55
5.6. Eficiencias exergéticas de los elementos que integran a la CRC	56
6.1. Propiedades termodinámicas de la turbina de gas GT24	63
6.2. Propiedades termodinámicas de la caldera de recuperación de calor	64
6.3. Propiedades termodinámicas del ciclo de vapor	66
6.4. Recurso, producto e irreversibilidad de los equipos que integran al sistema de turbina de gas	71
6.5. Coeficientes de distribución	76
6.6. Matriz de los coeficientes de distribución de los residuos asociados a la exergía física de los gases de escape.	77
6.7. Matriz de los coeficientes de distribución de los residuos asociados a la exergía química de los gases de escape.	78
6.8. Matriz de los coeficientes de distribución de los residuos asociados al calor disipado en el condensador.	79
6.9. Flujo del recurso, producto y residuo de los elementos que integran al ciclo combinado	80
6.10. Costo exergético de los elementos que integran al ciclo combinado	82
6.11. Costo exergético del producto, en función del flujo exergético del producto la irreversibilidad y los residuos	83
6.12. Costo exergético del producto, recurso y residuo de los elementos que integran al ciclo combinado	86
6.13. Coeficientes de recirculación	88
6.14. Coeficientes de recirculación asociados al residuo físico	89
6.15. Coeficientes de recirculación asociados al residuo químico	90
6.16. Coeficientes de recirculación asociados al residuo del calor disipado en el condensador	91
6.17. Matriz FPR	92
6.18. Coeficientes técnicos de los componentes productivos	94

6.19. Coeficientes técnicos asociado al residuo físico	95
6.20. Coeficientes técnicos asociado al residuo químico	96
6.21. Coeficientes técnicos asociado al residuo del calor	97
6.22. Flujos de exergía obtenidos a partir de los coeficientes técnicos	99
6.23. Costos exergéticos unitarios del recurso, producto y residuo de cada elemento del sistema de ciclo combinado	101
6.24. Matriz de irreversibilidad	103
7.1. Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combi- nado de dos niveles de presión	107
7.2. Matriz $\Delta\kappa_{ij}$	109
7.3. Impacto en el combustible del sistema de ciclo combinado	111
7.4. Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combi- nado de dos niveles de presión	114
7.5. Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combi- nado de dos niveles de presión	116
7.6. Impacto en el combustible en función de la variación en el costo exergoe- conómico de los recursos externos	117
7.7. Costo exergoeconomico del impacto en el consumo de combustible del sistema de ciclo combinado	118
8.1. Propiedades del agua-vapor	129
8.2. Número de Bejan y Número de Reynolds.	130
8.3. Número de Reynolds para un diámetro de tubería de 3.5 Pulg.	132
8.4. Contribución en la generación de entropía en cada sección de la CRC	132

Introducción

La generación de energía eléctrica se obtiene principalmente del uso de combustibles fósiles. Sin embargo, la disminución de estos recursos ha generado preocupaciones significativas, dada su sobreexplotación en países desarrollados y en desarrollo. En respuesta a esto, se ha buscado reemplazar los combustibles fósiles con fuentes alternativas de energía. Aunque las energías renovables han surgido como una alternativa, su viabilidad sigue siendo cuestionable debido a su menor rentabilidad en la generación eléctrica. Una forma para reducir el consumo de combustibles fósiles en los sistemas de generación eléctrica es aprovechar o recuperar la energía térmica residual generada en estos sistemas industriales (Liu et al., 2019). Esto conlleva a una reducción en las emisiones de gases contaminantes, resultantes de la quema de combustibles fósiles, que podrían ser utilizados como excedente para generar la cantidad necesaria de energía eléctrica mediante su recuperación.

Los sistemas de generación de energía eléctrica más utilizados actualmente son las centrales de ciclos combinados (CCC), por su alta eficiencia térmica, menor consumo de combustibles fósiles y bajos niveles de emisiones de gases de efecto invernadero en comparación con otras tecnologías de generación eléctrica (Franco and Russo, 2002). En México, estas centrales predominan, contando actualmente con 83 instalaciones con una capacidad total instalada de 28,084 MW, lo que representa aproximadamente el 37 % de la capacidad instalada a nivel nacional. La mayor parte de esta generación eléctrica mediante CCC (58.7 %) se concentra en los estados de Querétaro, Hidalgo, Tamaulipas, Nuevo León, Veracruz, Baja California y Chihuahua (Altamirano, 2020).

Las centrales de ciclo combinado (CC), como se ilustra en la Figura 1, combinan el ciclo Joule-Brayton (superior) con el ciclo Rankine (inferior) a través de una caldera de recuperación de calor (CRC). Su principio fundamental consiste en aprovechar los gases de escape que salen de la turbina de gas del ciclo Joule-Brayton para generar vapor en una caldera de recuperación de calor, que luego se utiliza en la generación de energía eléctrica en el ciclo Rankine. La CRC es el componente encargado de recuperar la energía térmica de los gases de escape, para generar vapor a diferentes niveles de presión (Aliyu et al., 2020). Las centrales de ciclo combinado avanzadas que utilizan 2 ó 3 niveles de presión pueden alcanzar eficiencias térmicas de hasta un 60 % (Almajali and Quran, 2021) y (Horlock, 1995).

En la actualidad, los estudios centrados en las centrales de ciclo combinado (CCC) se basan en la aplicación de la termoeconomía, una disciplina que combina la exergía y la economía con el fin de evaluar sistemáticamente los costos exergoeconómicos de los sistemas térmicos (Frangopoulos, 2009). Los análisis exergéticos, como es conocido, permiten cuantificar las irreversibilidades generadas en cualquier proceso de producción a través de un balance de exergía de las corrientes de materia, el cual se basa únicamente en variables físicas y medibles. No obstante, los costos exergéticos, que evalúan la cantidad de exergía requerida para generar un flujo de materia o exergía, no se definen únicamente por propiedades medibles, sino también por la eficiencia del proceso productivo (Torres et al., 1996). Uno de los desafíos en la aplicación del análisis termoeconómico es que se basa en la estructura física

del sistema de energía, lo que puede llevar a definir de manera ambigua el producto útil del sistema, siendo crucial la experiencia del analista o los alcances del estudio (Picallo-Perez et al., 2019). Esto se ilustra en la Figura 1.

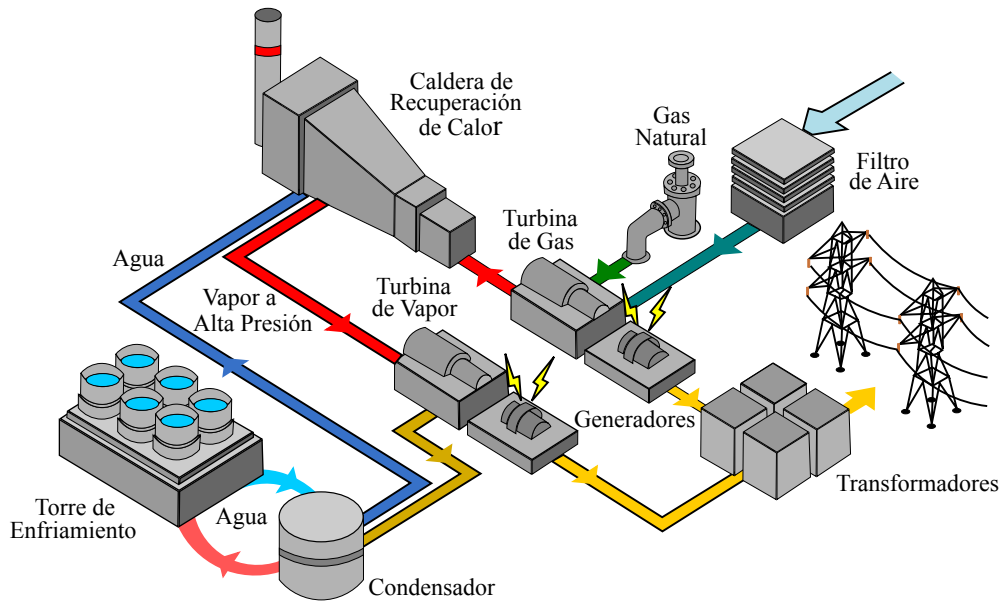


Figura 1: Diagrama esquemático de un ciclo combinado

Ante el problema mencionado, se han creado diferentes técnicas de automatización, que se pueden clasificar en métodos de cálculo, que se apoyan en ecuaciones diferenciales para optimizar el diseño, y métodos algebraicos, que se centran en la asignación lógica de los costos de productos del sistema. Entre los métodos de cálculo se incluyen el Primer Enfoque Exergo-Económico (FEA), el Análisis Funcional de Ingeniería (EFA) y la Teoría Estructural. Por otro lado, entre los métodos algebraicos se encuentran el Enfoque de Economía Exergética (EEE), el Enfoque del Último que Entra, Primero en Salir (LIFOA) y el Enfoque Específico de Costos Exergéticos (SPECO).

La automatización ha llevado a que la mayoría de los métodos de contabilidad de costos termoeconómicos se centren en el proceso de producción, dejando de lado el costo asociado a la generación de residuos. Por esta razón, para asignar de manera adecuada los costos en sistemas de poligeneración, como las centrales de ciclo combinado (CCC), que emiten gases de escape al medio ambiente y disipan calor en el condensador, es necesario entender dónde se originan estos residuos y cuáles son los costos asociados a su reducción o eliminación (Nebra et al., 2011). Así como existe un proceso para determinar los costos de los productos funcionales, también existe un proceso para determinar los costos de los residuos (Nebra et al., 2011). Los residuos representan una pérdida de exergía que conlleva un costo inherente, el cual debe ser asignado a los productos útiles del sistema, afectando así los costos de las corrientes internas. La correcta asignación de los costos de los residuos implica identificar cómo se forman estos costos, ya que cada componente productivo debe cargar únicamente la parte del costo de los residuos a la que contribuyó. Esta asignación se realiza mediante relaciones de distribución de costos, aunque no existe una forma definitiva de determinar estas proporciones (Denise et al., 2020).

Basándonos en lo mencionado anteriormente, este estudio empleará la Teoría Termoeconómica, la cual considera tanto la formación del producto funcional como la del residuo, mediante el acoplamiento de la exergoeconomía simbólica. Esta última ayuda a formular

los sistemas de ecuaciones de forma matricial, facilitando así la resolución genérica de la contabilidad de costos. Además, se llevará a cabo el diagnóstico termoeconómico para visualizar cómo se comportan los sistemas que integran la central de ciclo combinado (CCC) cuando se modifica algún parámetro, manteniendo constante la potencia de la Turbina de Gas (TG). Dentro del ámbito de la termoeconomía, los impactos de un malfuncionamiento se cuantifican mediante la cantidad adicional de recursos requeridos para alcanzar la misma producción, en comparación con el diseño o las condiciones de referencia, considerando tanto la calidad como la cantidad (Torres et al., 2002).

La aplicación de la teoría constructal en la termodinámica, propuesta por Bejan en 1996, es de gran importancia. En contraste con la termodinámica tradicional, que consideraba los sistemas como cajas negras con flujos de entrada y salida, sin estructura interna, la termodinámica constructal introduce nuevas propiedades a los sistemas termodinámicos, como configuración, objetivo, dimensiones y libertad para transformarse. La ley constructal, representada en la Figura 2 (Bejan, 2016), cumple la función de una ley física al unificar disciplinas como la física, biología, matemáticas, ingeniería y ciencias sociales, al mismo tiempo que sitúa los conceptos de vida, organización y evolución en el ámbito de la física. Esta teoría constituye una puerta abierta hacia nuevos avances, especialmente en áreas donde la evaluación del diseño es crucial para el desempeño. Por tanto, la implementación de la teoría constructal en la caldera de recuperación de calor (CRC) de un ciclo combinado, cuyo diseño es de suma importancia para la recuperación de la energía térmica de los gases de escape y el rendimiento general de la planta, resulta altamente beneficiosa.

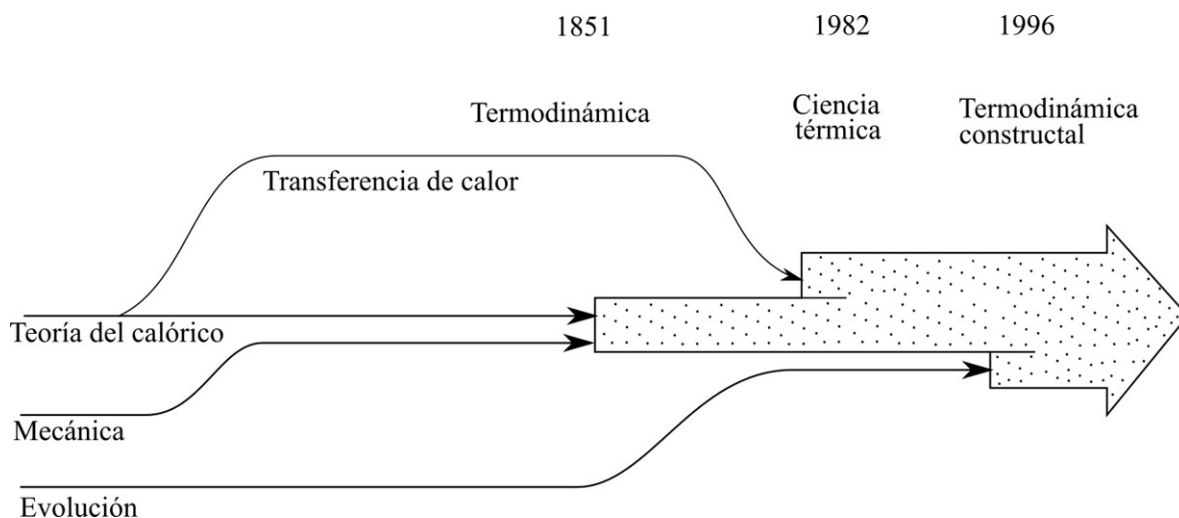


Figura 2: Evolución de la Termodinámica

Uno de los principales aportes de este trabajo radica en su potencial como herramienta para determinar los costos de producción del producto útil en relación con la generación de residuos, así como en su capacidad para mejorar la comprensión en sistemas de ciclo combinado y el diseño de calderas de recuperación de calor.

Resumen de los capítulos

El objetivo de este proyecto de tesis es describir el comportamiento termoeconómico (termodinámico y económico) de un ciclo combinado de dos niveles de presión. Ya que estos sistemas son de gran importancia para satisfacer las necesidades eléctricas de la población y para el desarrollo económico de cualquier país. El alcance de este proyecto aunado al estudio termoeconómico, es determinar el diámetro óptimo de las tuberías en las secciones de la caldera de recuperación de calor para mejorar la recuperación de energía en los gases de escape.

El segundo capítulo presenta las ecuaciones de cambio, que son esenciales para el estudio termodinámico y el desarrollo de los siguientes capítulos, tales como: la ecuación de continuidad y la primera y segunda ley de la termodinámica.

El tercer capítulo presenta el caso de estudio a tratar (ciclo combinado de dos niveles de presión), donde se describe el funcionamiento del sistema así como todos los elementos que lo integran.

Los capítulos cuatro y cinco se centran en el estudio termodinámico de la central de ciclo combinado, que implica la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica. Esto se lleva a cabo utilizando la estructura física de la central de ciclo combinado, donde se determinan las propiedades termodinámicas del sistema en función de los parámetros de operación, tecnológicos y las condiciones ambientales. Además, se realiza un análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica, en el cual se determinan las exergías físicas, químicas y asociadas a la transferencia de calor en cada proceso relacionado con la generación de energía eléctrica. Estos análisis permiten calcular los parámetros de desempeño, como la eficiencia exergética, la eficiencia de defecto y las irreversibilidades internas y externas.

El sexto capítulo muestra la aplicación de la termoeconomía simbólica, identificada como el enfoque más prometedor para llevar a cabo de manera sistemática la contabilidad de los costos exergéticos. Se desarrolla la estructura productiva del sistema al identificar los recursos (F) y productos (P) de cada equipo que compone el sistema, expresados en términos de exergía. Se determinan las relaciones de distribución para asignar costos a los residuos, lo cual es de gran importancia, ya que marca la diferencia entre un análisis exergoeconómico tradicional y uno mejorado. Finalmente, mediante la termoeconomía simbólica, se formulan la representación FPR (Recurso-Producto-Residuo) y la representación PFR (Producto-Recurso-Residuo). Estas representaciones observan el proceso de conversión de energía en ambas direcciones, de entrada a salida y viceversa. La representación FPR se utiliza principalmente en la contabilidad de costos, mientras que la representación PFR resulta muy útil para realizar un diagnóstico termoeconómico.

En el séptimo capítulo se implementa el diagnóstico termoeconómico asociado a una anomalía en el compresor; en este caso, una disminución en la eficiencia isoentrópica del 1%. A partir de esto, se determinó el impacto en el consumo de combustible, las disfunciones y malfunciones asociadas a éste. Finalmente se determinan los costos exergoeconómicos aso-

ciados a este incremento en el consumo de recursos adicionales ocasionados por la anomalía en el compresor.

Finalmente, el octavo capítulo presenta a la ley constructal, que establece, en un sistema de tamaño finito, que la configuración de los flujos evoluciona oportunamente para proporcionar un mejor acceso a sus corrientes, eso se deriva del objetivo global del sistema sujeto a restricciones globales. Esto se aplicando en la caldera de CRC que tiene como objetivo calentar la corriente de agua/vapor, lo cual, se debe lograr de manera más compacta, lo que significa menos volumen, peso y costos de fabricación. En este caso, la transferencia de calor y la mecánica de fluidos se combinan con la termodinámica (ley constructal) para inducir el parámetro clave de la configuración de flujo de la CRC, es decir, diámetro óptimo de los tubos.

Capítulo 1

Pregunta de investigación y objetivos

Pregunta de investigación

¿Es viable económicamente y estructuralmente, operar una central de ciclo combinado bajo las condiciones térmicas óptimas?

Objetivo general

Determinar los parámetros termoeconómicos constructales de una central de ciclo combinado donde se establezca el mejor desempeño.

Objetivos específicos

- Llevar a cabo el análisis utilizando la primera ley de la termodinámica con la finalidad de conocer las propiedades térmicas del fluido de trabajo a lo largo de sistema.
- Utilizar el análisis exergético en el ciclo combinado para identificar los procesos principales que generan irreversibilidades y las áreas de mejora en el sistema.
- Aplicar la teoría económica, teniendo en cuenta tanto la formación del producto funcional como la del residuo, y otorgar una interpretación física a la formulación matemática de las reglas de asignación de costos y el diagnóstico.
- Implementar la teoría constructal en la caldera de recuperación de calor con el fin de identificar los principales parámetros geométricos que permitan el mejor desempeño.

Capítulo 2

Ecuaciones fundamentales

Las ecuaciones diferenciales que describen el cambio de masa, cantidad de movimiento y energía se derivan de la mecánica estadística de no equilibrio. Estas ecuaciones aplican las leyes de conservación de masa, momento y energía a los componentes microscópicos de un sistema. Cada término en estas ecuaciones representa una característica continua que engloba propiedades mecánicas y fenómenos de transporte, como cantidad de movimiento, calor, difusión y reacción química. Para obtener las ecuaciones que gobiernan el movimiento de un fluido, hay dos enfoques principales. El primero adopta una perspectiva molecular, tratando al fluido como un conjunto de moléculas cuyo movimiento se rige por las leyes de la dinámica. En este enfoque, se postula que los fenómenos macroscópicos surgen del movimiento molecular, y la teoría busca predecir el comportamiento macroscópico de los fluidos a partir de las leyes de la mecánica y la teoría de la probabilidad (Hernández et al., 2005). Para los fluidos que no se encuentran muy alejados del equilibrio, dicho enfoque genera las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía (Currie and Currie, 2002). La segunda forma de obtener las ecuaciones que gobiernan el movimiento de un fluido es el concepto del continuo. En este enfoque se ignoran las moléculas individuales y se supone que el fluido está formado por materia continua. Por lo cual, en cada punto del fluido continuo existe un valor único de velocidad, presión, densidad y otras llamadas “variables de campo”, por lo que se requiere que esta materia continua se rija bajo las leyes que gobiernan el comportamiento de los fluidos (masa, momento y energía). Lo anterior da al surgimiento de un conjunto de ecuaciones diferenciales que gobiernan las variables de campo y sus soluciones definen las variables de campo con el espacio y el tiempo, y éstas representan el valor medio de la magnitud molecular de esa variable de campo en cada posición y tiempo correspondientes.

Estas ecuaciones son importantes para el estudio de cualquier sistema y en este capítulo se muestra el desarrollo de sus deducciones y reducciones para su aplicación a sistemas unidimensionales mediante, el enfoque del continuo, ya que la gran mayoría de los fenómenos de la mecánica de fluidos se encuentran dentro del dominio del continuo.

2.1. Ecuación de balance

Se puede expresar cualquier propiedad extensiva que se asuma que cumple con la hipótesis del continuo de la siguiente manera:

$$\lim_{\Delta M \rightarrow 0} \frac{\Delta \Phi}{\Delta M} = \Phi \quad (2.1)$$

La conservación de cualquier propiedad intensiva Φ que tiene por unidades (u/kg), se puede definir de la siguiente manera

$$\frac{d}{dt} \int_{V_m} \rho \Phi dV = \int_{S_m} (...) ds + \int_{V_m} (...) dV \quad (u/s) \quad (2.2)$$

2.1.1. Ecuación de conservación de masa

La ley de conservación se aplica estrictamente a un volumen material V_m , el cual posee una velocidad en cada punto y se considera como un sistema que no es atravesado por ningún flujo macroscópico de masa. La aplicación de la ecuación (2.2) en este contexto se compone, en el lado derecho de la ecuación, de la integral de superficie y volumen que representan la difusión y la generación de Φ , respectivamente. En otras palabras, esta ecuación representa la ley de conservación específica y particular de la propiedad intensiva Φ . Por otro lado, el término del lado izquierdo de la ecuación representa la acumulación de Φ dentro del volumen de control.

Dado que el volumen material está en movimiento, es crucial emplear una generalización de la regla de Leibniz (Granados, 1996) para diferenciar las expresiones. Por consiguiente, la ley de conservación se reformula de la siguiente manera:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_m} \rho \Phi dV = \int_{V_m} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) dV + \int_{S_m} \rho \Phi v \cdot nds \quad (2.3)$$

La variación del material dentro del volumen material corresponde a la variación dentro del volumen y la superficie de control, es decir:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_m} \rho \Phi dV = \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \Phi dV + \int_{S_c} \rho \Phi (v - v_c) \cdot ndS \quad (2.4)$$

La ec. (2.4) es el Teorema de Transporte de Reynolds, dicha ecuación tiene amplias aplicaciones en diferentes campos (White, 1994). Lo más relevante es la aplicación de este teorema, es en el caso particular, donde el volumen de control se encuentra fijo en el espacio, es decir, cuando su velocidad v_c es nula. Por lo cual, la ec. (2.4) se puede reescribir como:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_m} \rho \Phi dV = \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \Phi dV + \int_{S_c} \rho \Phi v \cdot ndS \quad (2.5)$$

Esta expresión, ec. (2.5) es la representación de la ecuación diferencial de conservación de la propiedad Φ .

Para convertir la ecuación (2.5) en una función del continuo, se requiere fijar el volumen de control en el espacio ($v_c = 0$), lo que permite expresar todos los términos como integrales sobre el volumen V_m . Transformar los términos del lado derecho de la ecuación es más sencillo, mientras que el término del lado izquierdo requiere la aplicación del Teorema de Gauss. Las integrales y diferenciales de Φ se reescriben de la siguiente manera:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi)}_{\text{variación transitoria de } \rho \Phi} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \Phi v)}_{\text{Flujo saliente de } \rho \Phi} \quad u/(m^3s) \quad (2.6)$$

La ecuación (2.6) muestra una dependencia de (r, t) , lo que la hace corresponder a un campo euleriano. En este campo, las variables independientes son las coordenadas espaciales x, y, z y el tiempo t . Para derivar las ecuaciones de conservación en este marco, se debe centrar en el fluido que atraviesa el volumen de control fijo en el espacio. Por lo tanto, la cinemática pura del medio se representa mediante el campo vectorial $v(r, t)$. Por otro lado, la descripción lagrangiana o el marco lagrangiano considera la posición de una partícula particular r que cruza r_o en el tiempo inicial $t = 0$; es decir $r(r_o, t)$.

Por lo tanto, en este campo de referencia, x, y, z y el tiempo t ya no son variables independientes como en el campo euleriano. Si se conociera la cantidad de fluido que pasa por las coordenadas x_o, y_o y z_o , en algún momento, entonces su posición en cualquier momento posterior se puede obtener si se conocen las componentes de la velocidad u, v y w . Por tanto, la velocidad del campo es $v(r_o, t) = \frac{dr}{dt}$; mientras que, el campo lagrangiano es $\Phi = \Phi(r_o, t)$. Transformar de un sistema a otro se obtienen igualando el campo euleriano v a $\frac{dr}{dt}$. Entonces, una ecuación diferencial que describe la trayectoria (r_o, t) y permite convertir $v(r, t)$ y $\Phi(r, t)$ en $v(r_o, t)$ y $\Phi(r_o, t)$ o al revés.

Cuando se trata de derivar una ecuación diferencial de conservación, es necesario derivar la distribución lagrangiana con respecto al tiempo con referencia a partículas materiales; pero, es conveniente, en la mayoría de los casos, distribuciones eulerianas. Para esto basta considerar que r de la función $\Phi(r, t)$ es la trayectoria que sigue una determinada partícula. Como resultado, la velocidad de la partícula es simplemente $v = \frac{dr}{dt}$ y mediante la aplicación de la regla de la cadena es posible obtener el diferencial total, es decir

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{\partial\Phi}{\partial t} + \frac{\partial\Phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\Phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\Phi}{\partial z} \frac{dz}{dt} = \frac{\partial\Phi}{\partial t} + \frac{\partial\Phi}{\partial x} v_x + \frac{\partial\Phi}{\partial y} v_y + \frac{\partial\Phi}{\partial z} v_z \quad (2.7)$$

o bien de manera general

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{\partial\Phi}{\partial t} + v_x \cdot \nabla\Phi \quad (2.8)$$

donde $\frac{d\Phi}{dt}$ es la diferencial sustancial y muestra que no solo $\frac{d\Phi}{dt}$ cambia con el tiempo, sino que también cambia debido a la entrada y salida de las partículas del volumen diferencial con diferentes valores de velocidad. Mientras que, $v_x \cdot \nabla\Phi$ es la derivada convectiva.

Descomponiendo los términos de la ec. (2.6), para introducir una derivada sustancial, mediante las reglas del cálculo vectorial, es decir

$$\frac{d}{dt}(\rho\Phi) + \nabla \cdot (\rho v\Phi) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + v \cdot \nabla(\rho\Phi) + \rho\Phi \nabla \cdot v \quad (2.9)$$

o bien

$$\underbrace{\frac{d}{dt}(\rho\Phi)}_{\text{variación total de } \rho\Phi} + \underbrace{\rho\Phi \nabla \cdot v}_{\text{expansión volumétrica}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)}_{\text{variación transitoria de } \rho\Phi} + \underbrace{v \cdot \nabla(\rho\Phi)}_{\text{variación convectiva de } \rho\Phi} + \underbrace{\rho\Phi \nabla \cdot v}_{\text{expansión volumétrica}} \quad (2.10)$$

Para la continuidad, la variación con respecto al tiempo de expansión volumétrica ($\nabla \cdot v$), para un volumen de material pequeño (δV), por consideraciones cinemáticas se expresa como

$$\nabla \cdot v = \frac{1}{\delta V} \frac{dV}{dt} \quad (2.11)$$

Ya que δV es infinitesimal, tiene una masa igual a $\delta m = \rho \delta V$. Entonces, dividiéndola por t , se obtiene

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho \delta V) = \frac{d\rho}{dt} \delta V + \rho \frac{dV}{dt} = 0 \quad (2.12)$$

dividiendo por δV

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot v = 0 \quad (2.13)$$

donde $\frac{d\rho}{dt}$ es la variación con respecto al tiempo del cambio de la densidad y sus unidades son $[\text{kg}/(\text{m}^3\text{s})]$. Este resultado representa a la ley de conservación de la masa o ecuación de continuidad; la cual establece que la masa se conserva en un elemento de volumen infinitamente pequeño.

De acuerdo a lo anterior, es posible escribir la variación total eliminando el efecto de expansión volumétrica de la ec. (2.10). Partiendo de la ecuación de continuidad

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot v = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot v = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) \quad (2.14)$$

O bien, de acuerdo con la ec. (2.6)

$$\frac{d}{dt}(\rho \Phi) + \nabla \cdot (\rho v \Phi) = \rho \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} + v \cdot \nabla \Phi \right) + \Phi \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) \right] \quad (2.15)$$

Por lo tanto, la variación diferencial también se expresa como

$$\rho \frac{d\Phi}{dt} = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla \Phi \quad (2.16)$$

Todas las expresiones anteriormente son válidas para flujos compresibles y fluidos de densidad variable. En general, la ec. (2.16) es la forma más común de la ley de conservación diferencial de cualquier propiedad intensiva Φ (u/kg) y tiene unidades de (u/m³s). Entonces, en general, la derivación de cualquier ley física puede lograrse siguiendo el procedimiento explicado anteriormente.

Flujo unidimensional y flujo constante

Muchos análisis de ingeniería se facilitan en gran medida con la suposición de un flujo unidimensional. En los límites de flujo de muchos sistemas de ingeniería, el flujo no es sólo unidimensional sino también constante; es decir, independientes del tiempo. Estas condiciones permiten simplificaciones importantes en las ecuaciones de cambio macroscópicas

El balance de masa macroscópico para un sistema unidimensional, de flujo estacionario con límites fijos, se obtiene a partir de la ecuación (2.13). La integral de volumen es cero ya que la masa dentro del sistema es constante, por lo tanto

$$\frac{dm}{dt} = \int_V \rho dV = 0 = - \int_A \rho (v - v_A) \cdot \mathbf{n} dA = \rho A v_2 - \rho A v_1 \quad (2.17)$$

donde, A es el área de la sección transversal de la corriente de flujo perpendicular al flujo másico y v es la velocidad promedio en la sección transversal. Aplicando la ecuación anterior a cualquiera de los dos puntos de una corriente unidimensional de flujo estacionario se obtiene

$$\rho A v = \text{constante} \quad (2.18)$$

2.1.2. Conservación de energía

La obtención de la ecuación de conservación de energía se fundamenta en el primer principio de la termodinámica. Este principio establece que el cambio temporal de la energía (interna y cinética) de una partícula fluida es igual al cambio temporal del suministro de calor a la partícula fluida, sumado al cambio temporal del trabajo realizado sobre la partícula, más la velocidad a la que se libera energía electromagnética dentro del cuerpo (Bejan, 2016).

$$\frac{d}{dt} \int_V \left(\rho e + \frac{1}{2} \rho v^2 \right) dV = - \int_A \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} dA + \int_A \mathbf{t}_{(n)} \cdot \mathbf{v} dA + \int_V \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{v} dV + \int_V \Phi dV \quad (2.19)$$

El lado izquierdo de la ec. (2.19) representa el cambio temporal de la energía interna y cinética del cuerpo; mientras que, el primer término del lado derecho representa la velocidad a la que se transmite calor al cuerpo en la superficie del cuerpo, A . El segundo y tercer término denotan la velocidad a la que se efectúa el trabajo superficial y el relacionado con las fuerzas (gravitacionales, electrostáticas y electromagnéticas). Por último, el último término del lado derecho de la ecuación representa la tasa de generación de calor debido a efectos electromagnéticos.

El penúltimo término de la ec.(2.19) es el cambio temporal de la energía potencial del cuerpo cuando \mathbf{g} representa un campo de fuerza conservador independiente del tiempo, es decir

$$\mathbf{g} = \nabla \phi \quad (2.20)$$

Usando el teorema del transporte de Reynolds para escribir

$$\int_V \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{v} dV = - \int_V (\rho \nabla \phi) \cdot \mathbf{v} dV = \frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV \quad (2.21)$$

Sustituyendo ec. (2.21) en la ec. (2.20) se tiene que

$$\frac{d}{dt} \int_V \left(\rho e + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \phi \right) dV = - \int_A \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} dA + \int_A \mathbf{t}_{(n)} \cdot \mathbf{v} dA + \int_V \Phi dV \quad (2.22)$$

Expresando en términos usados en la termodinámica

$$\dot{E}_U + \dot{E}_K + \dot{E}_P = \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.23)$$

En la ec.(2.23) se desprecia el término de la fuente electromagnética. Integrando la ecuación con respecto al tiempo se obtiene

$$\Delta E_U + \Delta E_K + \Delta E_P = Q + W \quad (2.24)$$

donde

$$\Delta E_U = U(t_2) - U(t_1)$$

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad W = \int_{t_1}^{t_2} \dot{W} dt$$

2.1.3. Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica determina qué procesos pueden o no ocurrir en la naturaleza, ya que no todos los procesos permitidos por la primera ley de la termodinámica lo son por la segunda ley. Es decir, solo ciertos tipos de conversiones de energía pueden tener lugar. Aunque existen varias versiones que enuncian la segunda ley de la termodinámica, los principales enunciados son los siguientes:

Enunciado de **Kelvin - Planck**

No se puede fabricar una máquina térmica que, al funcionar en un ciclo, no haga más que absorber energía térmica de una fuente y realizar una cantidad igual de trabajo.

Enunciado de **Clausius**

No es factible crear una máquina cíclica que simplemente transfiera calor de manera continua de un cuerpo a otro que se encuentre a una temperatura más alta.

De acuerdo con los dos enunciados anteriores, la segunda ley de la termodinámica se establece de la siguiente manera

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (2.25)$$

El signo de desigualdad de la ec.(2.25) corresponde al proceso irreversible; mientras que, el signo de igualdad corresponde al proceso reversible. Para eliminar la desigualdad se requiere considerar al calor y trabajo perdido en el proceso. Entonces, para una sustancia compresible la ec. (2.25)

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta W_L}{T} \quad (2.26)$$

en función del tiempo se expresa como

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + \frac{1}{dt} \left(\frac{\delta W_L}{T} \right) \quad (2.27)$$

donde $\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{T} \right)$ corresponde a las pérdidas externas, debido al cambio de temperatura en la superficie; mientras que, $\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta W_L}{T} \right)$ corresponde a las pérdidas internas debido a las irreversibilidades del fluido

Como el calor se transfiere a través de la superficie y el trabajo perdido se da en el volumen de control; entonces el primer y segundo término del lado derecho de la ec. (2.27) se pueden reescribir como

$$\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = \frac{1}{dt} \int_A \frac{\left(\frac{Q}{A} \right)}{T} dA \quad (2.28)$$

$$\frac{1}{dt} \left(\frac{\delta W}{T} \right) = \frac{1}{dt} \int_V \frac{\left(\frac{W_L}{V} \right)}{T} dV \quad (2.29)$$

la variación de la entropía dS corresponde a entropía que sale del sistema en el tiempo $t + \delta t$ menos la entropía que entra al sistema en el tiempo, es decir

$$S_e = S_t + s_e \delta m_e \quad (2.30)$$

$$S_s = S_{t+\delta t} + s_s \delta m_s \quad (2.31)$$

Sustituyendo las ecs. (2.28), (2.29), (2.30) y (2.31) en (2.27), se tiene que

$$\frac{(S_{t+\delta t} - S_t)}{\delta t} + \frac{(s_s \delta m_s - s_e \delta m_e)}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \int_A \frac{(\dot{Q})}{T} dA + \frac{1}{\delta t} \int_V \frac{(\dot{W}_L)}{T} dV \quad (2.32)$$

Aplicando el límite cuando $\delta t \rightarrow 0$

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i = \int_A \frac{(\dot{Q})}{T} dA + \int_V \frac{(\dot{W}_L)}{T} dV \quad (2.33)$$

La ecuación anterior representa la expresión de la segunda ley de la termodinámica para sistemas abiertos con múltiples entrada y salidas; aplicando la integral, también se puede reescribir como:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\Pi} \quad (2.34)$$

donde $\dot{\Pi}$ representa a la producción de entropía y tiene unidades de (kW/K).

Capítulo 3

Caso de Estudio

Los estudios realizados al mercado de generación de energía han mostrado que las turbinas de gas y las centrales de ciclo combinado son de gran interés, debido a sus bajos costos de inversión y producción de electricidad, su rápida construcción, su elevada disponibilidad y su bajo nivel de generación de emisiones. En México, parte de la energía eléctrica se produce en centrales generadoras que utilizan distintas fuentes de energía. Actualmente, México cuenta con 17 Centrales de Ciclo Combinado (CCC) que son propiedad de Comisión Federal de Electricidad (CFE). Estas centrales están compuestas por dos subsistemas: uno de tipo turbogas y otro de turbina de vapor, que aprovecha el calor residual del primero para generar vapor. Estas unidades están enlazadas a un generador de energía que transforma la energía mecánica producida en ambos subsistemas en electricidad.

En este proyecto de investigación, el sistema de estudio es la CCC. “El Sauz”, que es una de las 17 CCC de CFE. Esta central se encuentra ubicada en el poblado de El Sauz, municipio de San Pedro Escobedo, Querétaro, México. Inició su operación en 1980 en una primera etapa, que estaba integrada por las unidades de turbinas de gas 1, 2 y 3, que en conjunto generaban 150 MW; es decir, 50 MW cada una. En 1984 se inició la construcción de la unidad 4, una unidad de vapor que adicionaba 68 MW, dando lugar a la unidad 1 de ciclo combinado.

La CCC unidad 2 con capacidad de 129 MW se compone de dos nuevos generadores de turbina de gas (unidad 5 y 6) los cuales comenzaron a operar en 1998 y 2002, respectivamente. Para completar esta unidad de ciclo combinado se instaló la unidad de vapor 7, con una capacidad de 128 MW, y comenzó a operar en diciembre de 2003.

La CCC unidad 3 comenzó a operar en 2012 con una inversión de 158 millones de dólares, y consistió en modernizar la unidad de vapor 4 y el reemplazo de las unidades 1, 2 y 3 por una sola turbina de gas (unidad 8) con el fin de dar cumplimiento a las normas ambientales vigentes. Su funcionamiento inició el 10 de marzo de 2014 y cuenta con una capacidad de 205 MW.

Con los ciclos combinados 2 y 3, la Central “El Sauz”, cuenta con una capacidad para generar 591 MW y puede suministrar un promedio anual 3,900 GW hora de energía eléctrica, principalmente a los estados de Guanajuato, Hidalgo y Querétaro.

Este estudio se enfoca en la CCC unidad 3 que está compuesta por una unidad de turbina de gas aeroderivada Alstom GT24 con combustión secuencial y una unidad de ciclo de vapor con caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión, tal y como se muestra en la Figura 3.1.

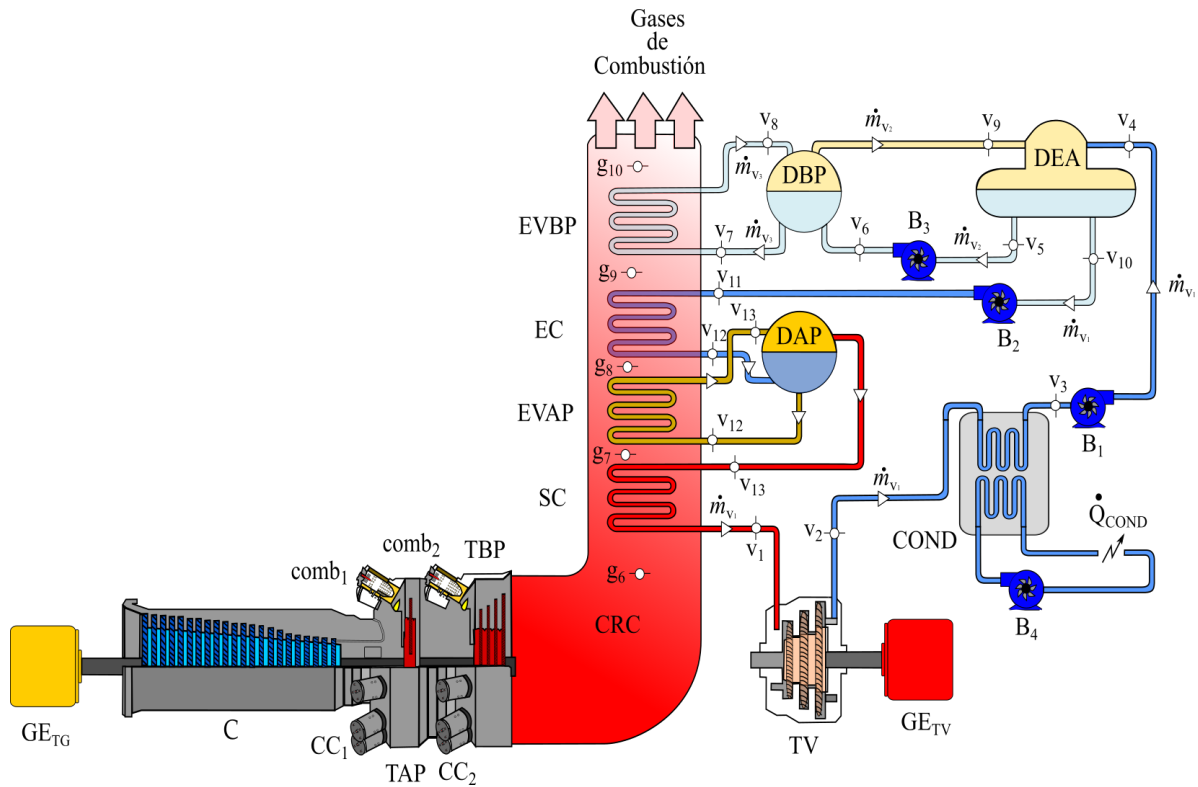


Figura 3.1: Ciclo combinado con combustión secuencial.

3.1. Turbina de Gas Aeroderivada Alstom GT24

La turbina de gas Alstom GT24 pertenece a la familia de turbinas de gas ABB y su ciclo de potencia contiene un proceso de combustión secuencial. Este sistema fue anunciado en 1993 como la primera turbina moderna de combustión de un solo eje. La Figura 3.2 muestra el diagrama esquemático de dicha turbina de gas.

Las primeras turbinas de gas con combustión secuencial desarrolladas por la industria ABB fueron la GT24 y GT26. La GT26 opera a 50 Hz y genera 240 MW, mientras que, la GT24 opera a 60 Hz y genera 165 MW. Este par de turbinas ofrecían un mayor desempeño con una mejora en la eficiencia térmica de hasta 4% con respecto a los sistemas de aquella época (Joos et al., 1996). Así mismo, estas turbinas utilizan tecnologías ya comprobadas y las aplican de manera única para resolver problemas en la industria de la generación de energía. Es bien sabido que, una de las posibles medidas para aumentar la eficiencia térmica de una turbina de gas corresponde a aumentar la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina. Sin embargo, esta medida requiere de un mayor consumo de combustible que a su vez conduce a un aumento en las emisiones de gases contaminantes y en los costos de operación. Para atender esta problemática, ABB desarrolló los sistemas de combustión secuencial para combinar la compactidad con alta potencia, eficiencia y confiabilidad, además de bajas emisiones.

El sistema GT24 ofrece un 50% más de potencia que la turbina GT11N2, ambas turbinas tienen las mismas dimensiones (10 x 5 m). Este aumento está relacionado con el incremento en la relación de presiones de compresión y la integración de un proceso de combustión secuencial. Además, la temperatura de los gases de escape de la GT24 es de 616 °C, lo cual hace atractivo su integración en un ciclo combinado (Fruttschi, 1994). La turbina GT24

cuenta con un compresor de 22 etapas y una relación de presiones de 30:1; está integrada por dos turbinas, la primera es de una sola etapa con una relación de presiones 2:1, mientras que la segunda es de cuatro etapas. La primera cámara de combustión es anular y tiene 30 quemadores EnVironmental (EV) secos de baja producción de NOx. Los quemadores EV permiten una combustión con bajas emisiones de NOx sin inyección de vapor de agua. La segunda cámara de combustión es de tipo Sequential EV (SEV), que permite controlar los efectos de autoignición y asegura un buen mezclado entre los gases de combustión de la primera cámara y el suministro adicional de combustible, para así favorecer una baja emisión de NOx (Sattelmayer et al., 1990).

En la GT24 el aire a condiciones ambiente (g_1) entra al compresor centrífugo de 22 etapas (C). El aire comprimido (g_2) ingresa a la cámara de combustión (CC_1) y se mezcla con el combustible para dar lugar a la reacción de combustión que produce los gases de combustión (g_3). Posteriormente, los gases de combustión se expanden en la turbina de alta presión (TAP) para generar trabajo. Los gases salientes de la TAP (g_4) entran a una segunda cámara de combustión (CC_2) para reaccionar con más combustible a la misma temperatura de la CC_1 . Finalmente, los gases de combustión producidos en CC_2 (g_5) ingresan a la turbina de baja presión (TBP) para generar trabajo y expandirse hasta la presión atmosférica (g_6).

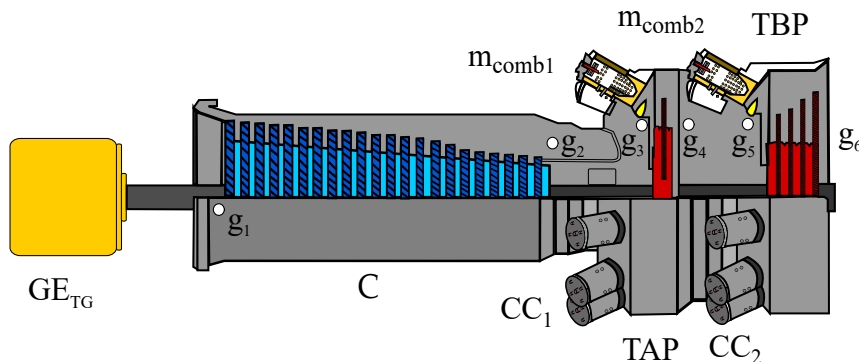


Figura 3.2: Turbina de gas secuencial

3.2. Ciclo de Vapor

El vapor generado en la caldera de recuperación de calor (CRC) mediante el aprovechamiento de la energía térmica residual de los gases de combustión que salen de la GT24 (TG) es enviado a una turbina de vapor (TV) para generar potencia.

De acuerdo a la Figura 3.3, el flujo de vapor vivo (\dot{m}_{v1}) que sale del sobrecalentador (SC) se expande en la TV hasta la presión de operación del condensador y resulta en una mezcla líquido-vapor. La disminución de la entalpía del vapor al expandirse genera la potencia de este ciclo. En el condensador la mezcla líquido-vapor cede su calor latente al agua de enfriamiento para salir como líquido saturado. Éste es bombeado al deaerador (DEA), en donde se extraen dos corrientes de agua (\dot{m}_{v1} y \dot{m}_{v2}) a condiciones de saturación.

- El flujo \dot{m}_{v2} es bombeado al domo de baja presión (DBP), por un lado sale una corriente de líquido saturado (\dot{m}_{v3}), que es enviada al evaporador de baja presión (EVBP), y por otro lado, se extrae una corriente de vapor saturado para ingresar nuevamente al DEA. En el EVBP el líquido saturado pasa a vapor saturado y es recirculado al DBP.
- El flujo \dot{m}_{v1} es bombeado al economizador (EC) y sale como líquido saturado para ingresar al domo de alta presión (DAP). Del DAP se extrae una corriente de líquido

saturado que es alimentada al evaporador de alta presión (EVAP) para evaporarlo a la condición de saturado y recircularlo al DAP. Finalmente, el vapor saturado extraído del DAP es enviado al sobrecalentador (SC) para acondicionarlo a las condiciones de vapor vivo requeridas para su ingreso a la turbina de vapor.

Para que ocurra el proceso de condensación, el ciclo externo de agua de enfriamiento elimina el calor latente de la corriente de vapor húmedo para que el cambio de fase tenga lugar. Este ciclo es accionado por una bomba (B_4) alimentada con parte de la potencia generada por la TV.

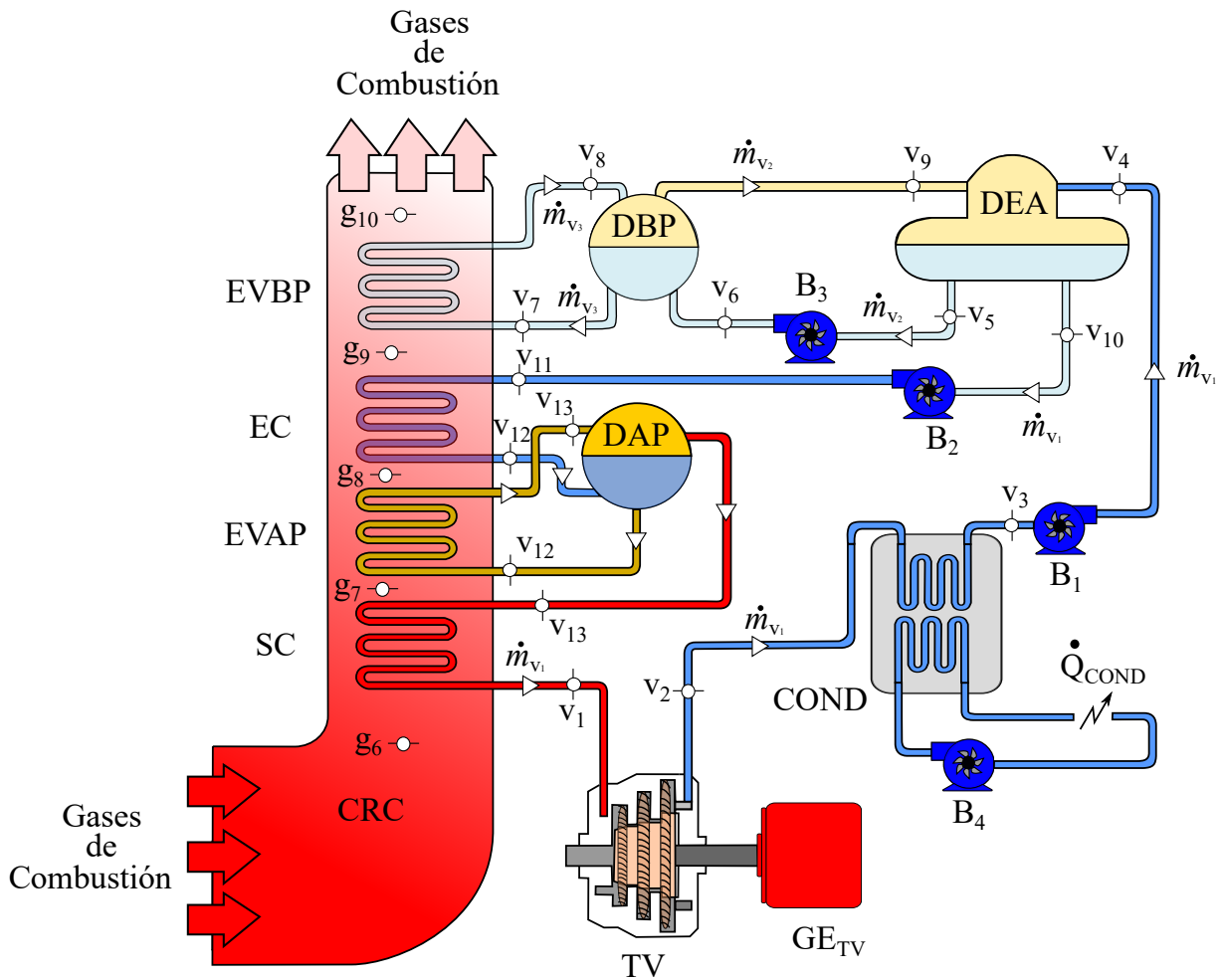


Figura 3.3: Diagrama esquemático del Ciclo de Turbina de Vapor

Capítulo 4

Estudio Energético

Desde hace ya una década, el crecimiento y desarrollo de la población ha provocado un aumento drástico en la demanda de energía, que va ligado con el agotamiento acelerado de los recursos fósiles. Por este motivo, muchos países han reevaluado sus políticas energéticas y han tomado medidas para reutilizar o tratar de eliminar los residuos generados por el uso de estos recursos (Prasad et al., 2013). Desde una perspectiva ambiental y de acuerdo con los requisitos de la Directiva Europea (Commission, 2010), la generación de energía debe realizarse con la mayor eficiencia de conversión posible y con el menor impacto ambiental. Debido a esto, la comunidad científica ha enfocado sus investigaciones en los sistemas de conversión de energía, y en el desarrollo de otras alternativas para mejorar estos sistemas y disminuir el consumo de recursos (Cengel et al., 2011). Gracias a esto, se han realizado múltiples investigaciones enfocadas al análisis térmico, con la finalidad de mejorar la eficiencia en las plantas de generación de energía, sin la necesidad de cambiar la fuente energética primaria (Şöhret et al., 2015). La introducción de los ciclos combinados, reflejan un avance en la búsqueda de aumentar la eficiencia de los sistemas de generación de energía eléctrica convencionales (Khaliq and Kaushik, 2004). Esto dio lugar al desarrollo de sistemas de turbinas de gas enfocadas a esta aplicación; las cuales han sido de gran interés por su bajo costo y rápida fabricación. Como resultado de la implementación de los ciclos combinados, la eficiencia de conversión basada en la primera Ley de la Termodinámica, que tenía un rango que iba del 35 % al 55 % en las centrales eléctricas convencionales, fue incrementada hasta valores cercanos al 60 % (Franco and Casarosa, 2002), (Javadi et al., 2021) y (Mehrpanahi et al., 2023).

Los análisis de sistemas energéticos, basados solamente en la primera Ley de la Termodinámica, no determina las pérdidas de energía que ocurren durante los procesos; lo cual, es una limitación de la misma, ya que no reflejan su desempeño real (Ibrahim and Rahman, 2015). Esta limitación se puede cubrir mediante el análisis combinado de la primera y segunda Ley de la Termodinámica; es decir, mediante un análisis exergético (Ball, 2015). El concepto de exergía tiene sus raíces en la noción de energía útil, un principio fundamental en la Termodinámica que ha sido explorado y revisado por varios físicos e ingenieros a lo largo del tiempo. Entre los principales contribuyentes se destaca Gibbs, quien en 1873, cincuenta años después de los trabajos de Carnot, introdujo el concepto de energía disponible de un sistema y su entorno, este concepto hace referencia al trabajo máximo útil (trabajo realizado por encima del entorno o medio ambiente), mediante cualquier proceso posible (Gibbs, 1948). Gouy en 1889 continuó con el trabajo desarrollado por Gibbs e introdujo el concepto de trabajo perdido, que fue la base de la segunda ley de la Termodinámica (Gouy, 1889). Después de esto, el concepto de energía útil comenzó a aplicarse inicialmente en Europa,

como se evidencia en el trabajo realizado por el alemán Stodola (Stodola, 1898); en Estado Unidos por DeBaufre (DeBaufre, 1925), Darrieus (Darrieus, 1930) y Keenan (Keenan, 1932). Este último desarrolló el concepto de disponibilidad (Keenan, 1951). En los años posteriores, se realizaron contribuciones significativas, destacando el trabajo de Birnie y Obert, quienes emplearon el análisis fundamentado en la segunda Ley de la Termodinámica para identificar las pérdidas en una central termoeléctrica (Birnie and Obert, 1949). En 1961, Gaggioli examinó los conceptos de exergía térmica, mecánica y química, así como sus interrelaciones (Gaggioli, 1961); y en 1963, Obert y Gaggioli presentaron por primera vez un enfoque hacia la definición de la eficiencia exergética, la cual se define como la relación entre la exergía del producto deseado y la exergía de las entradas necesarias para llevar a cabo dicho proceso (Obert and Gaggioli, 1963).

Dado el objetivo actual de reducir el consumo de recursos energéticos y minimizar el impacto ambiental, el análisis exergéticos ha sido la herramienta principal para cumplir este propósito en sistemas térmicos; ya que, mediante el análisis de segunda Ley de la Termodinámica, se considera la calidad de la energía, más que su cantidad (Şöhret et al., 2015). Este enfoque supera las limitaciones del análisis basado únicamente en la primera Ley de la Termodinámica, al ofrecer información detallada sobre los procesos que generan las mayores pérdidas de energía, es decir, las mayores irreversibilidades en el sistema. Además, contribuye a comprender la interrelación entre la energía, el medio ambiente, los aspectos económicos y la sostenibilidad (Ahmadi et al., 2011) y (Romero and Linares, 2014). A continuación se presenta la implementación del análisis energético y exergético a la central de ciclo combinado el Sauz.

4.1. Análisis energético de la GT24

En las centrales convencionales, las turbinas de gas (TG) son las encargadas de la generación de energía y por tal razón son utilizados a nivel mundial (Alklaibi et al., 2016). El funcionamiento de estos sistemas se rige bajo el principio de operación del ciclo Brayton y su desempeño se ve afectado por parámetros tanto tecnológicos como ambientales. En esta sección se presenta el análisis energético de la turbina de gas con postcombustión GT24, descrita en la sección 3.1.

Las propiedades de los estados termodinámicos de la TG se determinan a partir de los parámetros tecnológicos y las condiciones del medio ambiente ($T_0 = 20$ °C y $P_0 = 0.803$ bar). En la Tabla 4.1 se presentan los parámetros tecnológicos de operación del sistema. Las propiedades del medio ambiente, tales como temperatura y presión fueron tomadas del diagrama térmico de la CCC, mientras que las propiedades tecnológicas de la GT24 fueron tomados de su ficha técnica (Joos et al., 1996).

Tabla 4.1: Propiedades tecnológicas de la GT24

π_C	η_{sic}	η_{sit}	TET	T_{ge}	\dot{W}	PCI	ΔP_{CC}
(-)	(-)	(-)	(°C)	(°C)	(MW)	(kJ/kg _{comb})	(bar)
30	0.88	0.90	1250	616	165	49,854.53	0.04

En el diagrama $T - s$ representado en la Figura 4.1b, se ilustran los diferentes procesos

que siguen los fluidos de trabajo a lo largo del ciclo de la TG: compresión (g_2-g_1), suministro de calor (g_2-g_3) y (g_4-g_5), así como las expansiones en las TAP y TBP (g_3-g_4 y g_5-g_6). Los estados g_3 y g_5 muestran las temperaturas más altas del sistema, ya que representan los gases de combustión que salen de las cámaras de combustión respectivas. En las expansiones (g_3-g_4) y (g_5-g_6) los gases de combustión sufren una disminución en su presión y temperatura, porque su contenido energético es utilizado para generar la potencia mecánica en las TAP y TBP. Así mismo, la temperatura de operación de la turbina de gas está acotada por cuatro temperaturas: la temperatura de flama adiabática de la combustión T_{fa} , la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina TET , la temperatura de los gases de escape T_{ge} , y la temperatura del medio ambiente T_0 .

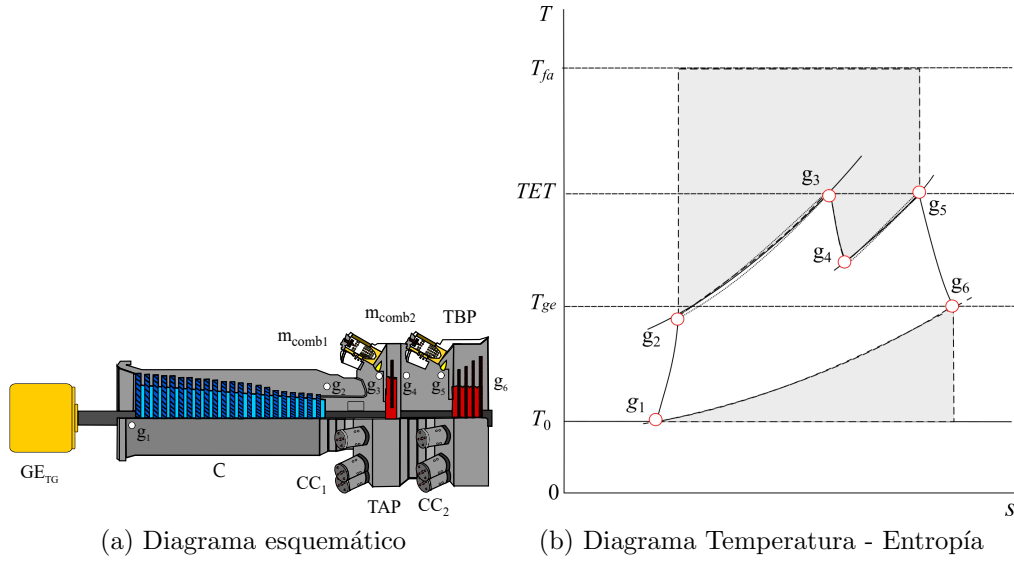


Figura 4.1: Diagramas de la GT24

4.1.1. Potencia máxima

El desempeño termodinámico máximo (máxima potencia y eficiencia) de un sistema térmico GT24 sujeto a restricciones de tamaño, se analiza considerando un motor que opera irreversiblemente entre un depósito de alta temperatura (T_{fa}) y otro de baja (T_0), tal y como se muestra en la Figura 4.2. La máxima potencia motora de la GT24, $\dot{W}_{m,max}$, se obtiene mediante la siguiente expresión

$$\dot{W}_{m,max} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{TET}{T_{ge}} \right) \quad (4.1)$$

donde, \dot{Q}_A es el flujo de calor suministrado al sistema y está dado por

$$\dot{Q}_A = (\bar{h}A)_A(T_{fa} - TET) \quad (4.2)$$

Mientras que, el flujo de calor rechazado hacia el depósito de baja temperatura se expresa de la siguiente manera

$$\dot{Q}_B = (\bar{h}A)_B(T_{ge} - T_0) \quad (4.3)$$

En las ecs. (4.2) y (4.3), \bar{h} es el coeficiente de transferencia de calor por convección total, referido a la superficie de contacto, A es área de superficie de contacto térmico depósito-motor y, el término $\bar{h}A$ representa a la conductancia de la transferencia de calor (Bejan, 2016).

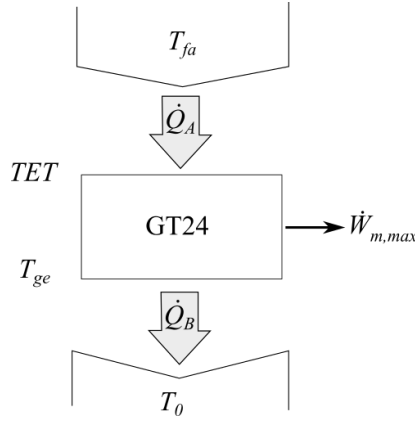


Figura 4.2: Diagrama de Carnot de la GT24

La eficiencia térmica sujeta a las restricciones de tamaño está dada por

$$\eta = \frac{\dot{W}_{m,max}}{\dot{Q}_A} = 1 - \frac{T_0}{TET - \frac{\dot{Q}_A}{(\bar{h}A)_B}} \quad (4.4)$$

Considerando que el sistema de la GT24 opera interactuando simultáneamente con dos intercambiadores de calor (el asociado a \dot{Q}_A y el asociado a \dot{Q}_B), la suma de las conductancias de la transferencia de calor está representada por la constante $\bar{h}A$, es decir

$$(\bar{h}A)_A + (\bar{h}A)_B = \bar{h}A \text{ (constante)} \quad (4.5)$$

Por lo tanto, se puede reescribir a la eficiencia térmica como

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{TET - \frac{\dot{Q}_A}{(1 - \xi)\bar{h}A}} \quad (4.6)$$

donde ξ es un coeficiente de proporcionalidad, que relaciona a $(\bar{h}A)_A$ y $(\bar{h}A)_B$ con $(\bar{h}A)$ de la siguiente manera

$$(\bar{h}A)_B = (1 - \xi)\bar{h}A \quad (4.7)$$

y

$$(\bar{h}A)_A = \xi\bar{h}A \quad (4.8)$$

La eficiencia térmica máxima del sistema GT24 se obtiene para $\xi_{opt} = 1/2$, (Bejan, 2013b); es decir

$$(\bar{h}A)_{A,opt} = (\bar{h}A)_{B,opt} = \frac{1}{2}\bar{h}A \quad (4.9)$$

por lo tanto

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \frac{T_0}{T_{fa}} \left(1 - \frac{4\dot{Q}_A}{T_A\bar{h}A} \right)^{-1} = \eta_{Carnot} \left(1 - \frac{4\dot{Q}_A}{T_A\bar{h}A} \right)^{-1} \quad (4.10)$$

De la ec. (4.10) se encuentra que la eficiencia máxima sujeta a restricciones de tamaño, es menor que la eficiencia de Carnot $(1 - T_0/T_{fa})$ cuando el sistema opera entre los mismos depósitos de temperatura. Esta eficiencia aumenta a medida que el tamaño total del sistema se incrementa; por lo tanto, es claro que el tamaño juega un papel muy importante.

4.1.2. Combustión

En la Tabla 4.2 se presenta la composición molar del gas natural utilizado en las reacciones, que se llevan a cabo en las cámaras de combustión CC₁ y CC₂ (Castro-Hernández et al., 2022).

Tabla 4.2: Composición del gas natural

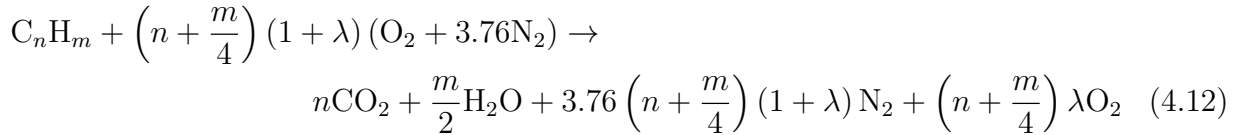
Compuesto	Fórmula	x (%)	n	m
Metano	CH ₄	96.87	1	4
Etano	C ₂ H ₆	2.85	2	6
Butano	C ₃ H ₈	0.24	3	8
n-Butano	C ₄ H ₁₀	0.03	4	10
i-Butano	C ₄ H ₁₀	0.01	4	10
C _{1,034} H _{4,069}			1.034	4.069

El poder calorífico inferior del gas natural cuya composición se reporta en la Tabla 4.2 es de 49,854.53 kJ/kg_{comb} y se obtuvo a partir de la siguiente ecuación (Reynolds and Perkins, 1980).

$$PCI = \sum_{i=1}^m x_{ri} \tilde{h}_{ri} - \sum_{i=1}^n x_{pi} \tilde{h}_{pi} \quad (4.11)$$

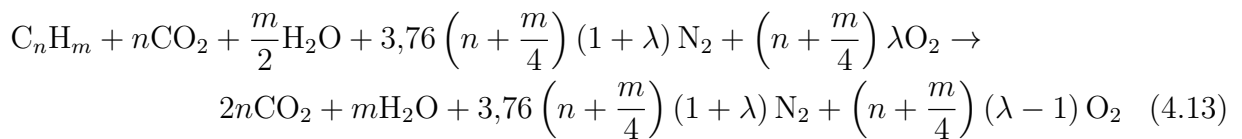
donde \tilde{h}_{ri} y \tilde{h}_{pi} , son las entalpías de formación de los reactivos y productos, respectivamente.

Como se mencionó en la Sección 3.1, la GT24 está integrada por dos cámaras de combustión. En la primera de ellas (CC₁) se lleva a cabo la siguiente reacción del gas natural con exceso de aire, el aire atmosférico esta compuesto por 21 % O₂ y 79 % N₂



Para la composición del gas natural mostrada en la Tabla 4.2, n y m tienen un valor de 1.034 y 4.069, respectivamente. Los valores de n y m se obtienen a partir de la suma de los productos del número de carbonos y hidrógenos presentes en cada compuesto, afectados por la fracción mol de dicho compuesto en el gas natural, es decir $n_i x_i$ y $m_i x_i$. Por lo tanto, la fórmula química condensada del gas natural es C_{1.034}H_{4.069}. En la ec. (4.12), λ denota el exceso de aire, que es la cantidad de aire extra necesaria para que la combustión se realice de forma completa.

En la segunda cámara de combustión (CC₂) se lleva a cabo la postcombustión de una cantidad adicional de gas natural (\dot{m}_{comb_2}) con los gases de combustión producidos en la CC₁. Esta reacción se da ya que los gases de combustión de la CC₁ son ricos en oxígeno. De esta manera, la reacción química de la postcombustión está dada por



El exceso de aire para llevar a cabo la combustión de un mol de combustible siguiendo la ec. (4.12) se determina a partir del balance de energía en la CC₁ asumiéndola como

adiabática, considerando que la temperatura de alimentación del aire es T_2 y la temperatura de salida de los gases de combustión es $T_3 = TET$,

$$\lambda = \frac{n \left[\bar{h}_f^o + \tilde{h}_{T_3} - \bar{h}_{T_{ref}}^o \right]_{\text{CO}_2} + \left(\frac{m}{2} \right) \left[\bar{h}_f^o + \tilde{h}_{T_3} - \bar{h}_{T_{ref}}^o \right]_{\text{H}_2\text{O}} + 3,76 \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\tilde{h}_{T_3} - \tilde{h}_{T_2} \right]_{\text{N}_2}}{\left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\tilde{h}_{T_2} - \tilde{h}_{T_3} \right]_{\text{O}_2} + 3,76 \lambda \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\tilde{h}_{T_2} - \tilde{h}_{T_3} \right]_{\text{N}_2}} - \frac{\left[\bar{h}_f^o + \tilde{h}_{T_{comb}} - \bar{h}_{T_{ref}}^o \right]_{\text{C}_n\text{H}_m} + \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\bar{h}_f^o + \tilde{h}_{T_2} - \bar{h}_{T_{ref}}^o \right]_{\text{O}_2}}{\left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\tilde{h}_{T_2} - \tilde{h}_{T_3} \right]_{\text{O}_2} + 3,76 \lambda \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\tilde{h}_{T_2} - \tilde{h}_{T_3} \right]_{\text{N}_2}} \quad (4.14)$$

donde el superíndice o denota el estado de referencia estándar $T^o = 25^\circ\text{C}$ y $P^o = 1,01325$ bar.

La composición de los gases producidos en ambas cámaras se determina a partir de las reacciones de combustión y postcombustión, así como de la ecuación del exceso de aire. La composición de estos gases es útil para calcular sus capacidades caloríficas a presión y volumen constante (c_p y c_v) y la $x = R/c_p$. Considerando que estos gases se comportan como una mezclas de gases perfectos. Las expresiones para obtener el c_p , R y c_v son las siguientes

$$c_p = \sum_{i=1}^N x_i c_{pi} \quad (4.15)$$

$$R = \frac{R_u}{\sum_{i=1}^N x_i P M_i} \quad (4.16)$$

De la ecuación de Mayer se tiene que

$$c_v = c_p - R \quad (4.17)$$

La expresión para estimar el calor específico a presión constante de cada uno de los compuestos (Rivkin and Wagman, 1988), se determina a partir de la siguiente correlación

$$c_{pi} = \sum_{i=1}^9 C_i \left(\frac{T}{1000} \right)^{i-2} \quad (4.18)$$

donde, las constantes se presentan en la Tabla 4.3

Tabla 4.3: Constantes para el calor específico a presión constante.

Compuesto	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉
CO ₂	0	17.64	93.72	-130.37	153.97	-139.99	83.15	-27.57	3.83
O ₂	0	33.05	-41.83	148.02	-205.02	145.36	-52.29	7.57	0
N ₂	0	28.29	12.69	-72.41	185.36	-220.42	137.35	-43.80	5.66
H ₂ O	0.73	27.88	8.44	11.98	-16.09	13.63	-6.47	1.18	0
Aire	0	29.43	-1.61	-11.99	68.82	-98.24	64.88	-20.90	2.66

4.1.3. Estados termodinámicos

Las propiedades de presión y temperatura de los estados termodinámicos del sistema GT24, se obtienen a partir de los modelos matemáticos presentados en la Tabla 4.4; estos modelos se encuentran en función de parámetros tecnológicos y del medio ambiente.

Tabla 4.4: Propiedades termodinámicas del ciclo de la GT24

Estado	Flujo másico	Temperatura	Presión
g ₁	\dot{m}_a	T_a	P_a
g ₂	\dot{m}_a	$T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^{x_a} - 1) \right]$	$P_1 \pi_c$
g ₃	\dot{m}_{gc1}	TET	$P_2 \left(1 - \frac{\Delta P_{CC1}}{P_2} \right)$
g ₄	\dot{m}_{gc1}	$T_3 \left[1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{sit}^{x_{gc}}} \right) \right]$	$P_5 \left(1 + \frac{\Delta P_{CC1}}{P_2} \right)$
g ₅	\dot{m}_{gc2}	TET	$\frac{P_6}{1 - \frac{1}{\eta_{sit}} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right)}$
g ₆	\dot{m}_{gc2}	T_{ge}	P_a

4.1.4. Parámetros de desempeño

Para determinar los parámetros de desempeño de la GT24, se requiere determinar el flujo de aire y el flujo de combustible. El flujo de aire que ingresa al sistema de turbina de gas se obtiene a partir de la relación de la potencia motor generada por el sistema y el trabajo motor específico:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{mTG}}{w_m} \quad (4.19)$$

el trabajo motor específico está dado por

$$w_m = (rca_1 + 1) w_{TAP} + (rca_1 + rca_2 + 1) w_{TBP} - w_c \quad (4.20)$$

Las relaciones de combustible aire 1 y 2, se obtienen a partir del balance de masa y energía en las correspondientes cámaras de combustión, y se expresan de la siguiente manera

$$rca_1 = \frac{h_{g3} - h_{g2}}{PCI - h_{g3}} \quad (4.21)$$

$$rca_2 = \frac{(rca_1 + 1) (h_{g5} - h_{g4})}{PCI - h_{g5}} \quad (4.22)$$

Por lo tanto

$$\dot{m}_{comb1} = \dot{m}_a rca_1 \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_{comb_2} = \dot{m}_a rca_2 \quad (4.24)$$

mientras que, los flujos de gases de combustión \dot{m}_{gc1} y \dot{m}_{gc2} que se presentan en la Tabla 4.4, se determinan de la siguiente manera

$$\dot{m}_{gc1} = \dot{m}_a + \dot{m}_{comb_1} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{gc2} = \dot{m}_a + \dot{m}_{comb_1} + \dot{m}_{comb_2} \quad (4.26)$$

Asimismo, los trabajos específicos de compresión y de expansión en las turbinas, se expresan de la siguiente manera

$$w_c = h_{g2} - h_{g1} \quad (4.27)$$

$$w_{TAP} = h_{g3} - h_{g4} \quad (4.28)$$

$$w_{TBP} = h_{g5} - h_{g6} \quad (4.29)$$

Las expresiones para determinar el calor suministrado en ambas cámaras de combustión se obtienen mediante el balance de masa y energía, para la CC₁

$$q_{sum_1} = (1 + rca_1)h_3 - h_2 \quad (4.30)$$

y para la CC₂

$$q_{sum_2} = (1 + rca_1 + rca_2)h_5 - (1 + rca_1)h_4 \quad (4.31)$$

La eficiencia térmica de la turbina de gas es la relación entre el w_m y el q_{sum_T} y se expresa como

$$\eta_{th} = \frac{(rca_1 + 1)w_{TAP} + (rca_1 + rca_2 + 1)w_{TBP} - w_c}{(1 + rca_1 + rca_2)h_5 + (1 + rca_1)(h_3 - h_4) - h_2} \quad (4.32)$$

Con los flujos obtenidos de las ecs. (4.19), (4.23) y (4.24) se determinan los flujos de entalpía y entropía de las corrientes de cada uno de los estados termodinámicos, es decir

$$\dot{H}_i = \dot{H}_{ref} - \dot{m}_i c_{p_i} (T_i - T_{ref}) \quad (4.33)$$

$$\dot{S}_i = \dot{m}_i \left[s_{ref} + c_{p_i} \ln \left(\frac{T_i}{T_{ref}} \right) - R_i \ln \left(\frac{P_i}{P_{ref}} \right) \right] \quad (4.34)$$

Para $i = 1, 2$, el fluido de trabajo es aire; y para $i = 3, 4$ e $i = 5, 6$, los fluidos de trabajos corresponden a los gases de combustión de las cámaras de combustión 1 y 2, respectivamente.

4.2. Análisis energético del ciclo de TV

El diagrama esquemático del ciclo de vapor se mostró en la sección 3.2. Para determinar las propiedades termodinámicas de los estados del sistema de TV (P, T, h, s y x), se parte de los parámetros tecnológicos y de operación que se presentan en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5: Propiedades termodinámicas de la TV

T_{v1} (°C)	P_{v1} (bar)	P_{cond} (bar)	η_{sit} (-)	η_{sib} (-)	$\Delta T_{PP_{EVAP}}$ (°C)
470	45	0.07	0.85	0.7	15

donde, la diferencia de temperatura de Pinch-Point está definido como

$$\Delta T_{PP_{EVAP}} = T_{g8} - T_{sat@P_{v1}} \quad (4.35)$$

Así mismo, se utilizó el programa libre Steam Table, un complemento de Excel, que contiene funciones para determinar las propiedades del agua a presiones entre 0.01 y 1,000 MPa y a temperaturas entre 0.01 °C y 2,000 °C.

La Figura 4.3 muestra el diagrama Temperatura - Entropía del ciclo termodinámico de la TV; también muestra a lo estados involucrados en la generación de potencia del ciclo. El diagrama está delimitado por cuatro temperaturas; la temperatura de los gases de escape (T_{ge}) de la GT24; la temperatura del vapor a la entrada de la TV (T_{v1}); la temperatura de condensación (T_{cond}) y finalmente la temperatura del medio ambiente (T_0).

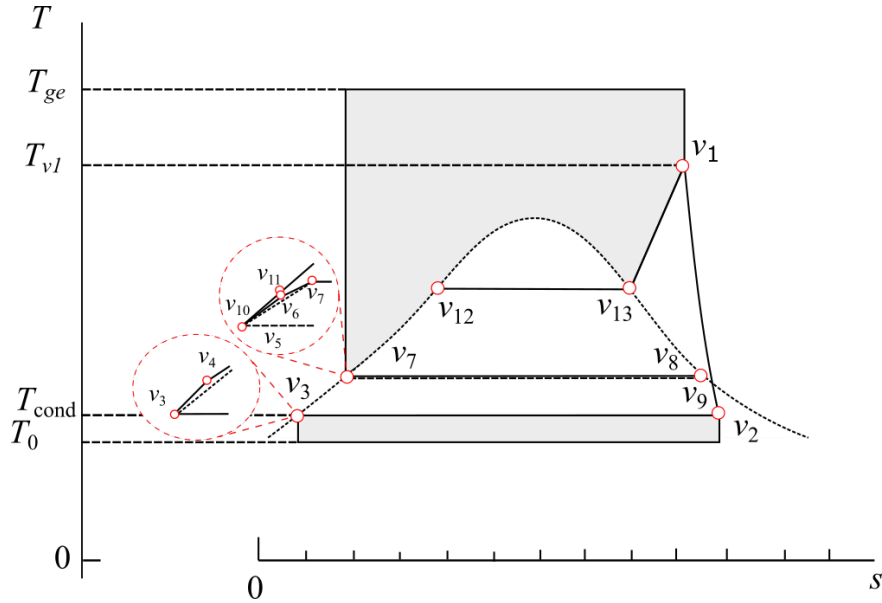


Figura 4.3: Diagrama Temperatura - Entropía del ciclo de vapor

4.2.1. Eficiencia Térmica máxima del ciclo de vapor

Por definición (Bejan, 2016), la eficiencia térmica del ciclo Rankine es:

$$\eta_{th_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{Q}_{Av}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{Bv}}{\dot{Q}_{Av}} = 1 - \frac{h_{v2} - h_{v3}}{h_{v1} - h_{v7}} \quad (4.36)$$

donde \dot{Q}_{Bv} y \dot{Q}_{Av} son el flujo de calor promedio rechazado y suministrado, respectivamente. Por otra parte, los procesos de $v_2 \rightarrow v_3$ y $v_7 \rightarrow v_1$ son procesos isobáricos: por lo tanto el

cambio de entalpías se puede expresar como $dh = Tds$ y debido a esto, la ecuación (4.36) se puede reescribir como

$$\eta_{th_{m\acute{a}x}} = 1 - \frac{\left(\int_3^2 Tds\right)_{@P=P_{cond}}}{\left(\int_7^1 Tds\right)_{@P=P_{v1}}} \quad (4.37)$$

El segundo término del lado derecho de ecuación (4.37) es la relación del área bajo la curva del proceso de condensación $v_2 \rightarrow v_3$ dividido por el área bajo la curva del suministro de calor $v_7 \rightarrow v_1$ como se muestra en la Figura 4.3.

La temperatura promedio a la cual se realiza el suministro y rechazo de calor está definida por las siguientes expresiones

$$T_{Av,prom} = \frac{\left(\int_7^1 Tds\right)_{@P=P_{v1}}}{s_{v1} - s_{v7}}, \quad T_{Bv,prom} = \frac{\left(\int_3^2 Tds\right)_{@P=P_{cond}}}{s_{v2} - s_{v3}} \quad (4.38)$$

Por lo tanto, la eficiencia térmica máxima ec. (4.37), se puede reescribir como

$$\eta_{th_{max}} = 1 - \frac{T_{Bv,prom}}{T_{Av,prom}} \left(\frac{s_{v1} - s_{v7}}{s_{v2} - s_{v3}} \right) \quad (4.39)$$

La ec. (4.39) está en función de un cociente de diferencias de entropías, que representan la base del área bajo la curva del suministro ($v_1 \rightarrow v_7$) y rechazo de calor ($v_2 \rightarrow v_3$). Éstas no tiene la misma proporción; ya que, al ciclo de TV sólo se le suministra calor desde la sección del EVBP hasta el SC. De lo contrario, si el suministro de calor fuera desde v_1 hasta v_4 , y considerando isoentrópicos los procesos de bombeo y de expansión, la eficiencia térmica máxima sería igual a la eficiencia de Carnot operando bajo los límites de temperatura $T_{Bv,prom}$ y $T_{Av,prom}$.

4.2.2. Parámetros de desempeño

El trabajo por unidad de masa producido por la TV y el requerido por las bombas, de acuerdo con la Figura 3.3, se obtienen mediante el balance de la primera Ley de la Termodinámica y se expresan como

$$w_{TV} = h_{v1} - h_{v2} \quad (4.40)$$

$$w_{B1} = h_{v4} - h_{v3} \quad (4.41)$$

$$w_{B2} = h_{v11} - h_{v10} \quad (4.42)$$

$$w_{B3} = h_{v6} - h_{v5} \quad (4.43)$$

El calor rechazado en el condensador se determina mediante la siguiente expresión

$$q_{rech} = h_{v2} - h_{v3} \quad (4.44)$$

El calor suministrado al sistema, que es obtenido mediante la energía que contienen los gases de escape de la GT24, se determina mediante

$$q_{sum} = h_{g6} - h_{g10} \quad (4.45)$$

Los flujos de vapor que se genera en cada una de las secciones del ciclo de vapor (ver Figura 3.1), se determinan mediante un balances de masa y energía en cada sección, es decir Balance en el SC + EVAP

$$\dot{m}_{v1} = \frac{\dot{m}_{gcT} c_{P_{gcT}} (T_{g6} - T_{g8})}{T_{v1} - T_{v12}} \quad (4.46)$$

Balance en el DEA

$$\dot{m}_{v2} = \frac{\dot{m}_{v1} (h_{v10} - h_{v4})}{h_{v9} - h_{v5}} \quad (4.47)$$

Balance en el DBP

$$\dot{m}_{v3} = \frac{\dot{m}_{v2} (h_{v9} - h_{v6})}{h_{v8} - h_{v7}} \quad (4.48)$$

La potencia motor al ciclo de TV se obtienen mediante las siguientes expresiones

$$\dot{W}_{m,TV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} - \dot{W}_{B3} \quad (4.49)$$

Finalmente, la eficiencia térmica de ciclo de TV se determina mediante la relación del trabajo específico motor del ciclo de vapor ($w_{m,TV}$), que es la diferencia entre el trabajo de la TV y los trabajos de bombeo, y el calor suministrado por los gases de escape de la GT24, y se expresa de la siguiente manera

$$\eta_{thTV} = \frac{\dot{m}_{v1} [(h_{v1} - h_{v2}) - (h_{v4} - h_{v3}) - (h_{v11} - h_{v10}) - \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{v1}} (h_{v6} - h_{v5})]}{\dot{m}_{gcT} (h_{g6} - h_{g10})} \quad (4.50)$$

4.3. Análisis energético a la CRC

Para el estudio energético de la CRC, se determinan las temperaturas de entrada y salida en cada una de las secciones (SC, EVAP, EC y EVBP) mediante balances de masa y energía. Se considera que, no existen caídas de presión en el proceso de intercambio de calor entre la secciones de los gases de escape y líquido - vapor. En la Figura 4.4, se muestra el perfil de temperaturas de los gases de escape y el flujo de valor a la largo de las secciones de la CRC.

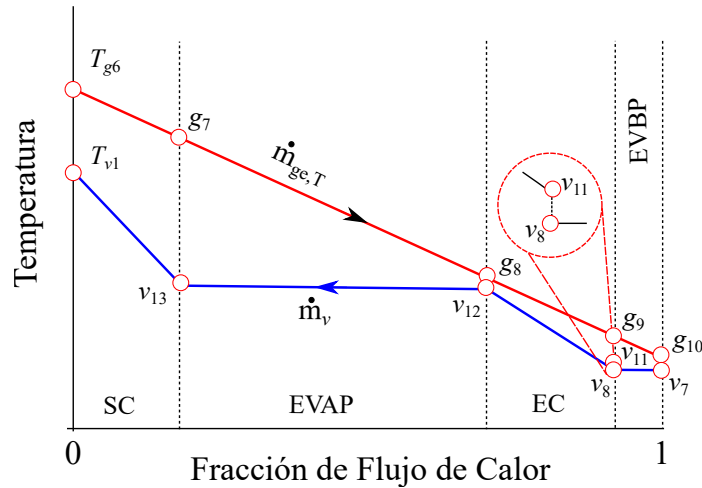


Figura 4.4: Perfil de temperaturas energético.

La temperatura del estado 6, T_{g6} , es conocida previamente del análisis energético de la TG, y la temperatura T_{g8} se determina mediante la ec. (4.35). Por lo tanto, para determinar la T_{g7} se realiza el balance en la sección del EVAP, es decir

$$T_{g7} = T_{g8} + \frac{\dot{m}_{v1}(h_{v13} - h_{v12})}{\dot{m}_{geT} c_{P_{geT}}} \quad (4.51)$$

La T_{g9} se determina mediante el balance en la sección del EC y se expresa como

$$T_{g9} = T_{g8} - \frac{\dot{m}_{v1}(h_{v12} - h_{v11})}{\dot{m}_{geT} c_{P_{geT}}} \quad (4.52)$$

Finalmente, para determinar T_{g10} , se realiza un balance en la EVBP

$$T_{g10} = T_{g9} + \frac{\dot{m}_{v3}(h_{v8} - h_{v7})}{\dot{m}_{geT} c_{P_{geT}}} \quad (4.53)$$

El flujo de calor recuperado de los gases de combustión en la CRC está dado por

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{geT}(h_{g6} - h_{g10}) \quad (4.54)$$

4.4. Análisis energético del ciclo combinado

4.4.1. Ciclo combinado ideal

Considerando un sistema de ciclo combinado formado por dos sistemas en serie, como se muestra en la Figura 4.5. En este sistema ideal, el calor rechazado por la planta superior Q_{RA} , alimenta al sistema inferior.

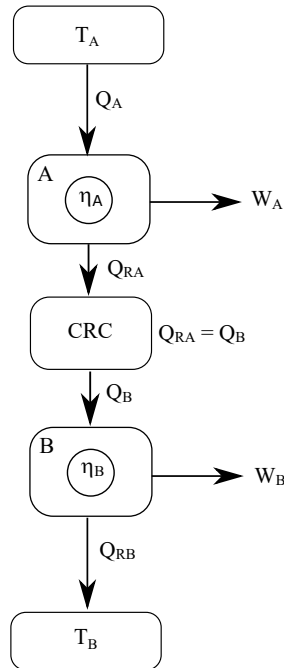


Figura 4.5: Ciclo combinado representado mediante un diagrama de bloques

Sin pérdidas de calor y sin suministro de calor suplementario en la CRC, el trabajo de salida del sistema inferior es

$$W_B = \eta_B Q_B \quad (4.55)$$

donde

$$Q_B = Q_A (1 - \eta_A) \quad (4.56)$$

Q_A es la energía suministrada al ciclo superior; que se requiere para producción el trabajo W_A

$$W_A = \eta_A Q_A \quad (4.57)$$

El trabajo del sistema de CC ideal es la suma del trabajo del ciclo superior y el inferior

$$W_{CC,id} = W_A + W_B = \eta_A Q_A + \eta_B Q_A (1 - \eta_A) \quad (4.58)$$

o bien

$$W_{CC,id} = Q_A (\eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B) \quad (4.59)$$

De tal manera que, la eficiencia térmica de CC ideal está dado por

$$\eta_{CC,id} = \eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B \quad (4.60)$$

De la ecuación (4.60), se concluye que, la eficiencia del CC ideal, es mayor comparado sólo con el ciclo superior, en una cantidad de $\eta_B (1 - \eta_A)$.

La ecuación (4.60) también se puede expresar en función del trabajo producido por los ciclos. Partiendo de la ecuación (4.58) se tiene que

$$\eta_{CC,id} = \eta_A + \frac{W_B}{Q_A} \quad (4.61)$$

Despejando Q_A de la ecuación (4.57) y sustituyendo en (4.61) se obtiene a la eficiencia del ciclo combinado ideal en función de los trabajos producidos por el sistema inferior y superior

$$\eta_{CC,id} = \eta_A \left(1 + \frac{W_B}{W_A} \right) \quad (4.62)$$

4.4.2. Ciclo combinado considerando la eficiencia de la CRC

Considerando un sistema de ciclo combinado formado por dos sistemas en serie, como se muestra en la Figura 4.6. En este sistema, el calor rechazado por la planta superior Q_{RA} , es suministrado a la CRC, donde una parte es utilizado (Q_B) como recurso al ciclo inferior, mientras que el restante (Q_{perd}), se pierde en el medio ambiente, por lo tanto

$$Q_{RA} = Q_B + Q_{perd} \quad (4.63)$$

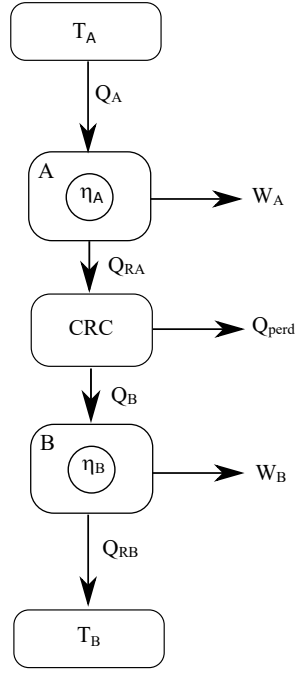


Figura 4.6: Diagrama de bloques de un CC considerando la eficiencia de la CRC

Definiendo al factor de pérdidas en la CRC como

$$f_{perd} = \frac{Q_{perd}}{Q_A} \quad (4.64)$$

y a la eficiencia de la CRC como

$$\eta_{CRC} = \frac{Q_B}{Q_{RA}} = \frac{Q_{RA} - Q_{perd}}{Q_{RA}} \quad (4.65)$$

Sustituyendo (4.64) en (4.65)

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{f_{perd}Q_A}{Q_{RA}} \quad (4.66)$$

La eficiencia térmica de la planta superior se puede escribir como

$$\frac{Q_A}{Q_{RA}} = \frac{1}{1 - \eta_A} \quad (4.67)$$

Sustituyendo (4.67) en (4.66) y despejando a f_{perd} se tiene que

$$f_{perd} = (1 - \eta_{CRC})(1 - \eta_A) \quad (4.68)$$

La eficiencia del sistema combinado contemplando la pérdida se expresa como

$$\eta_{CC} = \eta_A + \eta_B - \eta_A\eta_B - \eta_B f_{perd} \quad (4.69)$$

sustituyendo (4.68) en (4.69) se tiene que, la eficiencia del CC está dada por la siguiente expresión

$$\eta_{CC} = \eta_A + \eta_B\eta_{CRC} - \eta_A\eta_B\eta_{CRC} \quad (4.70)$$

4.4.3. Ciclo combinado (caso de estudio)

La central de ciclo combinado el Sauz (Figura 3.1), descrita en la sección 3, genera un potencia igual a la suma de las potencias motor del sistema GT24 y el sistema de vapor;

$$\dot{W}_{m,CC} = \dot{W}_{m,TG} + \dot{W}_{m,TV} \quad (4.71)$$

y su eficiencia térmica es

$$\eta_{th_{CC}} = \frac{\dot{W}_{m,TG} + \dot{W}_{m,TV}}{\dot{Q}_{sum_1} + \dot{Q}_{sum_2}} \quad (4.72)$$

4.5. Resultados

La Figura 4.7 muestra el exceso de aire (λ) en función de la relación de presiones en el compresor (π_C), a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión ($T_3 = TET = 1200, 1250$ y 1300 °C) y diferentes eficiencia isoentrópicas del compresión ($\eta_{sic} = 0.8624, 0.8976$ y 0.88). Así mismo, la figura muestra que, el exceso de aire incrementa al aumentar la relación de presiones en el compresor y al disminuir la eficiencia isoentrópica y la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones fija; ya que disminuye el tirante térmico en el suministrado de calor. Por otra parte, el exceso de aire disminuye al incrementar la eficiencia isoentrópica y la temperatura de entrada a la turbina, manteniendo una relación de presiones fija; dado que, el tirante térmico en el suministrado de calor aumenta. A las condiciones de operación que se presentaron en la Tabla 4.1, el sistema de TG24 requiere 199.51 % de exceso de aire; pero disminuye en 2.13 % y 11.87 % al incrementar la eficiencia isoentrópica en un 2 % y la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, con respecto a las condiciones de operación.

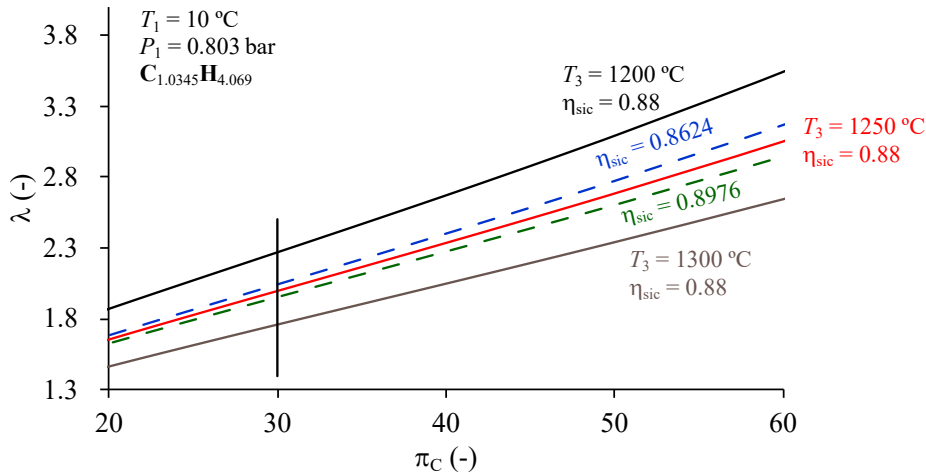


Figura 4.7: Exceso de aire en función de la relación de presiones del compresor.

La Figura 4.8 muestra el comportamiento del trabajo por unidad de masa (w_m) en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión. Muestra que, el trabajo por unidad de masa aumenta al incrementar la relación de presiones del compresor hasta llegar a un máximo y posteriormente disminuye. Para las condiciones de operación del sistema de TG24, el trabajo por unidad de masa es de 518.35 kJ/kg_a y aumenta 0.31 % y

0.88 % al incrementar la eficiencia isoentrópica en un 2 % y la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, respectivamente, en comparación con las condiciones de operación.

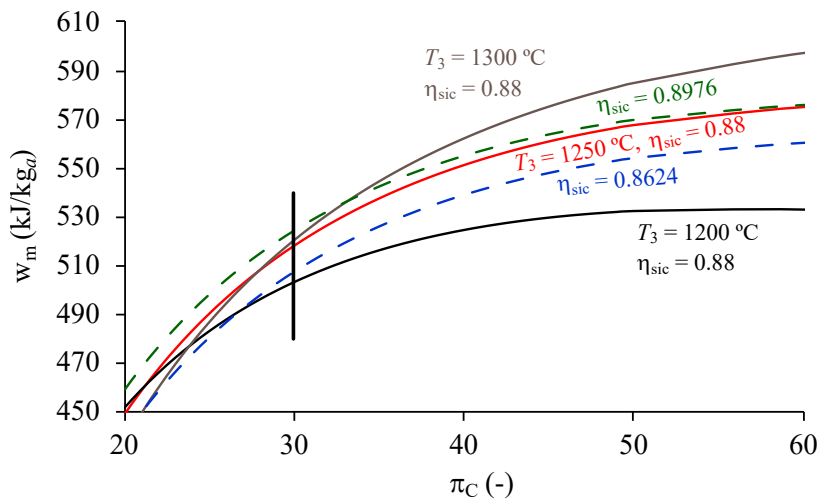


Figura 4.8: Trabajo motor por unidad de masa en función de la relación de presiones del compresor.

La Figura 4.9 muestra el comportamiento del calor suministrado total por unidad de masa ($q_{sum,T}$) en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes eficiencia isoentrópicas de compresión. Muestra que el calor por unidad de masa aumenta al incrementar la relación de presiones del compresor hasta llegar a un máximo y posteriormente disminuye; esto se debe a que, el incremento de energía suministrada en la segunda cámara de combustión es mayor, ya que se genera mayor trabajo en la TAP, que la reducción en la energía proporcionada en la primera cámara. Asimismo, al contrario de los resultados anteriores, al disminuir la eficiencia isoentrópica y la temperatura de entrada a la turbina, el calor suministrado disminuye. Para las condiciones de operación del sistema de TG24, el calor por unidad de masa es de 1354.42 kJ/kg y disminuye 0.70 % y 4.18 % al disminuir la eficiencia isoentrópica en un 2 % y la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, con respecto a las condiciones de operación.

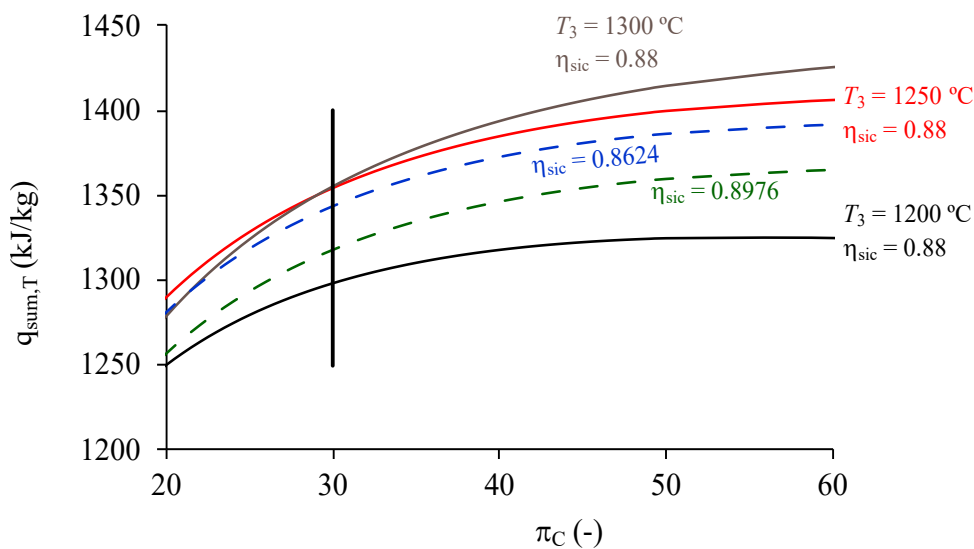


Figura 4.9: Calor suministrado por unidad de masa en función de la relación de presiones del compresor.

La Figura 4.10 muestra a la eficiencia térmica de la TG (η_{TH}) en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes eficiencias isoentrópicas del compresión. Se observa que la eficiencia térmica aumenta al incrementar la relación de presiones del compresor hasta alcanzar un máximo, luego disminuye. Esto se debe a que se genera más trabajo con una menor energía suministrada. Así mismo, muestra que al aumentar la eficiencia isoentrópica y la temperatura de entrada a la turbina, la eficiencia térmica aumenta. Para las condiciones de operación del sistema de TG24, la eficiencia térmica es de 38.27 % y aumenta 0.23 % y 3.85 % al aumentar la eficiencia isoentrópica en un 2 % y la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, con respecto a las condiciones de operación.

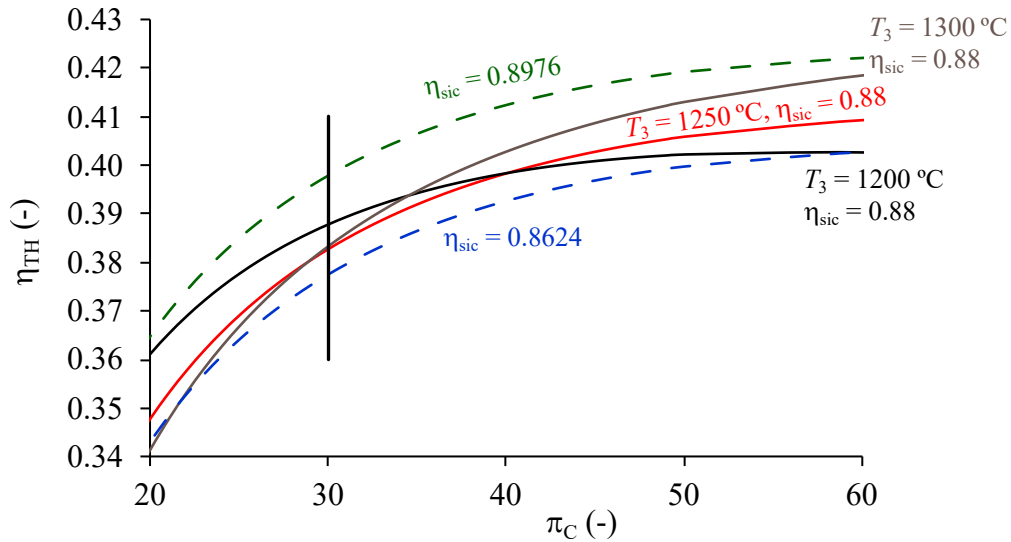


Figura 4.10: Eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor.

Para el ciclo de vapor, la Figura 4.11 muestra la potencia motor generada por el ciclo de vapor ($\dot{W}_{m,TV}$) en función de la relación de presiones del compresor, bajo las mismas variaciones en la eficiencia isoentrópica de compresión y en la temperatura de entrada a la turbina, tal y como en el caso del sistema de turbina de gas.

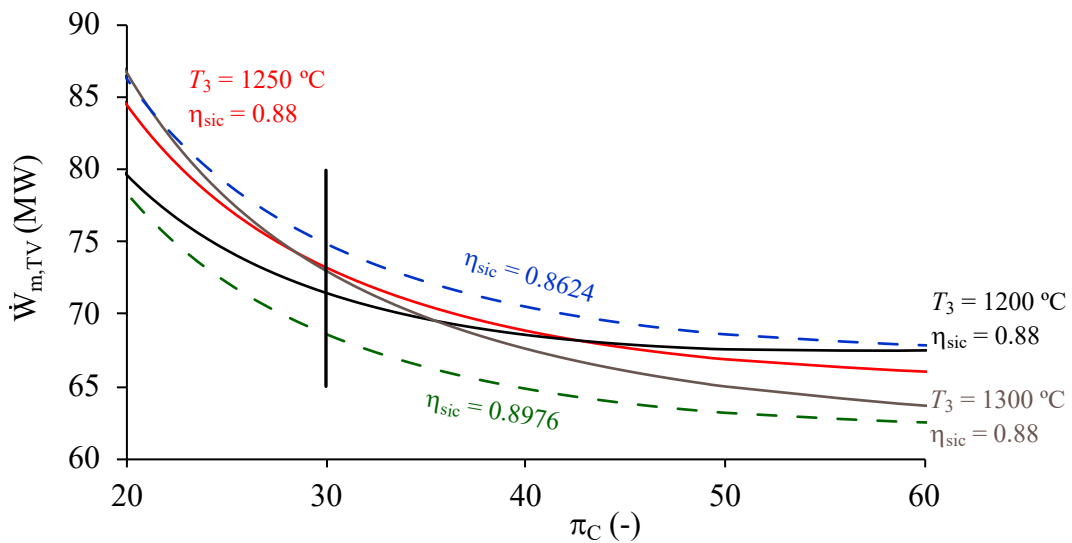


Figura 4.11: Potencia generada por el ciclo de vapor en función de la relación de presiones del compresor.

Muestra como, la potencia motor disminuye al aumentar la relación de presiones hasta llegar a un mínimo y posteriormente aumenta; debido a la disminución en el consumo de combustible y por ende en la generación de gases de escape. Así mismo, muestra que, a diferencia del trabajo motor de la TG, la potencia motor del ciclo de vapor aumenta al disminuir la eficiencia isoentrópica de compresión y, lo mismo ocurre al disminuir la temperatura de entrada a la turbina; esto a relaciones de presiones mayores a la de operación. Para las condiciones de operación del ciclo de TG, la potencia del ciclo de vapor es de 73.21 MW y está aumentada en 2.13 % al disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor en un 2%; pero disminuye en 2.38 % al disminuir la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, con respecto a las condiciones de operación de la TG.

La Figura 4.12 muestra al flujo de calor suministrado en la CRC del ciclo de vapor ($\dot{Q}_{sum,CRC}$) en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión. Así mismo, muestra un comportamiento similar que el de la $\dot{W}_{m,TV}$; es decir, disminuye al aumentar la relación de presiones hasta llegar a un mínimo y posteriormente aumenta, ocasionado por lo disminución en el flujo de gases de escape. En las condiciones operativas del sistema TG24, el flujo de calor suministrado en el ciclo de vapor es de 228.31 MW. Este valor aumenta un 2.13 % cuando la eficiencia isoentrópica disminuye en un 2 % y experimenta una disminución del 2.38 % al reducir la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C en comparación con las condiciones de operación de la TG.

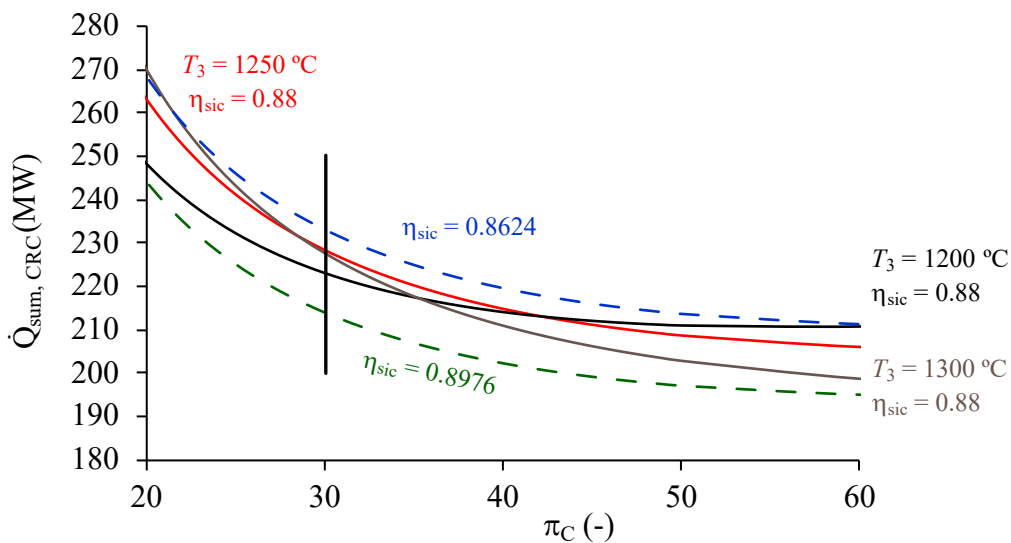


Figura 4.12: Flujo de calor suministrado a la CRC en función de la relación de presiones del compresor.

La Figura 4.13 muestra la potencia del ciclo de vapor (\dot{W}_{CC}) en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión. Así mismo, muestra un comportamiento similar que el de la $\dot{W}_{m,TV}$; es decir, disminuye al aumentar la relación de presiones hasta llegar a un mínimo y posteriormente aumenta. Pero también, al disminuir la eficiencia isoentrópica de compresión, la potencia incrementa, lo mismo ocurre al disminuir la temperatura de entrada a la turbina pero a relaciones de presiones mayores a la de operación. Para las condiciones de operación del sistema de TG24, la potencia del ciclo combinado es de 233.62 MW y aumenta 0.09 % al disminuir la eficiencia isoentrópica en un 2 % y tiene una disminución de 0.10 % al disminuir la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C,

con respecto a las condiciones de operación.

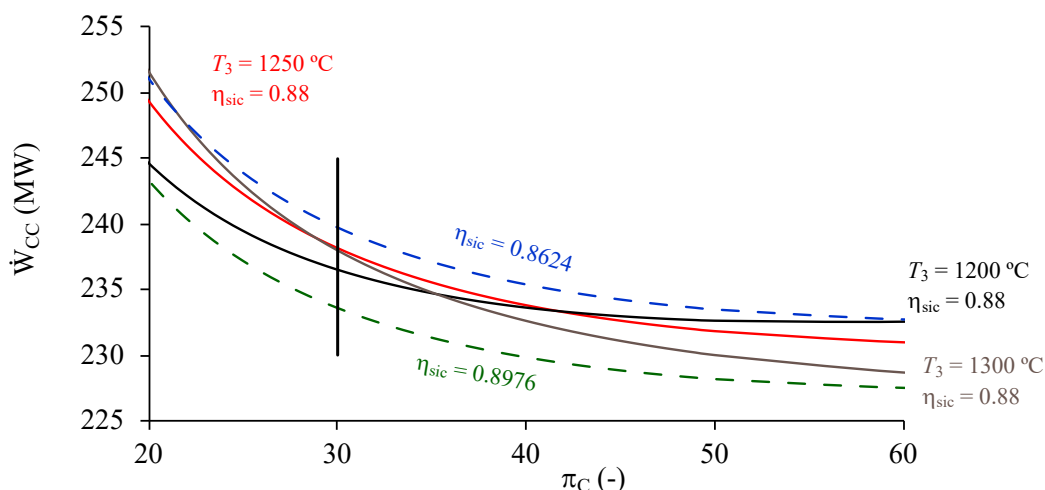


Figura 4.13: Potencia generada del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor.

La gráfica representada en la Figura 4.14 ilustra la variación de la eficiencia térmica del ciclo combinado ($\eta_{TH,CC}$) en función de la relación de presiones del compresor, considerando distintas temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diversas eficiencias isentrópicas de compresión. Así mismo, muestra un comportamiento similar que la eficiencia térmica del sistema de TG; es decir, la eficiencia térmica del ciclo combinado aumenta al incrementar la relación de presiones del compresor hasta llegar a un máximo y posteriormente disminuye. Lo que es ocasionado por la disminución en el flujo de calor recuperado (suministrado) en la CRC. Así mismo, muestra que al aumentar la eficiencia isentrópica y la temperatura de entrada a la turbina, la eficiencia térmica aumenta. Para las condiciones de operación del sistema de TG24, la eficiencia térmica del ciclo combinado es de 53.18% y aumenta 2.07% y 0.10% al aumentar la eficiencia isentrópica en un 2% y la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, con respecto a las condiciones de operación.

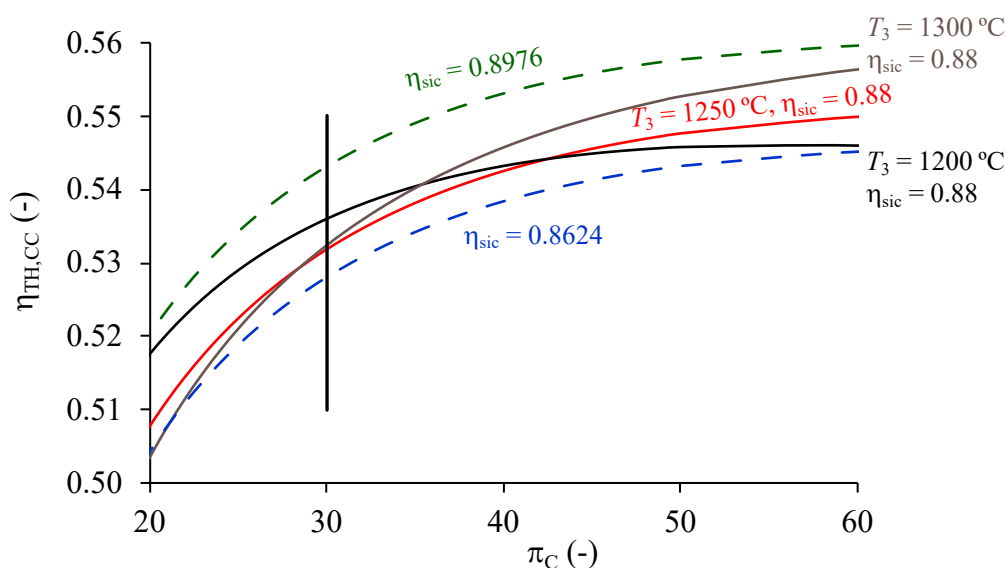


Figura 4.14: Eficiencia térmica del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor.

Capítulo 5

Estudio exergético

5.1. Segunda ley de la termodinámica

La degradación de la energía fue una de las tres principales razones que dieron pie a la formulación de la segunda ley de la termodinámica; debido a que, las formas de energía no son cualitativamente equivalentes entre sí. Actualmente, esto es de gran importancia, debido a la crisis energética en la que se vive. La segunda razón fue el sentido de evolución de los procesos reales, es decir, el hecho que ningún proceso en la naturaleza es reversible. La tercera razón se sustentó en los criterios de equilibrio y estabilidad, evidenciando que no todas las posibles combinaciones de valores de las variables de estado indican estados de equilibrio entre el sistema y su entorno, y que no todos los estados de equilibrio son estables.

A lo largo de la historia, el surgimiento del segundo principio de la termodinámica se relaciona con las dificultades encontradas en la conversión del calor en trabajo, particularmente evidentes en el funcionamiento de las máquinas térmicas. Donde se cuestionaba la idea de la transformación entre las mismas formas de energía y el principio de conservación de estas transformaciones. Aunado a esto, también era importante identificar esa simetría de conversión en esos procesos de conversión. El ingeniero Carnot fue el pionero en consolidar una teoría unificada (Sadi, 1987), presentando una serie de conceptos que tendrían una importancia fundamental tanto en la física como en la química. En su teoría, destacó el concepto clave de la máquina térmica.

Carnot seguía apegado a la teoría del calórico y consideró que, el trabajo que se obtiene de una máquina térmica es consecuencia de la disminución del foco caliente al frío de una cantidad que se conserva, y dicha cantidad era el calórico. De la misma manera, si la máquina funcionaba en sentido inverso; es decir, como una bomba de calor, el trabajo obtenido antes, será usado para restablecer la distribución inicial del calórico. Claramente, la conservación del calórico sólo satisface el límite reversible. Sin embargo, Carnot identificó ciertas dificultades en esta teoría, como el calor generado por la fricción, lo que llevó a la necesidad de reevaluar su enfoque teórico.

Más adelante, Mayer y Joule avanzaron en la noción de que el calor es una magnitud de la misma naturaleza que el trabajo, estableciendo que ambos obedecen a una ley de conservación; sin embargo, Mayer fue el primero en publicar el valor del factor de conversión entre el calor y el trabajo, siendo denominado como el equivalente mecánico del calor. A Joule le corresponde el gran mérito de haber llevado a cabo una investigación más exhaustiva sobre este tema. (Holton et al., 1958).

En 1850, Clausius logró conciliar las ideas desarrolladas por Carnot y Mayer-Joule (Clausius, 1850). Clausius estaba de acuerdo con la idea de Carnot, de que era necesario el paso

de calor de un foco caliente a uno frío, para transformar el calor en trabajo; pero rechazaba la idea de que el calor se conserva. Esta idea marcó una época en la historia de la física y representó el nacimiento de la termodinámica como ciencia. Sin embargo, no fue hasta 1854 cuando Clausius introdujo la función de entropía, lo que permitió una formulación más precisa del segundo principio de la termodinámica.

5.1.1. Entropía

La esencia del segundo principio de la termodinámica radica en que, en todos los experimentos previos, los sistemas recibían trabajo y rechazaban calor; esta dinámica nunca variaba. De hecho, todos los intentos de crear una máquina térmica que operara de manera cíclica, como un sistema cerrado con intercambio exclusivo de energía con un solo depósito de calor, resultaban en fracasos. Planck resumió esta observación de la siguiente manera

Axioma 1 *Es imposible construir un motor que opere en un ciclo completo y convierta completamente la energía extraída de un depósito de calor en trabajo útil.*

Antes del enunciado de Planck, Carnot demostró que, para temperaturas fijas y constantes de los depósitos de calor, lo siguiente:

Axioma 2 *Ningún ciclo es más eficiente que un ciclo reversible.*

Axioma 3 *Todos los ciclos reversibles tienen la misma eficiencia térmica.*

Axioma 4 *No se puede hacer que, el calor fluya de un depósito frío a uno caliente sin la introducción de trabajo.*

A partir del tercer axioma, considerando cualquier ciclo de Carnot que toma energía de un depósito de calor a alguna temperatura de referencia T_r y rechaza energía a un disipador de calor a otra temperatura constante. Se puede definir la temperatura del disipador de calor igual a una función de T_r y la eficiencia térmica del motor Carnot

$$T \equiv f(T_r, \eta_{carnot}) \quad (5.1)$$

La eficiencia de Carnot es igual a la diferencia entre la energía suministrada del depósito a temperatura T_r y la energía suministrada al depósito de temperatura T , dividido por la energía suministrada del depósito a temperatura T_r , es decir

$$\eta_{carnot} = \frac{Q_{T_r} - Q_T}{Q_{T_r}} = 1 - \frac{Q_T}{Q_{T_r}} = 1 - \frac{T}{T_r} \quad (5.2)$$

Por lo tanto, de la ec. (5.1) se tiene que la función está dada por

$$T \equiv f(T_r, \eta_{carnot}) = (1 - \eta_{carnot})T_r \quad (5.3)$$

A la ecuación anterior se le denomina escala Kelvin de trabajo. Para el ciclo de Carnot, el trabajo generado está dado por

$$W = \eta_{carnot}Q_{T_r} = Q_{T_r} \left(\frac{T_r - T}{T_r} \right) \quad (5.4)$$

De la ec. (5.4), cuando T es menor que T_r , la máquina de Carnot producirá trabajo; pero cuando T es mayor que T_r , la máquina de Carnot requerirá trabajo.

Entonces, para dos o más procesos adiabáticos reversibles de un sistema cerrado, no es posible tener un estado común, de lo contrario, sería posible conectar estos procesos con un proceso no adiabático y así obtener un ciclo que produce trabajo sin otro efecto que la extracción de energía de un depósito de calor, una violación de la Segunda Ley. Por consiguiente, debe existir una propiedad interna que se mantenga invariable durante un proceso adiabático reversible de un sistema cerrado; dicha propiedad se conoce como entropía. Para atribuir un valor a la entropía de cada proceso adiabático reversible, se parte de la ec. (5.2) y se reformula como

$$\frac{Q_T}{Q_{Tr}} = \frac{T}{T_r} \Big|_{rev} \quad (5.5)$$

Así, cuando se parte de un proceso adiabático reversible a otro mediante un proceso isotérmico reversible, el intercambio de calor es directamente proporcional a la temperatura, y la relación Q/T es independiente de la isoterma particular seleccionada. Al asignar el valor S_r a la entropía de cualquier adiabática (de referencia), a la entropía de cualquier otra adiabática reversible se le puede asignar el valor

$$S \equiv S_r + \frac{Q}{T} \Big|_{rev} \quad (5.6)$$

donde, Q es el calor transferido al sistema cerrado durante cualquier proceso isotérmico reversible, desde la adiabática de referencia hasta la adiabática deseada.

Por lo tanto, el segundo principio de la termodinámica para sistemas cerrados afirma que, existe una función de estado (S), llamada entropía, tal que, si se modifica el estado del sistema, siendo δQ el calor intercambiado con el exterior, la entropía experimentará el incremento infinitesimal dS , es decir

$$TdS \geq \delta Q \quad (5.7)$$

Cuando la ec. (5.7) satisface la igualdad, se dice que el proceso es reversible; cuando se satisface la desigualdad, el proceso es irreversible. Entonces, para un ciclo reversible se tiene que

$$\oint \frac{\delta Q_{rev}}{T} = 0 \quad (5.8)$$

y para un ciclo irreversible

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (5.9)$$

El concepto de entropía como una propiedad termodinámica, derivada directamente de la ecuación (5.8), e indica que si el cambio total de $\delta Q_{rev}/T$ es nulo al concluir un ciclo reversible, entonces $\delta Q_{rev}/T$ refleja el cambio de una propiedad termodinámica; es decir

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T} \quad (5.10)$$

Integrando la ec. (5.10) se obtiene el cambio de entropía

$$S_2 - S_1 = \int_2^1 \frac{\delta Q_{rev}}{T} \quad (5.11)$$

El proceso arbitrario $(1) \rightarrow (2)$ puede formar parte de un ciclo completo $(1) \rightarrow (2) \rightarrow (1)$, donde la etapa $(2) \rightarrow (1)$ se desarrolla a lo largo de un trayecto reversible. Por ende, en un ciclo,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \frac{\delta Q_{rev}}{T} \leq 0 \quad (5.12)$$

o bien

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \leq \int_2^1 \frac{\delta Q_{rev}}{T} \quad (5.13)$$

Sustituyendo la ec. (5.11) en la (5.13) se tiene

$$\underbrace{\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}}_{\substack{\text{Transferencia} \\ \text{de entropía} \\ \text{(No es una propiedad)}}} \leq \underbrace{S_2 - S_1}_{\substack{\text{Cambio de} \\ \text{entropía} \\ \text{(Propiedad)}}} \quad (5.14)$$

La ec. (5.14) expresa la Segunda Ley de la Termodinámica, indicando que, desde un punto de vista algebraico, la transferencia de entropía nunca supera el cambio de entropía. A partir de esta definición algebraica surge el concepto de generación de entropía, es decir

$$S_{gen} = S_2 - S_1 - \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \geq 0 \quad (5.15)$$

Al igual que la transferencia de entropía, la producción de entropía depende de la trayectoria.

5.1.2. Reversibilidad e Irreversibilidad

El concepto de reversibilidad e irreversibilidad desempeña un papel crucial en la aplicación del método exergético, así como en la comprensión de las naturalezas de las irreversibilidades y cómo reducirlas.

Un proceso reversible es una idealización, por lo cual nunca podrá ocurrir, pero es útil, ya que es un punto de comparación con los procesos reales y a unido a esto, su descripción en términos matemáticos es más sencilla que un proceso real.

Un proceso irreversible es aquel que inevitablemente conlleva un aumento en la entropía. En términos simples, implica un cambio de una forma de energía más organizada a otra caracterizada por un mayor desorden.

En un proceso irreversible, se encuentran dos grupos de fenómenos (Kotas, 2012), el primero está ligado a la disipación de trabajo en la energía interna del sistema. Esto significa que el trabajo macroscópico completamente organizado se transforma en energía microscópica relacionada con el movimiento aleatorio de las moléculas, causado por fenómenos como la fricción, la histéresis mecánica, la resistencia óhmica, entre otros. El segundo grupo está relacionado con procesos espontáneos de no equilibrio, donde un sistema tiende a moverse sin restricciones de un estado de no equilibrio a uno de equilibrio. Estos procesos son

principalmente causados por reacciones químicas espontáneas, difusión libre, expansión descontrolada, entre otros.

Entonces para que exista un proceso reversible, se debe de cumplir lo siguiente

- (I) el sistema debe de pasar por una serie de estados de equilibrio; es decir, el proceso se realiza cuasi-estáticamente, y
- (II) no deben existir fenómenos disipativos en el sistema.

5.1.3. Flujo de generación de entropía para sistemas abiertos

La segunda ley de la termodinámica para sistemas abiertos parte del balance de entropía en el tiempo t y $t + \Delta t$, es decir

$$S_{entra,t} = S_{sale,t} + \Delta S_{in} \quad (5.16)$$

$$S_{entra,(t+\Delta t)} = S_{sale,(t+\Delta t)} + \Delta S_{out} \quad (5.17)$$

donde

$$(\Delta S)_{in,out} = (s \Delta M)_{in,out} = (s \dot{m})_{in,out} \Delta t \quad (5.18)$$

y representa la entropía total dentro del volumen de control. Etiquetando como ΔS_{gen} a la generación de entropía que entra en el tiempo $t + \Delta t$ a t , la ec. (5.15) se reescribe como

$$\Delta S_{gen} = S_{sale,(t+\Delta t)} - S_{entra,t} - \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \Delta t + (s \dot{m})_{out} \Delta t - (s \dot{m})_{in} \Delta t \geq 0 \quad (5.19)$$

Aplicando el limite, cuando $\Delta t \rightarrow 0$, y considerando algún número de transferencias de calor (i) y el flujo másico (in y out) en la superficie de control, se obtiene

$$\underbrace{\dot{S}_{gen}}_{\text{Flujo de generación de entropía}} = \underbrace{\frac{dS}{dt}}_{\text{variación con respecto al tiempo del cambio de entropía dentro del volumen de control}} - \underbrace{\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}}_{\text{Flujo de transferencia de entropía}} + \underbrace{\sum_{out} (\dot{m}s) - \sum_{in} (\dot{m}s)}_{\text{Flujo de entropía total dentro del volumen de control}} \geq 0 \quad (5.20)$$

5.2. Exergía

Durante los años setenta, la energía estaba ampliamente disponible y, por ende, era bastante económica. A medida que transcurría el tiempo, su costo disminuía gracias a los avances en los métodos de extracción y suministro de petróleo y gas natural. Esta situación llevó a una falta de interés en mejorar la eficiencia de los procesos. Sin embargo, esta situación experimentó un cambio radical a partir de 1993, cuando tuvo lugar la primera crisis del petróleo. Desde entonces, el costo de la energía comenzó a aumentar. Esta tendencia, actualmente, sigue a la alza, ya que, la disponibilidad de combustibles fácilmente convertibles y de alta calidad siguen disminuyendo; así mismo, el continuo aumento de su demanda. En las naciones desarrolladas, se empleaban grandes cantidades de energía para el confort, el transporte y la industria. Sin embargo, el aumento en el precio de la energía modificó tanto su consumo como la forma en que era utilizada. Gracias a esto, se detectó que, en la mayoría

de los procesos, donde la energía era utilizada, operaban de manera deficiente; es decir, gran parte de la energía requerida era desaprovechada.

La mejora en el consumo de energía depende de diversos aspectos, tales como los económicos, tecnológicos, políticos, sociales, entre otros. En el ámbito industrial, indudablemente se pueden implementar mejoras mediante acciones simples, como modificar hábitos entre los operadores y cambiar la forma de trabajar que conduce al mal uso de la energía, así como realizar mantenimientos preventivos en las instalaciones. Por estos motivos, en industrias donde el costo de la energía es una pequeña fracción del costo de producción, es decir, de la mano de obra, materiales, etc., pasarán por alto numerosas posibilidades de mejora en la eficiencia de utilización de la energía. Por otra parte, si se opta por llevar a cabo acciones más complejas relacionadas con la mejora de los procesos, se requiere realizar un análisis más exhaustivo.

Este análisis más detallado, orientado a reducir el consumo de energía o mejorar la eficiencia de los procesos, se realiza a través del análisis exergético, el cual se basa en la segunda Ley de la Termodinámica. Con este enfoque, se considera no solo la cantidad de energía, sino también su calidad. Carnot fue el primero en darse cuenta que, sólo parte del calor se puede transformar en trabajo y el resto debe ser cedido a un foco de menor temperatura (Sadi, 1987). Por lo cual, la fracción máxima de calor que puede ser convertida en trabajo está definida por el llamado factor de Carnot; sin embargo, la transformación de trabajo a calor se da de forma total. La distinción o jerarquía en la calidad entre el trabajo y el calor se puede extender a diversas formas de energía. Algunas formas de energía pueden transformarse en otras con una eficiencia del 100 %, mientras que otras lo hacen con una eficiencia más baja.

En la Termodinámica se ha aceptado a la capacidad para producir trabajo como una medida de la calidad de la energía; por este motivo, el trabajo es la energía de comparación. Por lo tanto, el trabajo se considera como la energía de referencia. Este concepto lleva a clasificar la energía en dos amplias categorías: aquellas de alta calidad, que pueden transformarse completamente en trabajo, como la energía cinética, potencial, eléctrica, entre otras; y las de baja calidad, como la energía interna, calorífica, etc (Lizarraga, 1987). De esta misma manera, la energía está formada por dos partes, la que es directamente transformable en cualquier otro tipo de energía y el resto de energía no transformable. La porción de energía que puede ser transformada se conoce como energía útil o exergía. Rant fue el primero en introducir este término, el cual representa el trabajo que se puede extraer de la energía o de un sistema que la contiene (Rant, 1956). Debido a esto, es la exergía y no la energía, lo que tiene valor desde el punto de vista de la termodinámica.

Contrario a la energía, la exergía no se conserva, lo que conlleva a la generación de irreversibilidades en los procesos. Esta característica distingue a los procesos reales y surge debido a las ineficiencias inherentes en los dispositivos (Smith et al., 1975). Por otra parte, existe una energía de la cual no se puede obtener ningún trabajo y ésta es aquella que está en equilibrio termodinámico con el medio ambiente.

Gracias al análisis exergético, es posible identificar en qué parte de un proceso se generan las mayores irreversibilidades (exergía destruida), y determinar qué componente en el proceso es el causante. Utilizando esta herramienta, es posible implementar mejoras en los equipos que presentan mayores niveles de ineficiencia, con el objetivo de minimizar la exergía destruida. Además, se debe tener en cuenta el aspecto económico durante este proceso de optimización. En 1975, un informe de la American Physical Society recomendó esta metodología como el fundamento para desarrollar políticas de conservación de energía (Carnahan et al., 1975).

Los conceptos incluidos en este análisis recopilan de manera formal y sistemática una serie de características comunes en el sector industrial, permitiendo su expresión en términos termodinámicos. Esto facilita la identificación de criterios racionales y universales para evaluar la eficiencia de los procesos. Los sistemas industriales comparten ciertas características comunes. Por un lado, todos los procesos se llevan a cabo en la atmósfera terrestre, generalmente percibida como una fuente o sumidero inagotable de energía y materia. Por otro lado, estos procesos dependen de fuentes naturales que no están en equilibrio con la atmósfera, como los combustibles fósiles, los cuales tienen un valor económico y son finitos. Otro aspecto crucial es que el máximo provecho de las fuentes de energía se logra al llevar su estado termodinámico a un equilibrio con la atmósfera (estado muerto). Una vez alcanzado este estado, ya no es posible extraer más utilidad de la fuente de energía. Finalmente, otro aspecto en tener en cuenta es que, el trabajo obtenido por estas fuentes de energía, se puede utilizar para transformar el estado de un sistema en equilibrio con la atmósfera y darle un valor económico. Pero esto dependerá de los límites del sistema. Por consiguiente, la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse de una fuente de energía está determinada por las particularidades de la atmósfera, el tipo de sistema en cuestión, las interacciones entre el sistema y su entorno, así como por los estados inicial y final del sistema, y el nivel de irreversibilidad presente en el proceso.

5.2.1. Medio ambiente

Representar todas las características de la atmósfera o el entorno ambiental resulta demasiado complejo para aplicarse en cualquier análisis de sistemas. Por ello, es crucial simplificar dichas descripciones. Así, es importante reconocer que los resultados obtenidos se encuentran restringidos por las idealizaciones planteadas.

El modelado de la atmósfera o comúnmente designado como el medio ambiente, se concibe como la unión de tres grandes depósitos; un depósito térmico, uno de volumen y uno másico. El estado de estos sistemas se caracteriza mediante variables intensivas: T_a para la temperatura del depósito térmico, P_a para la presión del depósito de volumen, y μ_a^γ para el potencial químico de la componente γ del depósito masivo. Las variables extensivas, U_A , V_a , m_A^γ , son demasiado grandes, que permanecen en equilibrio termodinámico durante su interacción con los diferentes dispositivos que se consideren. Por lo tanto, estos depósitos que forman parte del entorno pueden participar en procesos reversibles, y además, sus propiedades intensivas se mantienen constantes en todo momento.

Depósito térmico

El depósito térmico se define como aquel que únicamente intercambia calor, ya que está restringido por una superficie rígida e impermeable. Si durante un proceso se produce un intercambio de calor, Q , con un sistema, las variables extensivas del depósito se modifican de la siguiente manera:

$$\Delta U_A = -Q, \quad \Delta V_A = 0, \quad \Delta S_A = -\frac{Q}{T_a} \quad (5.21)$$

siendo $Q > 0$, cuando se suministra al sistema y, por lo tanto, es cedido por el medio ambiente.

Depósito volumen

Se refiere a un depósito que intercambia exclusivamente trabajo, ya que está restringido por una superficie impermeable y adiabática. Denotando como W_A el trabajo intercambiado con el sistema, las variables extensivas del depósito se modifican de la siguiente manera:

$$\Delta V_A = -(V_2 - V_1), \quad \Delta S_A = 0, \quad \Delta W_A = P_a(V_2 - V_1) \quad \Delta U_A = P_a(V_2 - V_1) \quad (5.22)$$

siendo V_1 y V_2 los volúmenes iniciales y finales del sistema considerado y donde $W_a > 0$ cuando es cedido por el sistema al medio ambiente.

Depósito de masa

Este tipo de depósito debe ser considerado con un sistema abierto, es decir, limitado por una superficie permeable o semipermeable.

Aunque la atmósfera esté compuesta por estos tres depósitos, no tiene la capacidad intrínseca de generar trabajo. No obstante, a través de sus variables intensivas, determina el potencial de trabajo del sistema junto con el medio ambiente. Entonces, el trabajo extraíble de un sistema se vuelve nulo cuando no hay interacción alguna entre el sistema y su entorno, indicando que han alcanzado un estado de equilibrio mutuo. A esto se le denomina estado muerto; por este motivo, el trabajo máximo que se puede obtener de un sistema depende de este estado muerto de referencia.

Estado muerto restringido

El estado muerto restringido o equilibrio restringido ocurre cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico y mecánico con el entorno, pero no alcanza el equilibrio químico.

5.2.2. Máximo trabajo disponible y trabajo perdido

Considerando un flujo estable que atraviesa un volumen de control (ver Figura. 5.1), con entrada y salida indicadas como *in* y *out* respectivamente, y donde los alrededores se encuentran a una temperatura T_0 , con transferencia de calor hacia el flujo \dot{Q}_0 desde el volumen de control a los alrededores. La expresión de la primera Ley de la Termodinámica para este volumen de control es la siguiente:

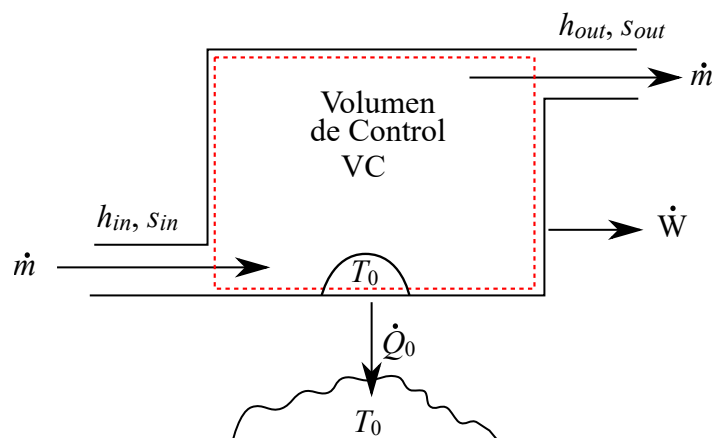


Figura 5.1: Proceso de transferencia de calor del VC al medio ambiente

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) - \dot{Q}_0 = \dot{H}_{in} - \dot{H}_{out} - \dot{Q}_0 \quad (5.23)$$

En esta expresión, h representa la entalpía específica total ($h_{estática} + c^2/2 + gz$), que es la suma de la entalpía estática, la energía cinética y la energía potencial. Por otro lado, $\dot{H} = \dot{m}h$ representa el flujo entalpía total. La generación total de entropía, denotada como \dot{S}_{gen} y según la ecuación (5.20), puede reescribirse como:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \dot{m}(s_{out} - s_{in}) = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (5.24)$$

Combinando (5.23) con (5.24)

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) - T_0\dot{S}_{gen} + T_0\dot{m}(s_{out} - s_{in}) \quad (5.25)$$

reordenando términos

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{in} - T_0s_{in}) - \dot{m}(h_{out} - T_0s_{out}) - T_0\dot{S}_{gen} \quad (5.26)$$

o bien

$$\dot{W} = \dot{m}(\varepsilon_{in} - \varepsilon_{out}) - T_0\dot{S}_{gen} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - T_0\dot{S}_{gen} \quad (5.27)$$

\dot{E} denota el flujo de exergía o disponibilidad, que indica el potencial para realizar trabajo en presencia de un entorno a una temperatura T_o . Por lo tanto, la máxima potencia de una corriente de flujo que atraviesa un proceso desde el estado *in* hasta el *out* se alcanza cuando el proceso es reversible ($\dot{S}_{gen} = 0$). Esta máxima potencia está dada por:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}_i - \dot{E}_e \quad (5.28)$$

El flujo de trabajo perdido usualmente llamado irreversibilidad o teorema de Gouy Stodola, se define como

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0\dot{S}_{gen} \quad (5.29)$$

La máxima cantidad de trabajo aprovechable de un fluido en un estado dado se logra cuando este experimenta un proceso reversible hacia un estado final que está en equilibrio con el entorno. A este estado final se le conoce como “estado muerto”, donde la presión es P_0 , la temperatura es T_0 , y tanto la energía cinética como la potencial son nulas. En el estado muerto $\dot{E} = \dot{E}_0$; por lo tanto

$$\left[\dot{W}_{rev} \right]_{\text{máx}} = \dot{E} - \dot{E}_0 = \dot{\Psi} \quad (5.30)$$

donde $\dot{\Psi}$ representa a la función del flujo de exergía; entonces, la ec. (5.28) puede reescribirse como

$$\dot{W}_{rev} = \left(\dot{E}_{in} - \dot{E}_0 \right) - \left(\dot{E}_{out} - \dot{E}_0 \right) = \dot{\Psi}_{in} - \dot{\Psi}_{out} \quad (5.31)$$

5.2.3. Exergía asociada con una transferencia de trabajo

Dado que el trabajo se ha definido como una medida de la exergía, es evidente que el trabajo es equivalente a la exergía en todos los aspectos. Por lo tanto, la exergía puede especificarse en magnitud y dirección por la transferencia de trabajo correspondiente, utilizando el mismo símbolo, \dot{W} , para ambos (Kotas, 2012).

5.2.4. Exergía asociada con el calor transferido

La exergía asociada a una transferencia de calor en el volumen de control se calcula considerando el trabajo máximo que podría obtenerse de ella, utilizando el entorno como un depósito de energía térmica de grado cero. Cuando el flujo de calor, \dot{Q} , se transfiere del volumen de control a una temperatura T mayor que T_o , una máquina térmica reversible en principio generaría una potencia máxima \dot{W}_{max} y transferiría un flujo de calor \dot{Q}_0 hacia los alrededores, como se ilustra en la Figura 5.2; entonces:

$$\dot{W}_{max} = \dot{Q} - \dot{Q}_0 = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (5.32)$$

Si el proceso dentro del volumen de control (delimitado por la superficie interna) es internamente reversible, entonces todos los procesos dentro de la superficie externa son reversibles, lo que implica que

$$\dot{W}_{rev} + \dot{W}_{m\acute{a}x} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{\Psi}_{out} \quad (5.33)$$

Sustituyendo la ec. (5.32) en la ec. (5.33) se tiene que

$$\dot{W}_{rev} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{\Psi}_{out} - \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{rev} \quad (5.34)$$

En un proceso irreversible dentro de un volumen de control con transferencia de calor \dot{Q} (a una temperatura T), de igual magnitud que \dot{Q}_{rev} , Horlock (Horlock, 1992) demostró que la pérdida de trabajo debido a dicho proceso internamente irreversible está representada por $\dot{I} = T_o \dot{S}_{gen}$, y la potencia real obtenida entre los estados de entrada y salida es:

$$\dot{W} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{\Psi}_{out} - \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{I} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{\Psi}_{out} - \Psi \dot{Q} - \dot{I} \quad (5.35)$$

Esta ecuación, la ec. (5.35), se obtiene sustituyendo la ec. (5.34) en la ec. (5.29)

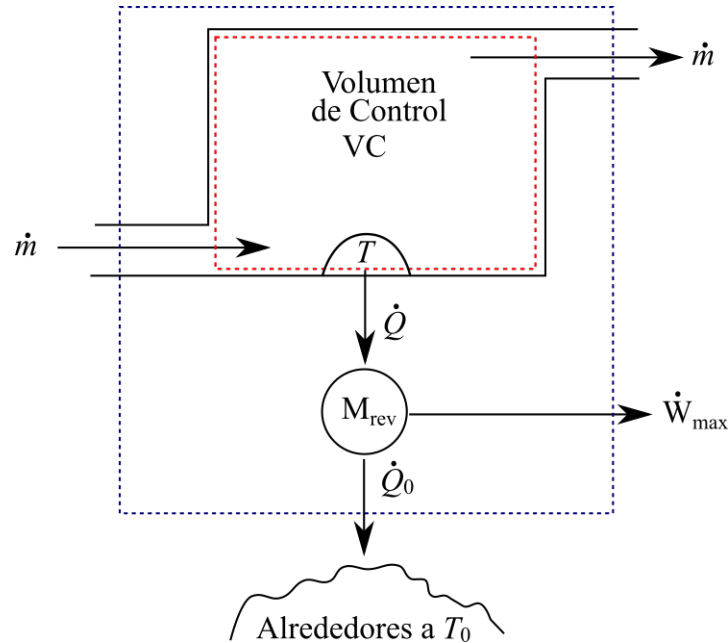


Figura 5.2: Proceso de transferencia de calor del VC a $T \succ T_o$

donde, $\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\dot{Q}$ o más precisamente, $\int_A \left(\frac{T - T_0}{T}\right)\dot{Q}_A dA$ es la exergía térmica; por lo tanto,

$$\dot{\Psi}_{out} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{W} - \Psi\dot{Q} - \dot{I} \quad (5.36)$$

Es decir, el flujo de exergía que sale del VC, es igual al flujo de exergía que entra a éste, menos la potencia real, menos la exergía térmica, menos el trabajo perdido debido a las irreversibilidad internas. La ec.(5.36) se puede reescribir como

$$\dot{\Psi}_{out} = \dot{\Psi}_{in} - \dot{W} - \dot{I}^Q - \dot{I} \quad (5.37)$$

donde \dot{I}^Q es igual a $\Psi\dot{Q}$ y representa a la exergía térmica o también conocida como el trabajo perdido debido a las irreversibilidades externas.

5.2.5. Componentes de la exergía

Al igual que la energía, la exergía está integrada por diferentes componentes (Kotas, 2012). En ausencia de los efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, la exergía está integrada por

$$\dot{E} = \dot{E}^k + \dot{E}^p + \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (5.38)$$

donde, el superíndice k , p , PH y CH indican el flujo de exergía asociado a la componente cinética, potencial, física y química, respectivamente.

El flujo de exergía física representa la cantidad de trabajo máximo que se puede obtener de una corriente dada, cuando es llevada de su estado inicial a las condiciones del medio ambiente denotado por T_0 y P_0 , mediante procesos que involucran solamente interacciones térmicas con el medio ambiente y se expresa como

$$\dot{E}_i^{PH} = \dot{H}_i - \dot{H}_0 - T_0 (\dot{S}_i - \dot{S}_0) \quad (5.39)$$

El flujo de exergía química de una mezcla de gases ideales en términos de la exergía química molar estándar (ε_{0i}) y las composiciones molares (x_i) de las especies de la mezcla (Denise et al., 2020) es

$$\dot{E}_i^{CH} = \frac{\dot{m}_i}{PM_i} \sum_{j=1}^{N_c} (x_j \varepsilon_{0j} + T_0 R_u x_j \ln x_j) \quad (5.40)$$

y representa el trabajo máximo que se puede obtener de una corriente dada, cuando se lleva desde el estado del medio ambiente hasta el estado muerto, mediante procesos que involucran solo transferencia de calor y cambio de sustancias con el medio ambiente.

5.3. Análisis exergético de la GT24

La mayor conciencia que se tiene actualmente sobre lo limitante que son los recursos energéticos, ha provocado que muchos países modifiquen sus políticas energéticas y ha despertado el interés de la comunidad científica por mejorar los sistemas de conversión de energía y, desarrollar nuevas técnicas para utilizar de mejor manera los recursos limitados

que se tienen (Ibrahim et al., 2017). Para lograr éstos, la primera y segunda Ley de la Termodinámica han sido las herramientas utilizadas para analizar y mejorar el desempeño de estos sistemas de conversión de energía.

La aplicación del análisis exergético, que integra tanto la primera como la segunda Ley de la Termodinámica, cumple con la necesidad mencionada previamente al facilitar la identificación de la cantidad y el origen de las ineficiencias en un sistema (Ebadi and Gorji-Bandpy, 2005). El análisis exergético proporciona información sobre los cambios de entropía, la producción de entropía y la degradación de la energía. Durante la última década, se ha aplicado un enfoque convencional en este análisis a través de estudios paramétricos y de optimización, con el objetivo de mejorar la eficiencia de los sistemas térmicos (Şöhret et al., 2015). Estos estudios se centran especialmente en los sistemas de generación de energía mediante turbinas de gas, las cuales desempeñan un papel crucial en la satisfacción de esta demanda energética en la actualidad.

En los últimos años, la eficiencia de las turbinas de gas industriales ha mejorado, debido a una inversión considerable en investigación y desarrollo (Poullikkas, 2005) y (Oh et al., 1996). Entre las mejoras clave en estos sistemas se incluyen la introducción de enfriamientos intermedios, el aumento de la relación de presión y el incremento de la temperatura de entrada a la turbina, TET , (Canière et al., 2006). Así mismo, se han realizado modificaciones en los sistemas de turbina de gas, para reutilizar la energía no aprovechada y de esta manera disminuir el consumo de recursos fósiles y mejorar su desempeño (Ahmadi et al., 2016) y (Ghazikhani et al., 2014).

En la Figura 5.3 se muestra el diagrama ε - h del sistema GT24; también, se muestra que el estado g_1 tiene la menor exergía del ciclo, debido a que el sistema succiona aire a las condiciones ambientales; es decir, en equilibrio con el medio ambiente. Posteriormente, la exergía del fluido se incrementa, debido al proceso de compresión ($g_1 \rightarrow g_2$) y al suministro de calor ($g_2 \rightarrow g_3$), hasta llegar al estado g_3 , que es uno de los dos estados termodinámico de máxima exergía; ya que, tiene la mayor presión y temperatura del ciclo.

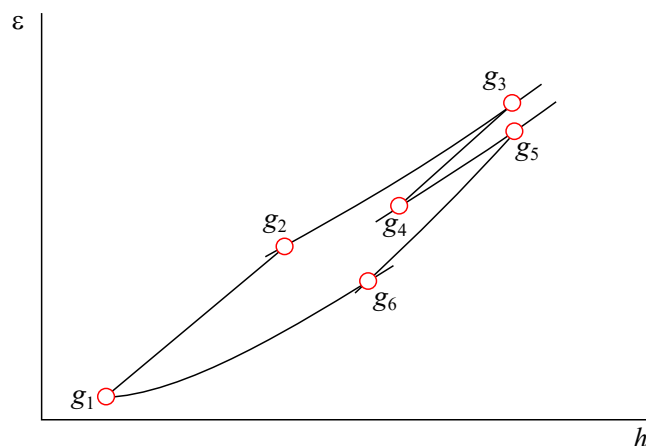


Figura 5.3: Diagrama Exergía - Entalpía de la GT24

Los gases de combustión que sale del suministro de calor se expanden en la TAP ($g_3 \rightarrow g_4$) provocando una disminución de estos, lo que se convierte en trabajo de flecha. Posteriormente, se realiza un segundo suministro de calor en la CC_2 ($g_4 \rightarrow g_5$), lo que genera un incremento en la exergía del fluido de trabajo; el estado g_5 , es el otro estado de máxima exergía. Nuevamente, los gases de combustión se expanden en la TBP ($g_5 \rightarrow g_6$), disminu-

yendo su exergía y convirtiéndola en trabajo; para finalmente salir del sistema, estado g_6 , y ser enviados al medio ambiente. El trabajo producido en la TBP y parte del producido por la TAP es suministrada al C; mientras que, la otra parte del trabajo producido por la TAP es suministrada al GE.

Para este estudio, se considera que el flujo de exergía está compuesto por la componente física y química; es decir

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (5.41)$$

Por otra parte, el flujo de exergía asociada al combustible se determina mediante su poder calorífico inferior y se expresa como

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI \left(1 - \frac{T_0}{T_{fa}} \right) \quad (5.42)$$

En la Tabla 5.1 se presentan los balances de exergía e irreversibilidad para cada equipo que integra al sistema de GT24. Así mismo, muestra como la irreversibilidad del C, TAP y TBP está en función sólo de su cambio de entropía; mientras que, en las CC₁ y CC₂ aunado al cambio de entropía está asociado al flujo de transferencia de entropía, tal y como se muestran en la ec.(5.20). Por otra parte, para el sistema GT24; aunado a la irreversibilidad \dot{I}_{TG} , que es la suma de las irreversibilidades de cada elemento, tal y como se ve en su columna de irreversibilidades, se tiene la irreversibilidad \dot{I}^Q , que es la irreversibilidad externa como se presentó en la ec. (5.37). Para la GT24, \dot{I}^Q representa el flujo de exergía asociado a los gases de escape, es decir \dot{E}_{g6} ; por lo tanto, la irreversibilidad de la GT24, está dado por el flujo de irreversibilidad internas \dot{I} y, la irreversibilidad externa \dot{I}^Q , es decir

$$\dot{I}_{GT24} = \sum_{i=1} \dot{I}_i + \dot{I}^Q = \sum_{i=1} \dot{I}_i + \dot{E}_{g6} \quad (5.43)$$

donde, el subíndice i , hace referencia al C, CC₁, TAP, CC₂ y TBP.

Tabla 5.1: Balances de exergía en los equipos de la GT24

Equipo	Balace de exergía	Irreversibilidad
C	$\dot{E}_{g1} + \dot{E}^{\dot{W}_C} = \dot{E}_{g2} + \dot{I}_C$	$T_0(\dot{S}_2 - \dot{S}_1)$
CC ₁	$\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{g2} = \dot{E}_{g3} + \dot{I}_{CC1}$	$T_0(\dot{S}_3 - \dot{S}_2) - \dot{m}_{comb1} PCI \left(\frac{T_0}{T_{fa}} \right)$
TAP	$\dot{E}_{g3} = \dot{E}_{g4} + \dot{E}^{\dot{W}_{TAP}} + \dot{I}_{TAP}$	$T_0(\dot{S}_4 - \dot{S}_3)$
CC ₂	$\dot{E}_{comb2} + \dot{E}_{g4} = \dot{E}_{g5} + \dot{I}_{CC2}$	$T_0(\dot{S}_5 - \dot{S}_4) - \dot{m}_{comb2} PCI \left(\frac{T_0}{T_{fa}} \right)$
TBP	$\dot{E}_{g5} = \dot{E}_{g6} + \dot{E}^{\dot{W}_{TBP}} + \dot{I}_{TBP}$	$T_0(\dot{S}_6 - \dot{S}_5)$
GT24	$\dot{E}_{g1} + \dot{E}_{comb_t} = \dot{E}^{\dot{W}_{TG}} + \dot{I}_{TG} + \dot{I}^Q$	$T_0(\dot{S}_6 - \dot{S}_1) - \dot{E}_{comb_t} PCI \left(\frac{T_0}{T_{fa}} \right)$

5.3.1. Parámetros de desempeño exergéticos de la GT24

Uno de los parámetros de desempeño exergético es la eficiencia exergética. El cálculo de la eficiencia exergética puede ser un tema bastante difícil, debido a la falta de estandarización

y la ambigüedad de algunos términos que se encuentran en la literatura (Marmolejo-Correa and Gundersen, 2012). Es común utilizar términos como; producto útil, gastos de exergía, salida de exergía o entrada de exergía, para describir la eficiencia exergética de un proceso. Esto ha generado problemas, ya que se da lugar a diferentes interpretaciones. Brodyansky ejemplificó, como estos términos pueden conducir a diferentes resultados y formulaciones para la eficiencia exergética (Brodyanski et al., 1994).

Para este estudio se utilizan dos definiciones de eficiencia exergética, la primera es la relación entre todos los flujos de exergía que salen y los flujos de exergía que ingresan al sistema (eficiencia input-output), quien Lior y Zhang se refirieron como la eficiencia total o general y sugirieron su uso para procesos, donde la mayor parte de la salida es “útil” (Lior and Zhang, 2007), y se expresa como

$$\eta_{ex,tot} = \frac{\sum \text{Exergías que salen}}{\sum \text{Exergías que entran}} = 1 - \frac{\sum \text{Irreversibilidad}}{\sum \text{Exergías que entran}} \quad (5.44)$$

Mientras que, la segunda definición es la relación entre la exergía del producto y la exergía del recurso, la cual fue definida por Tsatsaronis (Tsatsaronis, 1993) y Bejan (Bejan et al., 1996b), es decir

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergía del producto}}{\text{Exergía del recurso}} \quad (5.45)$$

En la Tabla 5.2 se muestran las expresiones para determinar las eficiencias de los equipos de la GT24 de acuerdo con las ecs.(5.44) y (5.45). Para la mayoría de los equipos que integran al sistema GT24; la $\eta_{ex,tot}$ siempre es mayor a la η_{ex} , ya que se contemplan como productos todas la corrientes que salen de cada uno y no sólo la parte útil; a excepción del compresor, C, ya que \dot{E}_{g1} es igual a cero; por lo tanto, para este equipo ambas eficiencias exergéticas son iguales. Así mismo, se puede observar que, para el caso de la TBP, la $\eta_{ex,tot}$ contempla a la \dot{E}_{g6} , que es la irreversibilidad externa del sistema como un producto y como recurso a

Tabla 5.2: Eficiencias exergéticas de los equipos de la GT24

Equipo	$\eta_{ex,tot}$	η_{ex}
C	$\frac{\dot{E}_{g2}}{\dot{E}_{g1} + \dot{E}^{WC}}$	$\frac{\dot{E}_{g2} - \dot{E}_{g1}}{\dot{E}^{WC}}$
CC ₁	$\frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{g2}}$	$\frac{\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g2}}{\dot{E}_{comb1}}$
TAP	$\frac{\dot{E}_{g3}}{\dot{E}^{WTAP} + \dot{E}_{g4}}$	$\frac{\dot{E}_{g3} - \dot{E}_{g4}}{\dot{E}^{WTAP}}$
CC ₂	$\frac{\dot{E}_{g5}}{\dot{E}_{comb2} + \dot{E}_{g4}}$	$\frac{\dot{E}_{g5} - \dot{E}_{g4}}{\dot{E}_{comb2}}$
TBP	$\frac{\dot{E}_{g5}}{\dot{E}^{WTBP} + \dot{E}_{g6}}$	$\frac{\dot{E}_{g5} - \dot{E}_{g6}}{\dot{E}^{WTBP}}$
GT24	$\frac{\dot{E}^{WGT24} + \dot{E}_{g6}}{\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2} + \dot{E}_{g1}}$	$\frac{\dot{E}^{WGT24}}{\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2}}$

la \dot{E}_{g5} , por dicho motivo la $\eta_{ex,tot}$ será mucho mayor que la η_{ex} . Lo anterior ocurre de la misma manera, cuando se obtiene las eficiencias de sistema completo, es decir, de la GT24.

5.4. Análisis exergético del ciclo de vapor

Hoy en día, el método predominante para la generación de energía eléctrica a carga base a nivel mundial son las centrales eléctricas convencionales de gas o carbón. Sin embargo, esta fuente de energía ha generado una gran preocupación debido a los problemas asociados con su proceso de generación, incluyendo la contaminación y las emisiones de gases de efecto invernadero (Outlook, 2019). En las últimas décadas, se ha presenciado un constante incremento en la demanda de generación de energía, lo que ha intensificado la urgencia de adoptar enfoques eficientes y respetuosos con el medio ambiente para los sistemas de generación de energía. Hoy en día, los combustibles fósiles, especialmente el gas natural y el carbón, siguen siendo la principal fuente de energía para la generación de electricidad (Eia, 2012), y de acuerdo con la Agencia Internacional de Energía, las centrales eléctricas de ciclo combinado alimentadas con gas continuarán siendo la tecnología que más aportará a la producción de energía eléctrica hasta el año 2030 (Panos et al., 2016).

La creciente demanda de electricidad ha generado la necesidad de desarrollar centrales eléctricas más eficientes (Khatib, 2012). Durante el proceso de producción de energía, las pérdidas de energía son motivo de gran preocupación, dado que inciden directamente en la eficiencia térmica del sistema, en consecuencia, se han realizado varios estudios en centrales térmicas, enfocados en las formas alternativas de diseño y operación para lograr una mejor eficiencia. El análisis de centrales térmicas es un concepto amplio que implica el uso eficiente de los recursos energéticos. Antes de 1940, el análisis de la eficiencia energética de las centrales eléctricas dependía de la Primera Ley de la Termodinámica (Khaleel et al., 2022). Sin embargo, en estos días, el análisis de la Segunda Ley es la base para determinar a la pérdida de exergía; este análisis tiene como objetivo estudiar la calidad de la energía producida en un sistema, desde una perspectiva más amplia (esta técnica normalmente se denomina análisis exergético). Varios investigadores han examinado, utilizando el enfoque exergético, las centrales térmicas, como lo hicieron Lozano (Lozano and Valero, 1987), quienes encontraron que en un ciclo de vapor, el condensador presentaba la mayor pérdida de exergía, seguido por la caldera de recuperación de calor. En el 2017 Behbahaninia (Behbahaninia et al., 2017), propuso un enfoque para la estimación de los términos de eficiencia exergética y pérdida de exergía basado en ASME ptc 4.1. Los resultados mostraron una eficiencia exergética de 53.70% para la caldera. Así mismo, Geete en el 2021 (Geete, 2021), A través de sus investigaciones, llegaron a la conclusión de que la destrucción de exergía podría reducirse al disminuir los valores de los parámetros termodinámicos del fluido de trabajo que alimenta a las turbinas, así como las diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor de la caldera. Así como éstos, se han realizado numerosos estudios de investigación basados en el análisis de energía y exergía en centrales térmicas.

Para este estudio, así como se mencionó en la sección 3.2, se estudia el ciclo de vapor que se presentó en la Figura 3.3 y que se vuelve a presentar en esta sección. El ciclo de vapor se muestra en el diagrama $\varepsilon-h$ (Figura 5.5), donde se exhiben todos sus estados termodinámicos que lo integran. Así mismo, se muestra que, el estado de mayor exergía por unidad de masa corresponde al del vapor vivo, v_1 , debido a que tiene la mayor temperatura y presión del ciclo, esta exergía de alta calidad se obtiene de la energía recuperada de los gases de escape de la GT24. La exergía del vapor vivo disminuye hasta llegar a un estado de líquido-vapor (v_2) en la turbina para generar trabajo. Posteriormente, la exergía que aún contiene el vapor a la salida de la turbina pasa por el condensador para salir hasta el estado de menor exergía del ciclo (v_3), donde se tiene la menor presión, P_{cond} , y la menor temperatura, debido a que el fluido se encuentra en condiciones de líquido saturado. El fluido incrementa nuevamente su exergía,

ya que es bombeado hasta el deareador (v_4), donde el fluido se divide en dos fracciones, una fracción (\dot{m}_1), es enviada a la sección de alta presión de la caldera de recuperación de calor,

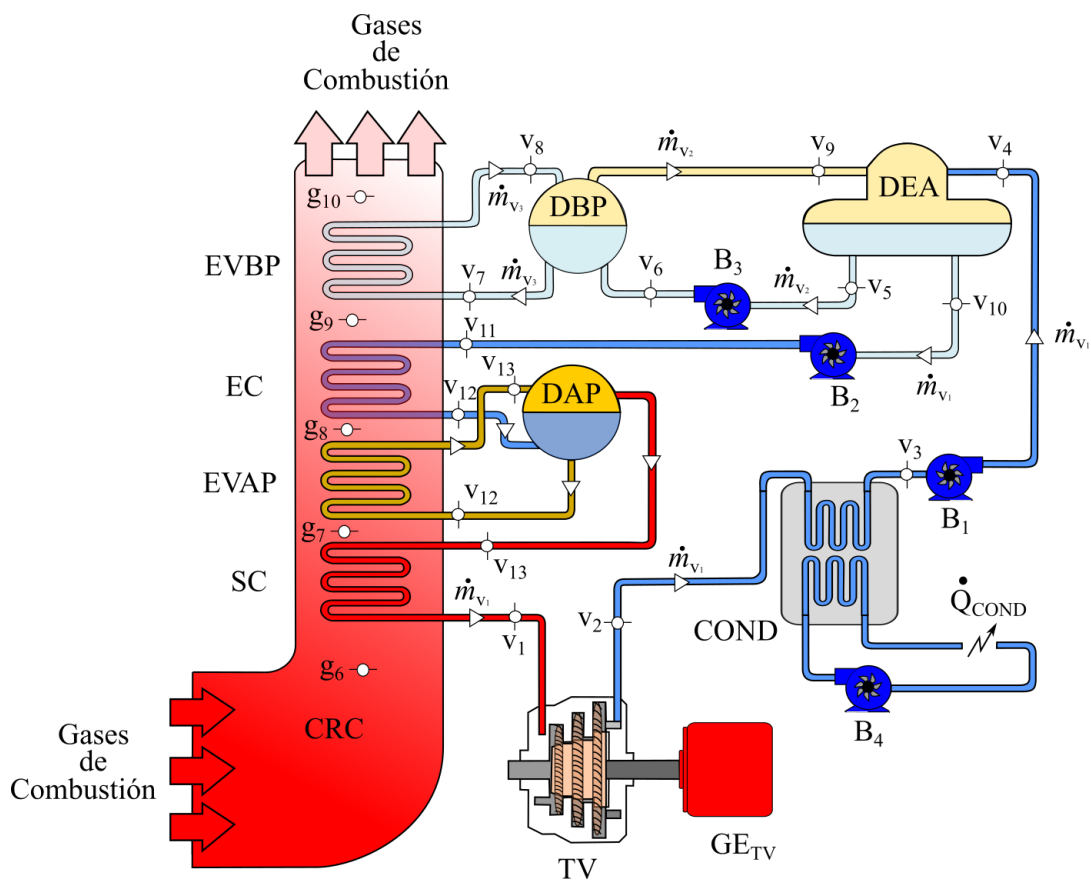


Figura 5.4: Diagrama esquemático del ciclo de Vapor

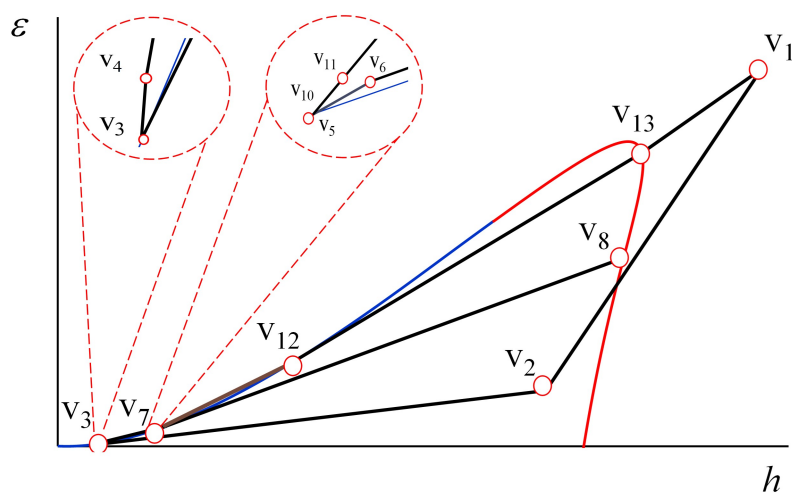


Figura 5.5: Diagrama Exergía - Entalpía del ciclo de vapor

donde se incrementa su exergía hasta la exergía del vapor vivo, debido a la recuperaciones de la energía de los gases de escape. La otra fracción (\dot{m}_2), es enviada a la sección de baja presión de la caldera, donde su exergía es incrementa por la energía recuperada de los gases

de escape y es enviada nuevamente al deareador, para incrementar la exergía del flujo de agua que ingresa al mismo.

5.4.1. Parámetros de desempeño exergéticos del ciclo de la TV

En la Tabla 5.3 se presentan los balances de exergía de los equipos que integran al ciclo de vapor. Se muestra que, en los equipos tales como la TV y las bombas, su irreversibilidad sólo está en función del cambio de entropías; Mientras que, el DBP y el DEA, aunado al cambio de entropía se tiene asociado un calor que se pierde debido a la mezcla de corrientes en diferentes fases. Finalmente, el COND, igualmente, su irreversibilidad tiene asociado su cambio de entropía y el calor disipado hacia el agua de enfriamiento.

Tabla 5.3: Balances de exergía en los equipos de la GT24

Equipo	Balace de exergía	Irreversibilidad
TV	$\dot{E}_{v1} = \dot{E}_{v2} + \dot{E}^{W_{TV}} + \dot{I}_{TV}$	$T_0(\dot{S}_2 - \dot{S}_1)$
B ₁	$\dot{E}^{W_{B1}} + \dot{E}_{v3} = \dot{E}_{v4} + \dot{I}_{B1}$	$T_0(\dot{S}_4 - \dot{S}_3)$
B ₂	$\dot{E}^{W_{B2}} + \dot{E}_{v10} = \dot{E}_{v11} + \dot{I}_{B2}$	$T_0(\dot{S}_{11} - \dot{S}_{10})$
B ₃	$\dot{E}^{W_{B3}} + \dot{E}_{v5} = \dot{E}_{v6} + \dot{I}_{B6}$	$T_0(\dot{S}_6 - \dot{S}_5)$
DBP	$\dot{E}_{v6} + \dot{E}_{v8} = \dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9} + \dot{I}_{DBP}$	$T_0 \left[(\dot{S}_7 - \dot{S}_6) + (\dot{S}_9 - \dot{S}_8) - \left(\frac{\dot{Q}_{v6,7}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{v9,8}}{T_{v0}} \right) \right]$
DAP	$\dot{E}_{v12} + \dot{E}_{v13} = \dot{E}_{v12} + \dot{E}_{v13} + \dot{I}_{DAP}$	-----
DEA	$\dot{E}_{v4} + \dot{E}_{v9} = \dot{E}_{v5} + \dot{E}_{v10} + \dot{I}_{DEA}$	$T_0 \left[(\dot{S}_{10} - \dot{S}_9) + (\dot{S}_5 - \dot{S}_4) - \left(\frac{\dot{Q}_{v10,9}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{v5,4}}{T_0} \right) \right]$
COND	$\dot{E}_{v2} = \dot{E}_{v3} + \dot{E}^{Q_{COND}} + \dot{I}_{COND}$	$T_0 \left[(\dot{S}_3 - \dot{S}_2) + \left(\frac{\dot{Q}_{v3,2}}{T_{COND}} \right) \right]$

En la Tabla 5.4 se presentan las eficiencias exergéticas de acuerdo con las ecs. (5.44) y (5.45) para los equipos que integran al ciclo de TV. Al igual que en el caso de los equipos de TG, la $\eta_{ex,tot}$ de los elementos que integran al ciclo de TV es mayor que la η_{ex} . Así mismo, se muestra que, para el caso del DAP, las corrientes que ingresan y las que salen de éste al tener la misma calidad, su eficiencia exergética ($\eta_{ex,tot}$) es igual a la unidad. Por otra parte, el COND, al ser un equipo disipativo, su eficiencia exergética, de acuerdo con la ec. (5.4) está en función del la exergía asociada al calor que se disipa hacia el medio ambiente, ya que ésta es una corriente que sale del equipo. Para el caso de la η_{ex} , de la misma manera el DAP tiene el valor de la unidad, debido a lo antes mencionado; así mismo, el DAP y el DEA, sus productos son las diferencias de las corrientes que salen y sus recursos las diferencias de las que entran a cada equipo. Por otro lado, el COND, no tiene definida una eficiencia, debido a que su producto no se utiliza para otro elemento dentro del ciclo de TV, es decir no tiene un propósito productivo.

Tabla 5.4: Eficiencias exergéticas de los equipos del ciclo de la TV

Equipo	$\eta_{ex,tot}$	η_{ex}
TV	$\frac{\dot{E}_{v2} + \dot{E}^{W_{TV}}}{\dot{E}_{v1}}$	$\frac{\dot{E}^{W_{TV}}}{\dot{E}_{v1} - \dot{E}_{v2}}$
B ₁	$\frac{\dot{E}_{v4}}{\dot{E}^{W_{B1}} + \dot{E}_{v3}}$	$\frac{\dot{E}_{v4} - \dot{E}_{v3}}{\dot{E}^{W_{B1}}}$
B ₂	$\frac{\dot{E}_{v11}}{\dot{E}^{W_{B2}} + \dot{E}_{v10}}$	$\frac{\dot{E}_{v11} - \dot{E}_{v10}}{\dot{E}^{W_{B2}}}$
B ₃	$\frac{\dot{E}_{v6}}{\dot{E}^{W_{B3}} + \dot{E}_{v5}}$	$\frac{\dot{E}_{v6} - \dot{E}_{v5}}{\dot{E}^{W_{B3}}}$
DBP	$\frac{\dot{E}_{v7} + \dot{E}_{v9}}{\dot{E}_{v6} + \dot{E}_{v8}}$	$\frac{\dot{E}_{v9} - \dot{E}_{v7}}{\dot{E}_{v8} - \dot{E}_{v6}}$
DAP	$\frac{\dot{E}_{v12} + \dot{E}_{v13}}{\dot{E}_{v12} + \dot{E}_{v13}}$	$\frac{\dot{E}_{v13} - \dot{E}_{v12}}{\dot{E}_{v13} - \dot{E}_{v12}}$
DEA	$\frac{\dot{E}_{v5} + \dot{E}_{v10}}{\dot{E}_{v4} + \dot{E}_{v9}}$	$\frac{\dot{E}_{v10} - \dot{E}_{v5}}{\dot{E}_{v9} - \dot{E}_{v4}}$
COND	$\frac{\dot{E}_{v3} + \dot{E}^{Q_{COND}}}{\dot{E}_{v2}}$	-----

5.5. Análisis exergético de la CRC

La sección de la caldera de recuperación de calor es parte del ciclo de turbina de vapor, y es el equipo en donde se recupera parte de la energía que tienen los gases de escape de la GT24. En el Figura 5.6 se muestra el diagrama \dot{E}^Q/\dot{Q} en función del porcentaje de calor, \dot{Q} . Se muestra que la corriente de los gases de escape, es decir la curva superior, disminuye su calidad, desde el estado g_6 hasta el estado g_{10} ; debido a que cede su energía a la corriente de agua-vapor. El contenido exergético de los gases de escape, que salen de la CRC a las condiciones del estado g_{10} son enviados al medio ambiente y se consideran como una irreversibilidad externa; es decir $\dot{I}^Q = \dot{E}_{g_{10}}$. Por otra parte, la corriente de agua-vapor, línea inferior, aumenta su calidad, debido a que aprovecha el calor que cede la corriente de los gases de escape, desde las condiciones de v_7 hasta la corriente v_1 . La corriente v_7 es la corriente de agua saturada que ingresa al EVBP; mientras que, la corriente de v_1 es el vapor sobrecalentado que ingresa a la TV. El área que se forma entre las dos líneas, la de los gases de escape y la del flujo de agua-vapor, es la irreversibilidad generada, debido al intercambio de calor entre esas corrientes, donde se muestra que, en la sección del EVAP se generan las mayores pérdidas. Pero tratar de disminuir esta pérdida de energía provocará que se

incremente el área de transferencia de calor, generando mayores costos en esta sección.

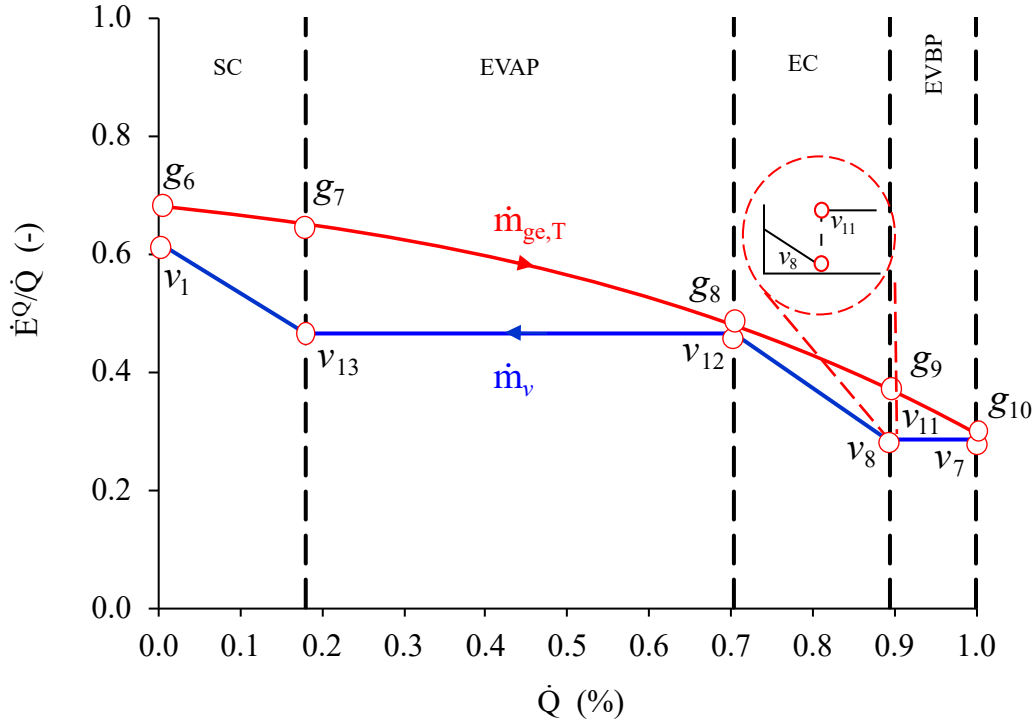


Figura 5.6: Perfil exergético de la CRC

En la Tabla 5.5 se presentan los balances de exergía y los flujo de irreversibilidades de los elementos que integran a la CRC. Se muestra que, la irreversibilidad en estos elementos está en función sólo del cambio de entropía entre la corriente de vapor y las de gases de escape, porque se consideran a estos elementos como adiabáticos.

Tabla 5.5: Balances de exergía en los elementos de la CRC

Equipo	Balace de exergía	Irreversibilidad
SC	$\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v13} = \dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v1} + \dot{I}_{SC}$	$T_0 \left[\left(\dot{S}_{v1} - \dot{S}_{v13} \right) - \left(\dot{S}_{g6} - \dot{S}_{g7} \right) \right]$
EVAP	$\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v12} = \dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v13} + \dot{I}_{EVAP}$	$T_0 \left[\left(\dot{S}_{v13} - \dot{S}_{v12} \right) - \left(\dot{S}_{g7} - \dot{S}_{g8} \right) \right]$
EC	$\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v11} = \dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v12} + \dot{I}_{EC}$	$T_0 \left[\left(\dot{S}_{v12} - \dot{S}_{v11} \right) - \left(\dot{S}_{g8} - \dot{S}_{g9} \right) \right]$
EVBP	$\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v7} = \dot{E}_{g10} + \dot{E}_{v8} + \dot{I}_{EVBP}$	$T_0 \left[\left(\dot{S}_{v8} - \dot{S}_{v7} \right) - \left(\dot{S}_{g9} - \dot{S}_{g10} \right) \right]$

En la Tabla 5.6 se presentan las expresiones de las eficiencias exergéticas de las secciones de la CRC, que al igual que en las otras sección del ciclo combinado, la $\eta_{ex,tot}$ es mayor que la η_{ex} . Así mismo, se muestra que, la $\eta_{ex,tot}$ es una relación entre la suma de las corriente de gases de escape y de vapor y la suma de esas mismas corrientes a la entrada; mientras que, para el caso de la η_{ex} es la relación del cambio de exergía en la corriente de vapor y la de los gases de escape.

Tabla 5.6: Eficiencias exergéticas de los elementos que integran a la CRC

Equipo	$\eta_{ex,tot}$	η_{ex}
SC	$\frac{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v1}}{\dot{E}_{g6} + \dot{E}_{v13}}$	$\frac{\dot{E}_{v1} - \dot{E}_{v13}}{\dot{E}_{g6} - \dot{E}_{g7}}$
EVAP	$\frac{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v13}}{\dot{E}_{g7} + \dot{E}_{v12}}$	$\frac{\dot{E}_{v13} - \dot{E}_{v12}}{\dot{E}_{g7} - \dot{E}_{g8}}$
EC	$\frac{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v12}}{\dot{E}_{g8} + \dot{E}_{v11}}$	$\frac{\dot{E}_{v12} - \dot{E}_{v11}}{\dot{E}_{g8} - \dot{E}_{g9}}$
EVBP	$\frac{\dot{E}_{g10} + \dot{E}_{v8}}{\dot{E}_{g9} + \dot{E}_{v7}}$	$\frac{\dot{E}_{v8} - \dot{E}_{v7}}{\dot{E}_{g9} - \dot{E}_{g10}}$

5.6. Análisis Exergético del Ciclo Combinado

Como ya se había mencionado, el ciclo combinado está integrado por el ciclo de turbina de gas y de vapor, acoplados por la CRC; por lo cual, su balance de exergía contempla a estas tres secciones, y está dado por la siguiente expresión

$$\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2} = \dot{E}^{W_{TG}} + \dot{E}^{W_{TV}} + \dot{I}_{CC} + \dot{I}^{Q_{TG}} + \dot{I}^{Q_{COND}} \quad (5.46)$$

mientras que la eficiencia exergética total, $\eta_{ex,tot}$, y la eficiencia exergética ésta, η_{ex} , se expresan como

$$\eta_{ex,tot} = \frac{\dot{E}^{W_{TG}} + \dot{E}^{W_{TV}} + \dot{E}_{g10} + \dot{E}_{COND}}{\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2}}; \quad \eta_{ex} = \frac{\dot{E}^{W_{TG}} + \dot{E}^{W_{TV}}}{\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2}} \quad (5.47)$$

5.7. Resultados

La Figura 5.7 muestra a las eficiencias, tanto la exergética (η_{ex}) como la total ($\eta_{ex,tot}$); así como, la contribución de irreversibilidad en porcentaje, de cada elemento que integra al ciclo combinado. También muestra que, las mayores eficiencias tanto exergética, como exergética total, se tienen en el DAP y el DBP ya que, en estos equipos las corrientes que ingresan tienen la misma cantidad y calidad que las corrientes que salen. Así mismo, se muestra que los equipos con mayores contribuciones a la irreversibilidad son la cámara de combustión 1, el evaporador de alta presión y la turbina de vapor, con un porcentaje de 36.4 %, 8.6 % y 7.9 %, respectivamente. La suma de los porcentajes de irreversibilidad de los equipos representa el 75.37 % del total de irreversibilidad generada en el sistema. Los porcentajes restantes, que corresponden al 14.99 % y al 9.64 %, se asignan a la exergía de los gases de escape que salen de la CRC y al calor que sale del condensador, respectivamente. Por otra parte, para todos los equipos, la eficiencia total siempre es mayor que la eficiencia exergética; sin embargo, la eficiencia exergética mide la parte útil o producto útil de cada elemento en función de los

recurso que ingresan al mismo. Por este motivo, se estudiará el comportamiento tanto del recurso, producto, irreversibilidad y residuo del sistema de ciclo combinado.

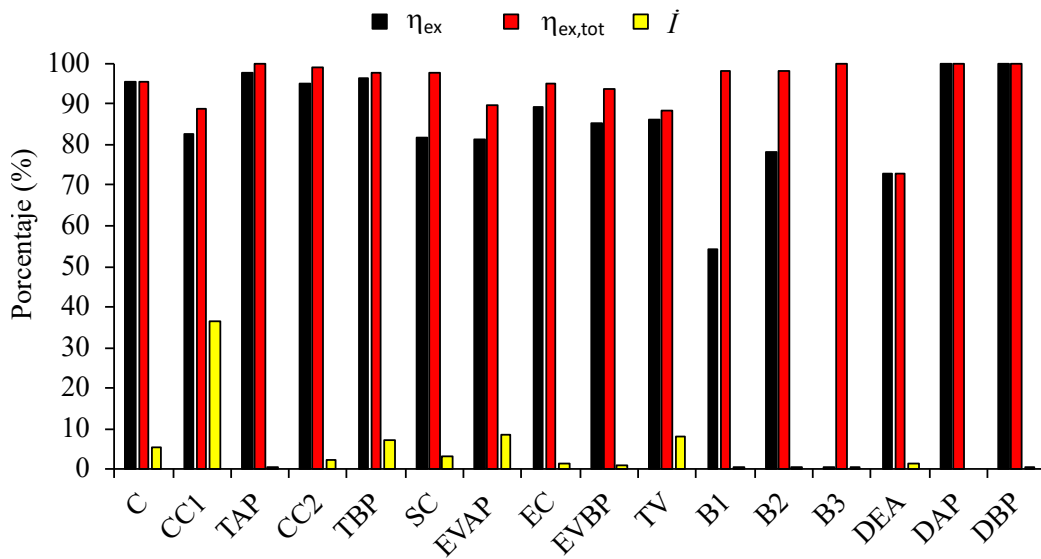


Figura 5.7: Porcentaje de la eficiencia exergética, total y flujo de irreversibilidad de los sistemas del CC.

La Figura 5.8 muestra el flujo de recurso del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina (T_3) y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión (η_{sic}). El recurso que ingresa al sistema de ciclo combinado corresponde a la suma de los flujos de exergía asociado al combustible que ingresan a cada cámara de combustión, y se muestra que, éste disminuye al incremental la relación de presiones del compresor; así mismo, para relaciones de presiones mayores a 30 el recurso disminuye al aumentar la temperatura de entrada a la turbina y la eficiencia isoentrópica de compresión. A las condiciones de operación de la GT24, que se presentaron en la Tabla 4.1, el sistema de ciclo combinado requiere un consumo exergético de recurso de 387.36 MW y al aumentar 50 °C la temperatura de entrada a la turbina el consumo de recurso disminuye en 0.19%; mientras que, al aumentar en 2% la eficiencia isoentrópica de compresión la disminución es de 1.27%.

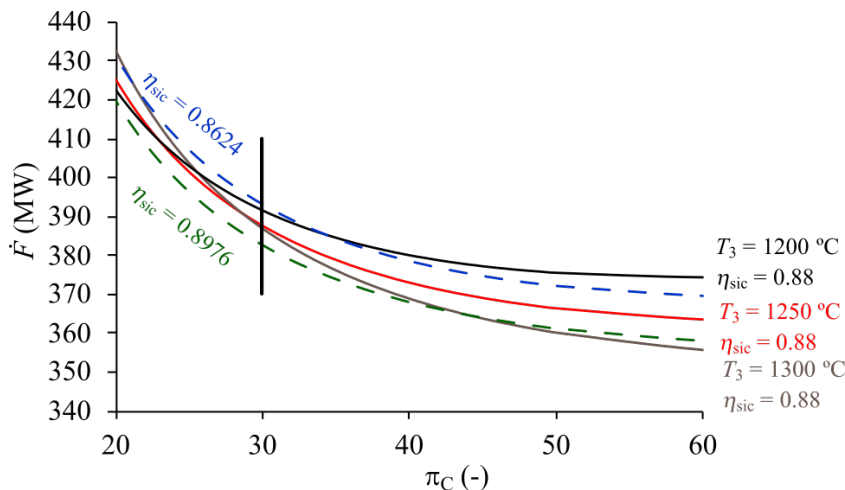


Figura 5.8: Flujo de recursos en función de la relación de presiones del compresor

La Figura 5.9 muestra el producto del ciclo combinado en función de la relación de presiones del compresor, a diferentes temperaturas de entrada a la turbina (T_3) y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión (η_{sic}). La potencia total generada en el ciclo combinado es la suma de las potencias producidas por la GT24 y la TV. Esta tienden a disminuir a medida que aumenta la relación de presiones del compresor hasta alcanzar un mínimo, tras lo cual vuelven a aumentar. Cuando la relación de presiones supera los 30, al aumentar tanto la eficiencia isoentrópica de compresión como la temperatura de entrada a la turbina, se observa un comportamiento similar; este comportamiento se asocia a que el calor suministrado por los gases de escape disminuye y por tal motivo la potencia que se genera en el ciclo de vapor también, mientras se mantiene constante la potencia de la TG24. En las condiciones de operación de la TG, el ciclo combinado genera una potencia de 238.21 MW, la cual disminuye en un 0.093 % al aumentar la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C, y en un 0.617 % al incrementar la eficiencia isoentrópica de compresión en un 2 %.

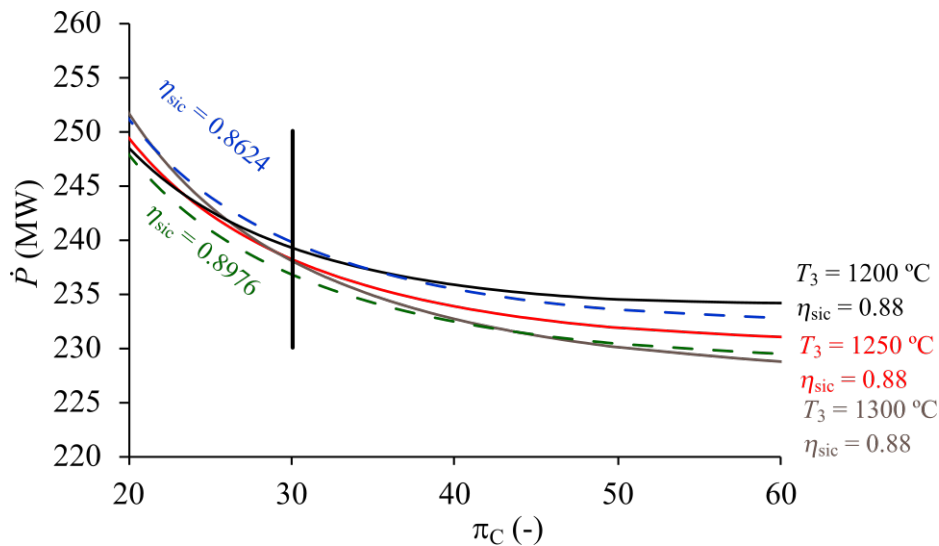


Figura 5.9: Flujo de productos en función de la relación de presiones del compresor

En las Figuras 5.10 y 5.11, se presentan las irreversibilidades totales y los residuos correspondientes al ciclo combinado, variando la relación de presiones del compresor, las temperaturas de entrada a la turbina (T_3), y las eficiencias isoentrópicas de compresión (η_{sic}). Se muestra para ambas curvas que, su comportamiento es similar, ya que tienden a disminuir al aumentar la relación de presiones del compresor hasta llegar a un mínimo y posteriormente se incrementan. Así mismo, disminuyen al aumentar la eficiencia isoentrópica de compresión y la temperatura de entrada a la turbina, esto para relaciones de presiones mayores a 30; este comportamiento se debe a que la irreversibilidad y el residuo están ligado con el comportamiento de los flujos de recursos y productos del sistema, mediante la siguiente expresión: $\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$, donde $\dot{I} = \dot{I}_{int} + \dot{R}$. A las condiciones de operación de la TG, el ciclo combinado genera 149.48 MW de irreversibilidad y ésta disminuye 0.035 % y 2.31 % al aumentar 50 °C la temperatura de entrada a la turbina y 2 % la eficiencia isoentrópica de compresión, respectivamente. Así mismo, el residuo generado a las condiciones de operación es de 36.82 MW y corresponde al 24.63 % de la irreversibilidad total (149.48 MW) y esta disminuye 0.030 % y 2.01 % al aumentar 50 °C la temperatura de entrada a la turbina y 2 % la eficiencia isoentrópica de compresión, respectivamente.

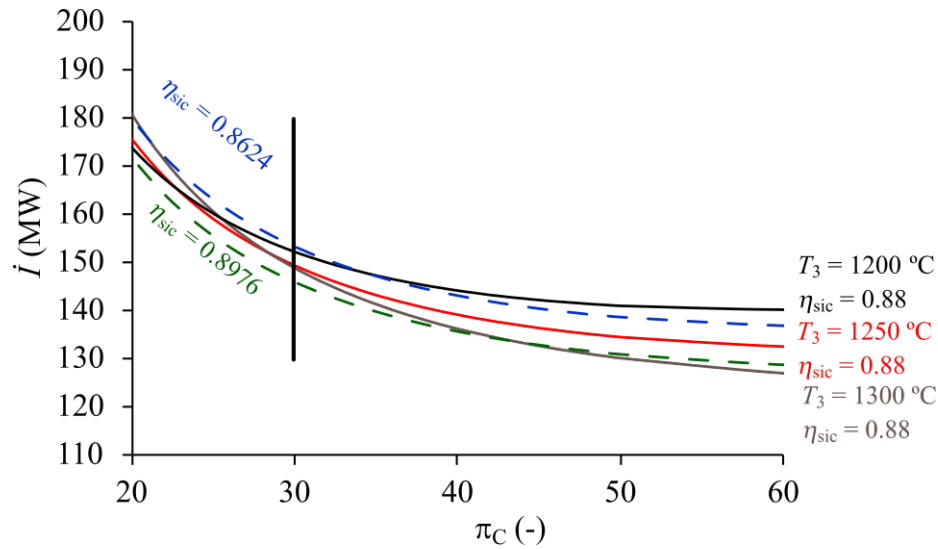


Figura 5.10: Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor

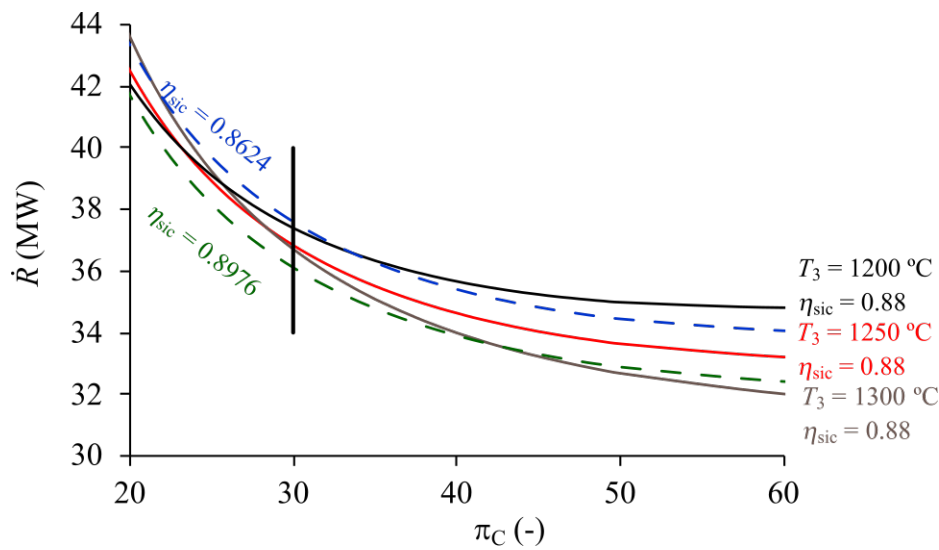


Figura 5.11: Flujo de residuos en función de la relación de presiones del compresor

En la Figura 5.12, se muestra la variación de la eficiencia exergética del ciclo combinado respecto a la relación de presiones del compresor, considerando distintas temperaturas de entrada a la turbina (T_3) y diferentes eficiencias isoentrópicas de compresión (η_{sic}). Así mismo muestra como, a pesar de que la potencia de ciclo combinado disminuye al aumentar la temperatura de entrada de los gases de escape o la eficiencia isoentrópica de compresión (ver Figura 5.9), la eficiencia exergética aumenta, ya que el sistema GT24 se vuelve más eficiente al incrementar estos parámetros. A las condiciones de operación de la TG, el ciclo combinado opera con una eficiencia exergética de 61.50% y ésta aumenta 0.80% y 0.66% al aumentar 50 °C la temperatura de entrada a la turbina y 2% la eficiencia isoentrópica de compresión, respectivamente.

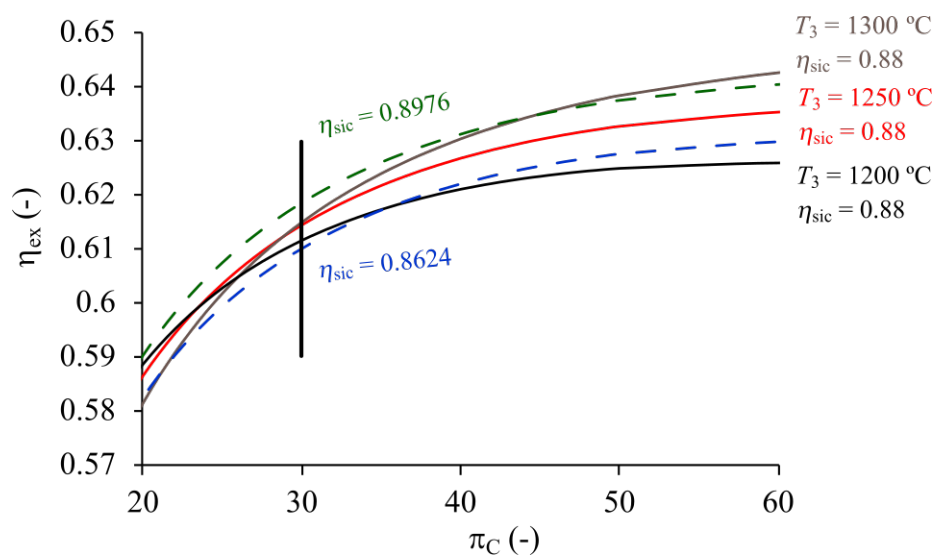


Figura 5.12: Eficiência exérgica do CC em função da relação de pressões do compressor

Capítulo 6

Estudio termoeconómico

De acuerdo con los estudios sobre sistemas energéticos, se ha determinado que la exergía resulta ser la propiedad más idónea para calcular el potencial de una corriente energética. Por consiguiente, también se posiciona como la medida más apropiada para evaluar los costos asociados a los productos generados por estos sistemas. Una parte crucial en la evaluación de los costos de los productos de un sistema energético es la definición de sus límites. Esto se debe a que un producto está compuesto por la suma de todos los recursos utilizados en su producción, los cuales provienen de procesos anteriores. Por lo tanto, es esencial establecer un límite claro que permita focalizar la atención en el objeto de estudio. El costo es una propiedad emergente, ya que no existe un instrumento que lo determine de manera directa; por lo cual, es necesario realizar un análisis del sistema para evaluar esta propiedad. No obstante, llevar a cabo este análisis no es una tarea sencilla. Esto se debe a que, en la mayoría de los casos, se emplea una amplia gama de recursos, y además, en todo proceso de obtención de un recurso siempre se producen residuos. Por lo tanto, el objetivo del costo es rastrear el origen del proceso o procesos implicados en la creación de la corriente energética y cuantificarlo. (Torres and Valero, 2021).

La problemática sobre la asignación de costos de exergía a las corrientes de materia fue formulada por Valero en 1986 (Valero et al., 1986) y expresa lo siguiente: “Dentro de un sistema cuyos límites se han establecido y se ha especificado un nivel de agregación que detalla los subsistemas que lo conforman, ¿cuál sería el proceso para calcular los costos promedio de todos los flujos que interactúan en dicho sistema?”. Para esta problemática, la Teoría del Costo de Exergía da una respuesta (Lozano and Valero, 1993a) mediante la implementación de cuatro reglas de asignación.

- Regla de recursos: Cuando no hay asignaciones externas, el costo exergético de los flujos que entran al sistema es igual a su exergía.
- Regla de conservación de costos: Todos los costos derivados del proceso de producción deben ser contabilizados en el costo del producto final. Cuando no hay una evaluación externa, se asigna un valor de cero para los costos de las pérdidas en la planta.
- Regla del recurso no gastado: si un flujo de salida de un proceso es parte del recurso no gastado de este proceso, el costo exergético unitario es el mismo que el del flujo de entrada (también conocida como regla F).
- Regla de los coproductos: Si un proceso implica un producto compuesto por múltiples flujos con igual calidad termodinámica, cada uno será asignado con el mismo costo exergético unitario (también conocida como regla P).

G. Tsatsaronis fue quien dio la terminología Recurso - Producto y fue un gran avance para los análisis de costos a sistemas energéticos (Tsatsaronis and Winhold, 1985). Estos análisis han sido aceptados y están ampliamente establecidos para la determinación de los costos exergéticos; sin embargo, aún se tienen algunas dificultades. Una de las principales dificultades incluye la deficiencia en la implementación del software desde el punto de vista matemático. Sin embargo, el problema central radica en la asignación de los residuos, los cuales no son tratados de manera rigurosa. Las metodologías termoeconómicas actuales como son la teoría de costos exergéticos (ECT), teoría de costos promedio o el método de cálculo de costos exergéticos específicos (SPECO), no analizan de manera sólida el problema de la asignación de costos de los residuos (Moran, 1999) y (Lazzaretto and Tsatsaronis, 2006). Y otras metodologías como el análisis termoeconómico funcional o el consumo de exergía acumulada, presentan diferentes enfoques de análisis de los residuos, pero ninguno de ellos da una solución general de los residuos (Frangopoulos, 1987) y (Szargut, 2005).

Dado que no hay una metodología establecida para la asignación precisa de costos, en los últimos quince años, los investigadores han puesto su atención en este aspecto. Torres y col. (Torres et al., 2008) resaltan la importancia de identificar los procesos que conforman los residuos de un sistema para calcular correctamente sus costos. Proponen una regla que establece:

Regla del Residuo: El costo exergético de una corriente de residuos que sale del sistema se establece en cero (internalización del costo del residuo). De esta forma, su costo exergético, que incluye el combustible necesario para su generación, así como el combustible utilizado para su transporte y eliminación, se asigna a los procesos que lo han originado.

En esta sección se muestra la metodología para determinar los costos tanto del producto funcional como del residuo para el ciclo combinado de dos niveles de presión.

6.1. Estructura productiva de la GT24

Cualquier sistema energético se puede representar mediante un conjunto de componentes que se vinculan entre sí y con su entorno, mediante flujos de materia, trabajo o calor. A este modelo de estructura se le denomina estructura física del sistema (Torres et al., 2008). La Figura 6.1, muestra el modelo físico de la GT24. La estructura está integrada por 11 corrientes, las corrientes (g_1 - g_6) representan a los estados termodinámicos del ciclo de la turbina de gas, las corrientes (g_7 - g_8) representan las corrientes de combustible que ingresan a las cámaras de combustión, y las corrientes (g_9 - g_{11}) representan las potencias generadas en las turbinas y la potencia del sistema. Los equipos que integran al sistema están identificados del 1 al 6.

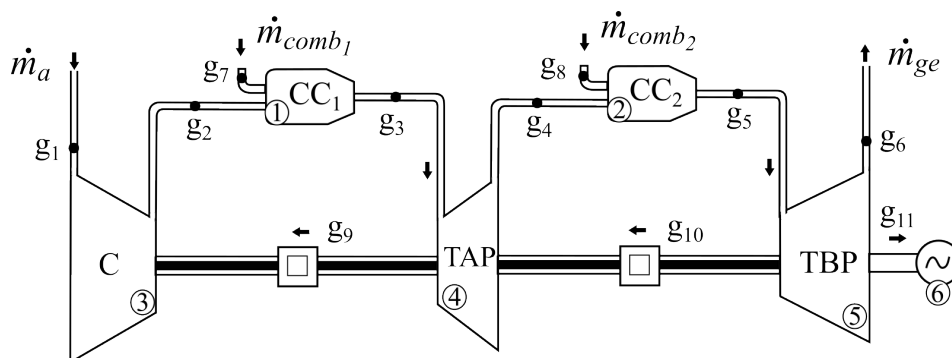


Figura 6.1: Estructura física de la turbina de gas GT24

El comportamiento termodinámico del sistema se detalla mediante un conjunto de ecuaciones, como se explica en las secciones 4 y 5; a partir de estas ecuaciones, se calculan los flujos másicos, las temperaturas, las presiones, las entalpías, las entropías y los flujos de exergía, cuyos resultados se muestran en la Tabla. 6.1. Es importante señalar que, del análisis energético, se concluye que la potencia necesaria para el compresor es de 170.56 MW. En consecuencia, tanto la turbina de alta presión como la de baja presión suministran energía al compresor. Sin embargo, solo la potencia generada por el sistema es de 165.00 MW, representada por la corriente g_{11} .

Tabla 6.1: Propiedades termodinámicas de la turbina de gas GT24

Edo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)
g_0	—	10.0	0.80	0	6.6030	—	—
g_1	318.32	10.0	0.80	0.00	6.6030	0.00	1.41
g_2	318.32	538.5	24.09	535.82	6.6902	162.71	1.41
g_3	325.67	1250.0	23.13	1648.61	7.8568	421.28	5.57
g_4	325.67	1158.6	16.90	1527.10	7.8663	380.84	5.57
g_5	327.30	1250.0	16.25	1768.74	8.1105	439.20	14.28
g_6	327.30	616.0	0.82	864.40	8.2283	132.30	14.28
\dot{m}_{comb1}	7.35	—	—	49854.53	—	—	317.08
\dot{m}_{comb2}	1.64	—	—	49854.53	—	—	70.62
\dot{W}_C	—	—	—	—	—	170.56	—
\dot{W}_{TAP}	—	—	—	—	—	39.57	—
\dot{W}_{TBP}	—	—	—	—	—	295.99	—
\dot{W}_{TG}	—	—	—	—	—	165.00	—

Para el análisis termoeconómico de un sistema energético, es necesario definir el propósito productivo del mismo, la eficiencia exergética de cada componente, así como la distribución de los recursos externos, recursos y productos internos y productos del sistema, tomando como referencia el modelo físico. A este modelo termoeconómico se le denomina estructura productiva o funcional (Lozano and Valero, 1993b). Los desafíos operativos y de diseño de la planta están estrechamente ligados a su estructura productiva. Por lo tanto, cuanto más precisa sea esta estructura, es decir, cuanto más detallada sea la desagregación conceptual en componentes y flujos que definan los recursos (\dot{F}), productos (\dot{P}) y residuos (\dot{R}), mejores serán los resultados obtenidos.

La representación gráfica de la distribución de los recursos y productos internos en un sistema energético, utilizando el modelo físico como referencia, se muestra en la Figura 6.2. Esta estructura productiva, como se mencionó, ilustra cómo los productos de cada componente alimentan a otros componentes para formar el producto principal, subproductos y residuos. En la Figura 6.2 se identifica que, los recursos que ingresan a la GT24 de acuerdo con la Figura 6.1 son los flujos exergéticos del combustible en las dos cámaras de combustión (CC_1 y CC_2), como producto funcional se tiene a la potencia generada por la turbina de gas y como residuo, a la componente física de los gases de escape de la TBP y, el flujo de exergía química de los gases de combustión que salen de la CC_2 , ocasionado por la quema

del combustible. El producto funcional de las CC_1 y CC_2 es el flujo de exergía física de los gases de combustión, que es el recurso de las TAP y TBP; y su producto de éstas son sus respectivas potencias. Parte de la potencia generada por las turbinas se suministra al compresor para incrementar la exergía del aire. La exergía química total, representada como $\dot{E}T^{CH}$, es la suma de las exergías químicas generadas por la combustión en ambas cámaras, es decir, $\dot{E}CC_1^{CH} + \dot{E}CC_2^{CH}$. Estas exergías son las que constituyen el residuo químico total generado por el sistema.

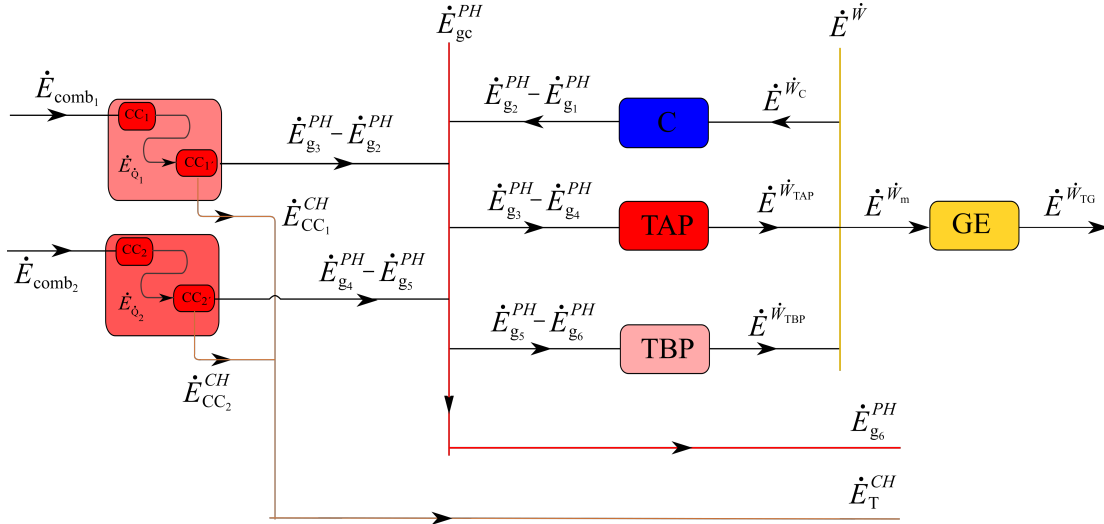


Figura 6.2: Estructura productiva de la GT24

6.2. Estructura productiva de la CRC

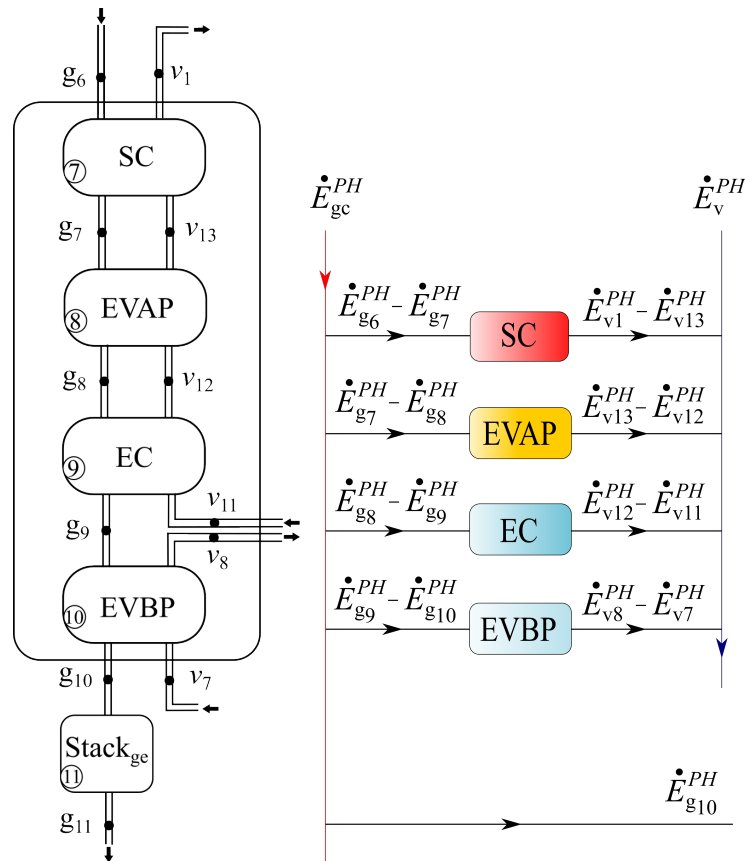
La estructura física de la caldera de recuperación de calor se muestra en la Figura 6.3a, seis de estas corrientes (g_6-g_{11}) corresponden al flujo de gases de escape que van cediendo su exergía a las corrientes de agua-vapor. Mientras que, v_7-v_8 , $v_{11}-v_{13}$ y v_1 corresponde a las corrientes de agua-vapor que adquieren la exergía de los gases de escape. En otras palabras, la corriente g_6 transfiere una porción de su exergía física hasta alcanzar el estado g_7 en el sobrecalentador (SC), donde se produce un incremento de exergía en la corriente de flujo de vapor. De esta misma manera ocurre en el evaporador de alta presión (EVAP), el condensador (COND) y el evaporador de baja presión (EVBP).

Tabla 6.2: Propiedades termodinámicas de la caldera de recuperación de calor

Edo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)
g_6	327.30	616.0	0.82	864.40	8.2283	132.30	14.2810
g_7	327.30	528.5	0.82	739.59	8.0805	105.14	14.2810
g_8	327.30	272.4	0.82	374.34	7.5316	36.46	14.2810
g_9	327.30	179.1	0.82	241.19	7.2640	17.69	14.2810
g_{10}	327.30	127.0	0.82	166.86	7.0893	9.54	14.2810

Finalmente, la corriente g_{10} que sale de la caldera de recuperación de calor, es el residuo físico asociado a los gases de escape que ingresa al Stack (chimenea), que es el equipo disipativo encargado de eliminar este residuo, tal y como se muestra en la 6.3b.

La Tabla 6.2 muestra los resultados de las propiedades termodinámicas de las corrientes de gases de escape en la caldera de recuperación de calor, calculadas mediante las ecuaciones elaboradas en las secciones 4 y 5. Se observa como su exergía física de esta corriente disminuye al pasar por cada una de las secciones de la caldera, hasta llegar al estado g_{10} . La disminución de la exergía física de esta corriente es de 122.76 MW.



(a) Estructura física de la CRC (b) Estructura productiva de la CRC

Figura 6.3: Estructura física y productiva de la CRC

6.3. Estructura productiva del ciclo de vapor

La Figura 6.4a muestra la estructura física del ciclo de vapor que está integrada por 10 equipos. Se muestra cómo la diferencia de flujos de exergía ($\dot{E}_{v1} - \dot{E}_{v2}$) es el recurso necesario para la generación de potencia (\dot{W}_{TV}) del ciclo de vapor. Después, la exergía de la corriente de vapor húmedo que sale de la turbina (\dot{E}_{v2}) entra al condensador, donde su exergía se disipa hasta alcanzar sus condiciones de menor exergía. El calor de condensación, liberado al medio ambiente, constituye el tercer residuo generado en el sistema de generación de potencia del ciclo combinado.

La Figura 6.4b muestra la estructura productiva del sistema correspondiente a la estructura física del ciclo de vapor. Se muestra la línea asociada a la exergía física del vapor,

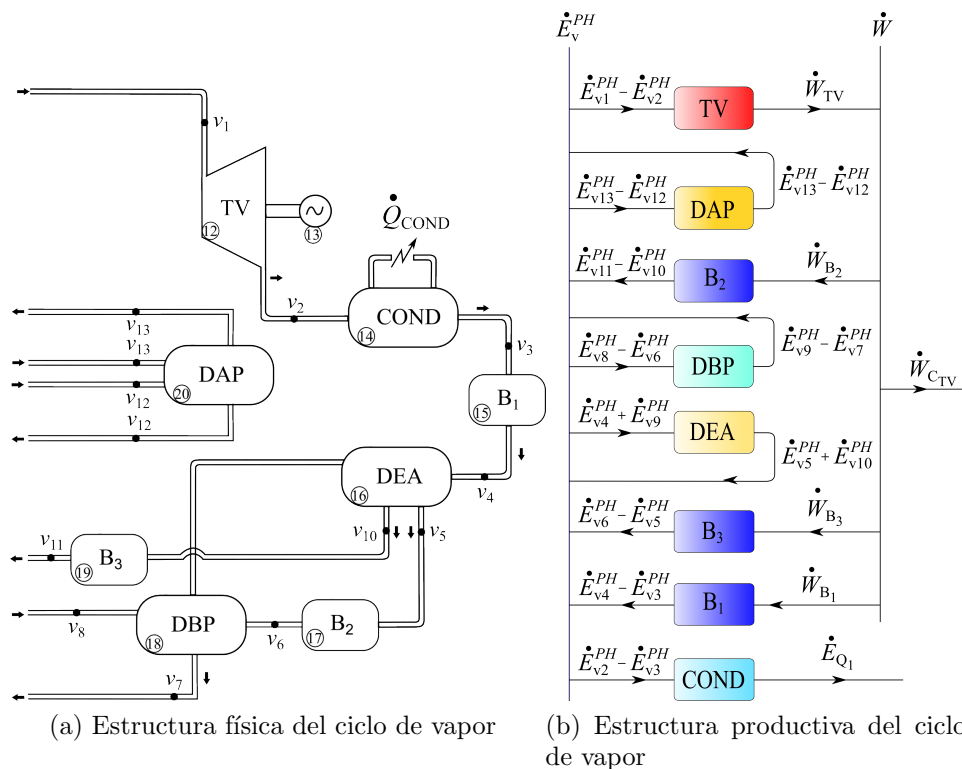


Figura 6.4: Estructura física y productiva del ciclo de vapor

Tabla 6.3: Propiedades termodinámicas del ciclo de vapor

Edo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{E}^{PH} (MW)
v_0	—	10.0	0.803	42.10	0.1510	—
v_1	70.73	470.0	45	3370.67	6.9403	99.46
v_2	70.73	39.0	0.07	2337.58	7.52445	14.69
v_3	70.73	39.0	0.07	163.37	0.5591	0.41
v_4	70.73	39.0	2.00	163.62	0.5595	0.42
v_5	10.94	120.2	2.00	504.68	1.5301	0.79
v_6	10.94	120.2	2.20	504.74	1.5303	0.79
v_7	11.00	123.3	2.20	517.62	1.5628	0.83
v_8	11.00	123.3	2.20	2710.62	7.0951	7.73
v_9	10.94	123.3	2.20	2710.62	7.0951	7.68
v_{10}	70.73	120.2	2.00	504.68	1.5301	5.10
v_{11}	70.73	121.0	45.00	511.21	1.5352	5.46
v_{12}	70.73	257.4	45.00	1122.14	2.8613	22.11
v_{13}	70.73	257.4	45.00	2798.00	6.0198	77.39
\dot{W}_{TV}						73.07
\dot{W}_{B1}						0.02
\dot{W}_{B2}						0.46
\dot{W}_{B3}						0.001

que, se distribuye como recurso o producto de los elementos del ciclo de vapor y, que son esenciales para la formación de la corriente de vapor vivo (\dot{E}_{v1}), que servirá como recurso en la turbina para generar potencia.

La potencia generada en la turbina de vapor (\dot{W}_{TV}) sirve en parte como recurso para accionar las bombas y en parte para producir la energía del ciclo de vapor. La suma de la energía producida por el ciclo de turbina de gas y el ciclo de turbina de vapor corresponden a la energía producida por la central de ciclo combinado.

En la Tabla 6.3 se presentan las propiedades de las corrientes del ciclo de vapor, se observa como la exergía requerida en forma de potencia en las bombas es muy pequeña en comparación con la potencia generada por la turbina de vapor.

6.4. Sistemas disipativos

Como se mencionó anteriormente en la sección 6.1, la estructura productiva consiste en una representación gráfica del diagrama físico del sistema, donde las entradas de cada componente representan los flujos de exergía que actúan como recursos, mientras que las salidas representan los flujos de exergía que funcionan como productos. La cantidad de exergía utilizada por cada elemento se denota como \dot{E}_{ij} , y representa el producto del i -ésimo componente utilizado como recurso del j -ésimo componente. Como es sabido, en cualquier proceso productivo, además del producto útil o funcional, se generan flujos residuales de materia o energía, que no son deseados y se denominan residuos. Estos residuos pueden ser parcialmente reutilizados en otro proceso o pueden convertirse en desechos no aprovechados (Torres et al., 2008).

Los residuos mayormente surgen debido a las limitaciones tecnológicas, como la baja eficiencia, de los equipos que componen un sistema de energía. Sin embargo, no solo se originan por procesos de conversión de baja eficiencia, sino también por corrientes residuales de baja exergía térmica, como los gases de escape, que no pueden ser recuperadas. Cada residuo representa un fallo: cuanto más desechos se producen, peor es el rendimiento de los procesos productivos. Comúnmente estos residuos afectan al medio ambiente, ya que son dispuestos a éste; así como, a la sociedad y la economía, convirtiéndose en una irreversibilidad duradera con implicaciones futuras (Agudelo et al., 2012). Para eliminarlos, se requieren recursos adicionales para disminuir su potencial intensivo ya sea por enfriamiento, expansión o dispersión. Por lo tanto, la presencia de residuos genera la necesidad de calcular su costo, lo cual es fundamental para la toma de decisiones en el ámbito industrial y para establecer restricciones por parte de la sociedad.

Los métodos tradicionales para calcular los costos termoeconómicos suelen abordar minuciosamente el análisis de la asignación de costos de los residuos. Este proceso de asignación se vuelve esencial cuando se pretende eliminar los residuos a través de algún sistema de control de la contaminación, ya que se necesita asignar de manera racional sus costos a los productos del sistema funcional (Torres et al., 2008). A los componentes que tienen la función de eliminar a estas corrientes residuales, que se forman en los procesos se les denomina unidades *disipativas*, y a los componentes restantes, se les denomina componentes productivos. Los costos exergéticos de las corrientes residuales y los costos de los recursos empleados para su eliminación deben asignarse a los componentes productivos del sistema que los generaron (Lozano and Valero, 1993b). La manera en que se asigna el costo de los residuos impacta en el cálculo del costo de los productos del sistema, por lo que es crucial identificar su proceso de generación y determinar la responsabilidad de cada componente

productivo en su formación. (Torres et al., 2008). Lo mencionado anteriormente hace que, la asignación de los costos de los residuos sea un problema complejo, porque no existe una metodología general; es decir, depende de dónde y cómo se forman los desechos.

El sistema del ciclo combinado de dos niveles de presión genera residuos, que se identificaron a partir de su diagrama físico, este se muestra en la Figura 6.5. El primer residuo es el flujo de exergía de la corriente de gases de escape, que sale de la caldera de recuperación de calor, en principio se intuye que su formación proviene de las cámaras de combustión (CC_1 y CC_2); el segundo residuo es el flujo de exergía asociado al calor disipado en el condensador, que de igual manera se intuye que es formado por el condensador. Por esta razón, se cuentan con dos equipos disipativos: uno asociado al ciclo de la turbina de gas, donde se suministra el residuo del flujo exergético de los gases de escape; y otro asociado al ciclo de vapor (el condensador), donde se suministra el vapor de condensación. Estos equipos disipativos son responsables de eliminar dichos residuos. Los elementos que se encargan de su formación se identifican a partir de su estructura productiva, la cual se analizará en la siguiente sección.

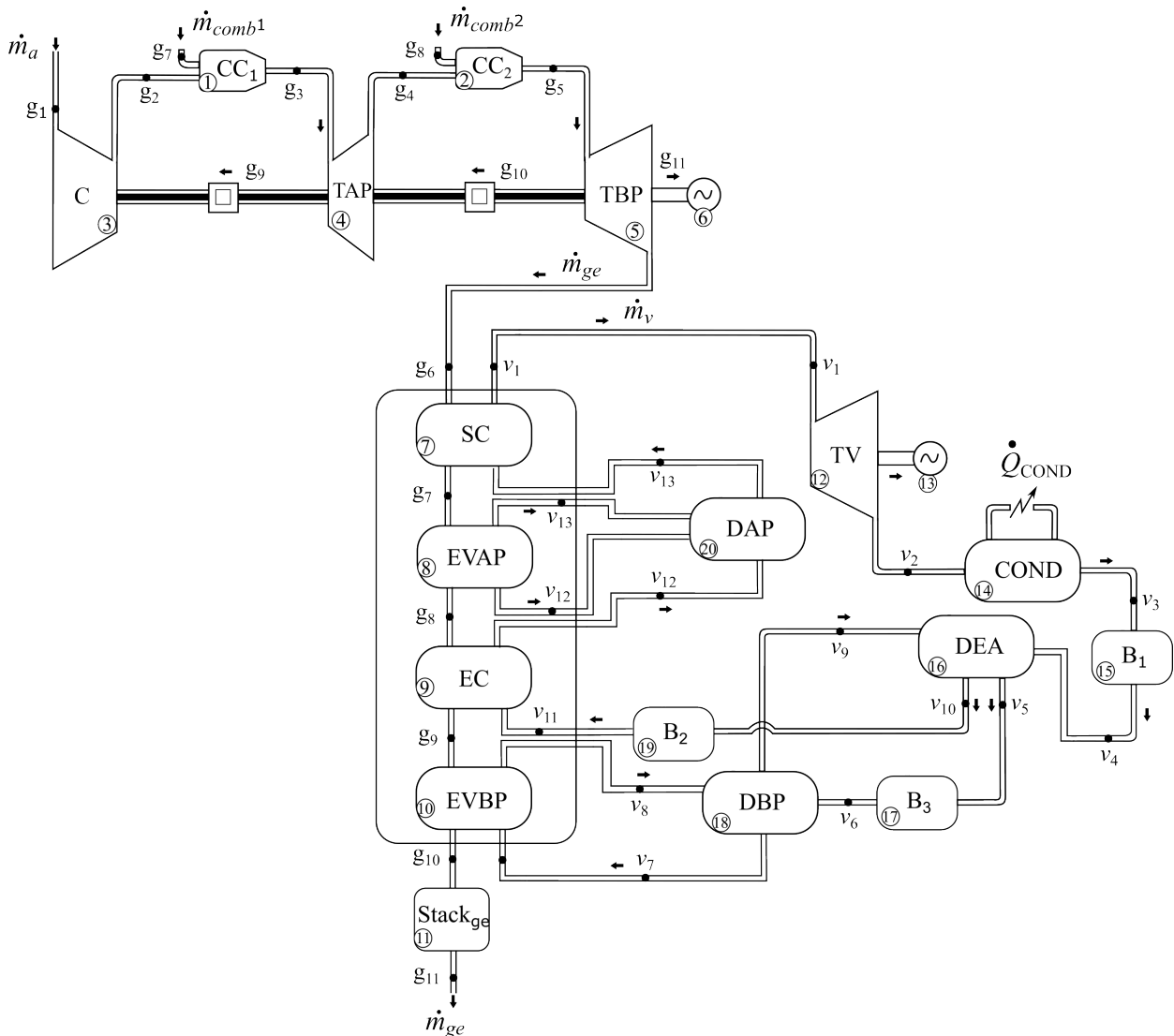


Figura 6.5: Estructura física del ciclo combinado de dos niveles de presión

6.5. Estructura productiva del ciclo combinado

La Figura 6.6 muestra la estructura productiva del ciclo combinado, donde se muestran a los componentes productivos y disipativos. A partir de la estructura productiva se puede identificar que, la corriente residual asociada a los gases de escape está integrada por dos

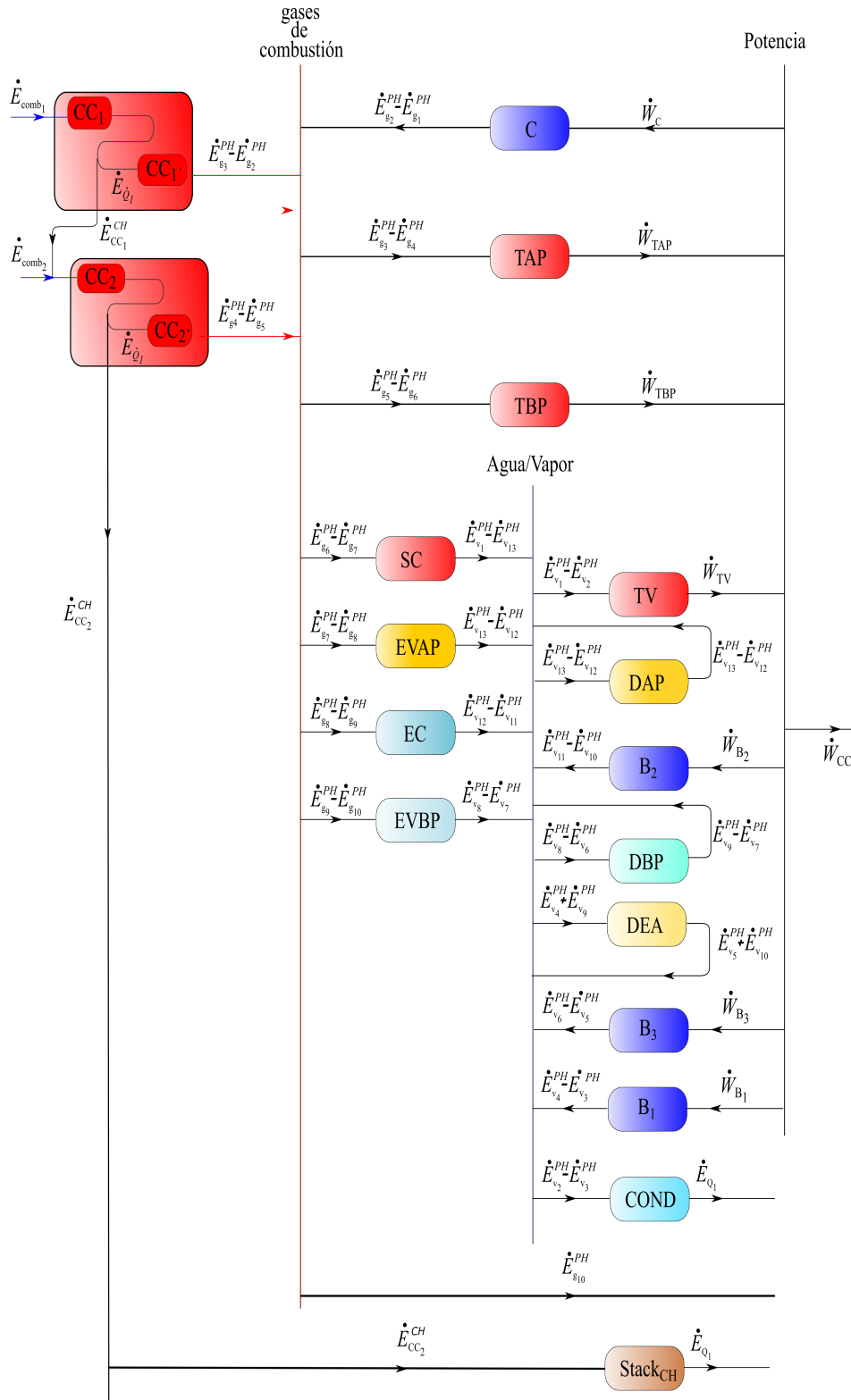


Figura 6.6: Estructura productiva del ciclo combinado

residuos; una asociada al flujo de exergía química de los gases de combustión, que son generados únicamente por las cámaras de combustión (CC_1 y CC_2) y que al ser una corriente que no tiene utilidad en los demás elementos, se puede extraer de manera gráfica para que no se vea involucrada en los procesos siguientes; el otro residuo de la corriente residual de los gases de escape es el flujo de exergía física que se libera después de pasar por las secciones de la caldera de recuperación de calor y, que es formado, de acuerdo a la estructura productiva, por el compresor y ambas cámaras de combustión. Y finalmente, el flujo de calor de condensación que es liberado por el condensador, es la corriente que integra el tercer residuo del ciclo combinado; este residuo es formado en las cuatro secciones de la caldera de recuperación de calor, los domos de alta y baja presión, el deareador y las tres bombas. Por lo tanto, los equipos disipativos encargados de eliminar estos residuos son los Stack's químico y físico para la corriente de gases de escape y el condensador para el caso del residuo asociado al calor de condensación. Por lo tanto, el costo de generación de estos residuos debe ser imputado a los componentes productivos que los originaron, los cuales fueron mencionados previamente e identificados mediante el desarrollo de la estructura productiva.

6.6. Costos exergéticos

En cualquier proceso, el factor crucial es el costo del producto funcional obtenido, no su exergía. Como se ha señalado previamente, todo proceso de producción de un producto funcional conlleva la generación de residuos no deseados. Por ende, es esencial considerar el costo de los productos funcionales dentro del sistema, teniendo en cuenta las pérdidas inherentes en los procesos. Si todos los procesos fueran cien por ciento eficientes, todas las transformaciones de un producto a otro serían reversibles; en otras palabras, la energía requerida (recurso) para obtener un producto serían iguales. Aquí es donde cobra importancia la segunda Ley de la Termodinámica, ya que nos permite identificar los procesos donde se producen pérdidas de energía o irreversibilidades dentro de un sistema.

El origen del costo de una pérdida no necesariamente se encuentra donde esta se manifiesta inicialmente. Por lo tanto, incluso después de identificar la irreversibilidad, es crucial llevar a cabo un análisis exhaustivo para identificar y cuantificar el origen de las pérdidas en los procesos de producción. Por lo tanto, para determinar los posibles ahorros de energía es necesario relacionar a las irreversibilidades generadas en un proceso de producción con el efecto que tienen sobre el recurso consumido. Por consiguiente, se concluye que lo fundamental es el costo de un producto funcional (costo exergético), representado en este estudio como E^* , el cual comprende su flujo de exergía junto con la suma de las irreversibilidades acumuladas durante su proceso de formación (Valero, 2001); es decir:

$$E^* = \dot{E} + \sum_{\text{proceso}} \dot{I} \quad (6.1)$$

donde, \dot{I} representa el flujo de irreversibilidad total y es la suma del flujo de irreversibilidad interna y la externa o residuo ($\dot{I}_{int} + \dot{R}$); y se obtiene a partir del flujo exergético de recursos y productos que ingresan al sistema o al componente que integra a un sistema

$$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} \quad (6.2)$$

De acuerdo con la estructura productiva, se identifican y determinan el recurso, el producto y la irreversibilidad de cada uno de los equipos que integran al ciclo combinado.

En la Tabla 6.4 se presenta el flujo de exergía que sirve como recurso (\dot{F}), producto (\dot{P}) e irreversibilidad (\dot{I}) de los equipos que integran al ciclo de Turbina de Gas, Caldera de Recuperación de Calor y Ciclo de Vapor. Se presenta, tal y como se mostró en la estructura productiva de la Turbina de gas (Figura 6.2), las secciones en las que se divide a la cámara de combustión, una asociada a la componente de la exergía química y la otra asociada a exergía física; donde de manera general, el recurso que utiliza la cámara de combustión para generar la diferencia de exergías físicas viene dado por la ec. 5.42. Los únicos recursos necesarios para producir el producto útil del ciclo combinado son aquellos que entran en las CC_1 y CC_2 . Por otro lado, el aire, otro recurso del sistema, posee una exergía nula ya que ingresa a las condiciones del medio ambiente.

Tabla 6.4: Recurso, producto e irreversibilidad de los equipos que integran al sistema de turbina de gas

Componente	\dot{F} (MW)	\dot{P} (MW)	\dot{I} (MW)	η_{ex} (-)
Ciclo de Turbina de Gas				
C	170.56	162.71	7.86	0.95
CC_{1CH}	366.33	321.24	45.10	—
CC_{1PH}	317.08	258.58	58.50	—
CC_1	317.08	262.73	54.34	0.83
TAP	40.44	39.57	0.87	0.98
CC_{2CH}	81.59	79.33	2.26	—
CC_{2PH}	70.62	58.36	12.25	—
CC_2	70.62	67.08	3.54	0.95
TBP	306.90	295.99	10.91	0.96
Caldera de Recuperación de Calor				
SC	27.16	22.26	4.90	0.82
EVAP	68.68	55.75	12.93	0.81
EC	18.77	16.79	1.98	0.89
EVBP	8.15	6.95	1.19	0.85
Ciclo de Vapor				
TV	85.49	73.69	11.80	0.86
B_1	0.02	0.01	0.01	0.54
B_2	0.47	0.36	0.10	0.78
B_3	0.00	0.00	0.00	0.01
DEA	8.17	5.94	2.23	0.73
DAP	100.35	100.35	0.00	1.00
DBP	8.59	8.59	0.00	1.00
TV	132.30	73.21	59.09	0.55
GT24	387.69	165.00	222.69	0.43
CTV	132.30	73.21	59.09	0.55
CC	387.69	238.21	149.48	0.61

Así mismo, se muestra como de manera independiente, el sistema de turbina de gas opera bajo una eficiencia exergética de 0.43; mientras que, el ciclo de TV utilizando como recurso la

exergía física contenida por los gases de escape opera con una eficiencia exergética de 0.55. De manera general el ciclo combinado opera con una eficiencia exergética de 0.61 generando un producto útil 238.21 MW de potencia, con 149.48 MW de irreversibilidades totales. De las irreversibilidades totales, el 75.37 % corresponden a las irreversibilidades internas (112.66 MW); el 6.38 % corresponden al residuo generado por el flujo de exergía física (9.54 MW), que sale de la caldera de recuperación; el 8.61 % que corresponde al residuo generado por el flujo de exergía química de los gases de escape (12.87 MW) y el 9.64 % que corresponden al residuo asociado al flujo de calor de condensación (14.41 MW) que se libera en el condensador.

6.7. Modelo FPR

El proceso de formación del producto funcional de un sistema energético va siempre de la mano con el proceso de formación del residuo. Es decir, el producto de cada componente puede tener dos destinos (ver Figura 6.7), ser parte del recurso de otro equipo o convertirse en una corriente residual.

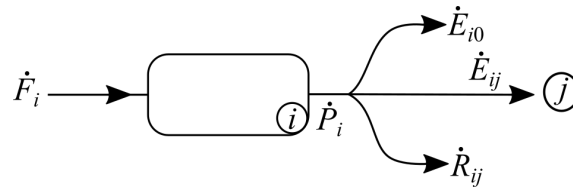


Figura 6.7: Distribución del producto del elemento i

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ij} + \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ij} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.3)$$

donde, \dot{E}_{i0} representa el producto del elemento i -ésimo que es enviado al medio ambiente.

El recurso del elemento i está compuesto por una parte proveniente del medio ambiente y otra parte generada por otros elementos (Ver Figura 6.8) es decir

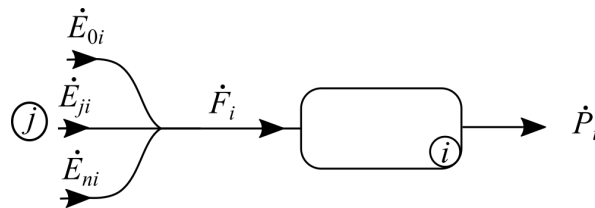


Figura 6.8: Contribución a la formación del recurso del elemento i

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ji} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.4)$$

donde, \dot{E}_{0i} indica la fracción del recurso procedente del medio ambiente que contribuye a la formación de la corriente de recurso i -ésimo.

Por otra parte, el residuo generado por el elemento i -ésimo e imputado al componente j -ésimo; se determina mediante

$$\dot{R}_i = \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ji} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.5)$$

Entonces, la expresión del recurso total y el producto del sistema es la siguiente:

$$\dot{F}_T = \dot{P}_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{0j} \quad \dot{P}_T = \dot{F}_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{j0} \quad (6.6)$$

El análisis del proceso de formación de costos exergéticos del ciclo combinado se lleva a cabo a partir de la construcción de un modelo termoeconómico llamado FPR (Fuel-Product-Residue). El modelo FPR reconoce la cantidad de exergía proporcionada al sistema que se emplea como recurso por los equipos, así como la fracción del producto de estos equipos que se utiliza como recurso en los demás componentes. Además, este modelo también determina en qué medida contribuyen los equipos a la generación de residuos en el sistema, permitiendo un análisis tanto del proceso de formación del producto funcional como del residuo. A esta forma que permite obtener los costos exergéticos de manera sistemática también se le denomina termoeconomía simbólica (Picallo-Perez et al., 2019).

El modelo FPR se divide en dos secciones (Ver la Figura 6.9): la sección de recurso (\dot{F}) y la sección de residuo (\dot{R}). El bloque \dot{F} está compuesto por la fracción del producto del componente i -ésimo que se utiliza como recurso del componente j -ésimo (\dot{E}_{ij}). Por otro lado, el bloque \dot{R} está formado por el residuo generado por el componente i -ésimo y asignado al componente j -ésimo.

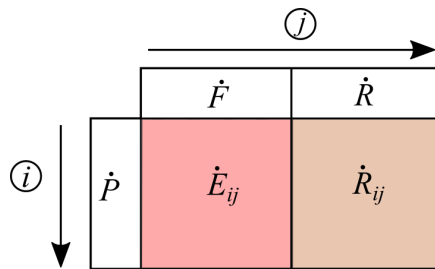


Figura 6.9: Modelo FPR

6.7.1. Coeficientes de distribución

Los coeficientes de distribución reflejan la parte del producto del componente j -ésimo que se emplea como recurso para el elemento i -ésimo (y_{ij}), o bien, se imputa como residuo a este mismo elemento (ψ_{ij}), como se ilustra en la Figura 6.10.

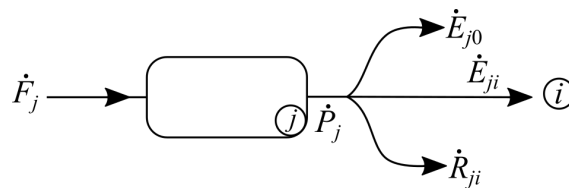


Figura 6.10: Coeficiente de distribución

A estas proporciones se les denominan coeficientes de distribución (y_{ij} , ψ_{ij}) y se expresan de la siguiente manera:

$$\left\{ y_{ij} = \frac{\dot{E}_{ji}}{\dot{P}_j} \right\}_{n \times n} = \langle \mathbf{FP} \rangle \quad (6.7)$$

$$\left\{ \psi_{ij} = \frac{\dot{R}_{ji}}{\dot{P}_j} \right\}_{n \times n} = \langle \mathbf{RP} \rangle \quad (6.8)$$

donde $\langle \mathbf{FP} \rangle$ y $\langle \mathbf{RP} \rangle$ son matrices cuadradas de dimensiones $n \times n$, que contienen los coeficientes de distribución relacionados con los recursos y los residuos, respectivamente. Y se cumple que

$$\sum_{i=1}^n (y_{ij} + \psi_{ij}) = 1 \quad (6.9)$$

Como se mencionó anteriormente, la representación FPR identifica los recursos suministrados al sistema. Por lo tanto, utilizando las expresiones (6.7) y (6.8), las ecuaciones (6.4) y (6.6) se formulan como:

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n y_{ij} \dot{P}_j \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.10)$$

$$\dot{P}_T = \sum_{j=1}^n y_{0j} \dot{P}_j \quad (6.11)$$

La ecuación (6.10) muestra cómo se adquiere el recurso de cada componente a partir del producto del que proviene, mientras que la ecuación (6.11) describe la contribución de cada elemento j -ésimo (y_{0j}) en la formación del producto total del sistema.

Reescribiendo la ecuación (6.10) en su forma matricial se expresa como:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P} \quad (6.12)$$

En esta expresión, \mathbf{F}_e denota el vector que contiene los recursos externos que ingresan a cada componente, representado como $(\dot{E}_{01}, \dots, \dot{E}_{0n})$. Por otro lado, $\langle \mathbf{FP} \rangle$ es una matriz de dimensiones $n \times n$, donde sus elementos corresponden a los coeficientes de distribución y_{ij} .

De manera similar para el residuo, la ecuación (6.5) en función del coeficiente de distribución se escribe como

$$\dot{R}_i = \sum_{j=1}^n \psi_{ij} \dot{P}_j \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.13)$$

y de manera matricial, el residuo es

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P} \quad (6.14)$$

Para el sistema de ciclo combinado, los coeficientes de distribución se presentan en la Tabla 6.5. La fila etiquetada como 0 representa al medio ambiente y se visualiza como el producto del medio ambiente, es decir, la suma total del flujo de exergía del combustible ($\dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2}$). En este caso, del producto total que se obtiene del medio ambiente, el 0.82 corresponde al recurso de la CC_1 , mientras que el 0.18 corresponde a la CC_2 . Con base en la Figura 6.10 y la estructura productiva del ciclo combinado de la Figura 6.6, el procedimiento para calcular este coeficiente se ilustra en la Figura 6.11.

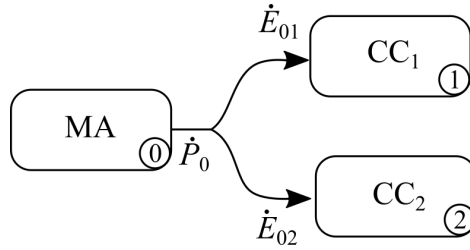


Figura 6.11: Coeficiente de distribución asociados al producto del medio ambiente

donde, $\dot{P}_0 = \dot{E}_{comb1} + \dot{E}_{comb2}$; mientras que $\dot{E}_{01} = \dot{E}_{comb1}$ y $\dot{E}_{02} = \dot{E}_{comb2}$, que representan los recursos de la CC_1 y CC_2 , respectivamente. Los valores de los recursos y productos de los elementos se muestran en la Tabla 6.4; por lo tanto, los coeficientes de distribución se expresan como

$$\psi_{1,0} = \frac{\dot{F}_{01}}{\dot{P}_0} \quad \psi_{2,0} = \frac{\dot{F}_{02}}{\dot{P}_0} \quad (6.15)$$

Los demás coeficientes de los sistemas productivos, representados por $\langle \mathbf{FP} \rangle$, que conforman la central de ciclo combinado, se calculan de manera similar. Por ejemplo, en el caso del compresor, su producto se utiliza como recurso para la TAP, TBP, el SC, EVAP, EC y EVBP, cuyos valores se detallan en la Tabla 6.5, y sus coeficientes de distribución respectivos se expresan como

$$\psi_{4,3} = \frac{\dot{F}_{34}}{\dot{P}_3}; \quad \psi_{5,3} = \frac{\dot{F}_{35}}{\dot{P}_3}; \quad \psi_{7,3} = \frac{\dot{F}_{37}}{\dot{P}_3}; \quad \psi_{8,3} = \frac{\dot{F}_{38}}{\dot{P}_3}; \quad \psi_{9,3} = \frac{\dot{F}_{39}}{\dot{P}_3} \quad y \quad \psi_{10,3} = \frac{\dot{F}_{310}}{\dot{P}_3} \quad (6.16)$$

Para los equipos disipativos, los coeficiente $\langle \mathbf{RP} \rangle$, se obtienen a partir de las contribuciones de los equipos que formaron el residuo. Para el caso de los gases de escape que salen de la CRC, los elementos que contribuyen en su formación son el compresor y ambas cámaras de combustión tal y como se muestran en la Tabla 6.6. Siguiendo con el ejemplo del compresor, su coeficiente de distribución respectivo se expresa como

$$\psi_{11,3} = \frac{\dot{R}_{311}}{\dot{P}_3} \quad (6.17)$$

Los coeficientes relacionados al residuo químico y el calor de condensación que se muestran en las Tablas 6.7 y 6.8 se derivan de manera análoga.

Tabla 6.5: Coeficientes de distribución

		$y_{ij} = \langle \mathbf{FP} \rangle$																
	C	CC ₁	TAP	CC ₂	TBP	SC	EVAP	EC	EVBP	TV	B ₁	B ₂	B ₃	DAP	DBP	DEA	GE _{CC}	
0	0	0.82	0	0.18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
C	0	0	0.08	0	0.64	0.06	0.14	0.04	0.02	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CC ₁	0	0	0.08	0	0.63	0.06	0.14	0.04	0.02	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TAP	1.00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CC ₂	0.0	0	0.07	0	0.56	0.05	0.12	0.03	0.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TBP	0.44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.56
SC	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
EVAP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
EC	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
EVBP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
TV	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.01	0	0	0	0	0	0.99
B ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
B ₂	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
B ₃	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
DAP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
DBP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
DEA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.39	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0
GE _{CC}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.46	0.04	0.04	0.04	0

Mediante la ecuación (6.14) se obtiene la contribución de cada uno de los elementos del ciclo combinado en la formación de los residuos; donde, la matriz $\dot{\mathbf{P}}_{n \times 1}$ se obtiene de la Tabla 6.4 y la matriz $n \times n$ de los coeficientes de distribución asociados a los residuos físicos, químicos y el asociado al calor se presentan en las Tablas 6.6, 6.7 y 6.8. Así mismo, mediante la ecuación (6.12) se obtiene el flujo exergético que sirve como recurso de cada componente. En la Tabla 6.9 se presentan los resultados de los flujos del producto y de los residuos del ciclo combinado, donde se muestra que de los 9.54 MW asociados al flujo de exergía del residuo físico, el compresor y ambas cámaras de combustión contribuyen en 33.92 %, 53.91 % y 12.17 %, respectivamente. Por otra parte, de los 12.87 MW asociados a la exergía química, las cámaras de combustión 1 y 2 contribuyen en 32.30 % y 67.70 %, respectivamente. Por otra parte, de los 14.41 MW asociados al calor liberado en el condensador, el domo de alta presión es el que tiene una mayor contribución, seguido de el evaporador de alta presión con un 46.24 % y 25.69 %, respectivamente. Las irreversibilidades internas de los componentes dentro del ciclo combinado se calculan utilizando la ecuación (6.2) y se muestran en la Tabla 6.4. Estas contribuyen con un total de 112.66 MW.

Tabla 6.9: Flujo del recurso, producto y residuo de los elementos que integran al ciclo combinado

Componente	$\dot{\mathbf{F}}_e$ (MW)	$\dot{\mathbf{F}}$ (MW)	$\dot{\mathbf{P}}$ (MW)	$\dot{\mathbf{R}}^{PH}$ (MW)	$\dot{\mathbf{R}}^{CH}$ (MW)	$\dot{\mathbf{R}}^Q$ (MW)
C	0	170.56	162.71	3.24	0	0
CC ₁	317.08	317.08	262.73	5.14	4.16	0
TAP	0	40.44	39.57	0	0	0
CC ₂	70.62	70.62	67.08	1.16	8.71	0
TBP	0	306.90	295.99	0	0	0
SC	0	27.16	22.26	0	0	1.48
EVAP	0	68.68	55.75	0	0	3.70
EC	0	18.77	16.79	0	0	1.12
EVBP	0	8.15	6.95	0	0	0.46
TV	0	85.49	73.69	0	0	0
B ₁	0	0.02	0.01	0	0	0.00
B ₂	0	0.47	0.36	0	0	0.02
B ₃	0	0.00	0.00	0	0	0.00
DAP	0	100.35	100.35	0	0	6.66
DBP	0	8.59	8.59	0	0	0.57
DEA	0	8.17	5.94	0	0	0.39
GE _{CC}	387.69	0	238.21	9.54	12.87	14.41

6.8. Costos exergéticos

Los costos exergéticos de un componente se derivan del balance general de costos, que establece que el costo del producto de un componente es igual a la suma del costo de su recurso y el costo del residuo generado; es decir

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}^* + \mathbf{R}^* \quad (6.18)$$

donde, el costo exergético del recurso y del residuo siguen las mismas relaciones que sus respectivos flujos de exergía; es decir

$$F_i^* = E_{0i} + \sum_{j=1}^n y_{ij} P_j^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.19)$$

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n \psi_{ij} \dot{P}_j^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.20)$$

o en su forma matricial

$$\mathbf{F}^* = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^* \quad (6.21)$$

$$\mathbf{R}^* = \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^* \quad (6.22)$$

Sustituyendo las ecuaciones (6.21) y (6.22) en la ecuación (6.18), el costo del producto se determina como

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}_e (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle)^{-1} \quad (6.23)$$

donde \mathbf{U}_D es una matriz identidad diagonal de dimensiones $n \times n$. La ecuación (6.23) se puede reescribir como

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}_e \langle \mathbf{P}^* | \quad (6.24)$$

donde $\langle \mathbf{P}^* |$, representa al operador del producto y es función sólo de los coeficientes de distribución, que representan a la cantidad de los recursos externos necesarios para generar el producto de cada componente.

La Tabla 6.10 exhibe los costos exergéticos del producto, recurso y residuo de los elementos dentro del sistema de ciclo combinado, los cuales deben obedecer al balance de costos exergéticos conforme a la ecuación (6.18). Además, se observa que la TBP es el equipo con el costo exergético más alto del producto en la generación de potencia del ciclo combinado. Esto se debe a que es el último equipo en el proceso de generación de potencia del ciclo de turbina de gas y también a la acumulación de irreversibilidades durante el proceso.

La influencia de las irreversibilidades en el costo exergético del producto, como se indica en la ecuación (6.1), se determina mediante la siguiente expresión:

$$P_i^* = \dot{P}_i + \sum_{j=1}^n P_{ij}^* (\dot{I}_j + \dot{R}_j) \quad i = 1, \dots, n \quad (6.25)$$

donde, P_{ij}^* son los elementos de la matriz $\langle \mathbf{P}^* |$ y representan a los costos exergéticos generados en el producto del i -ésimo componente involucrado en la generación de la irreversibilidad del j -ésimo componente. La ecuación (6.25) en su forma matricial se representa como

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{P} + \langle \mathbf{P}^* | (\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (6.26)$$

La Figura 6.12 muestra el costo del producto de cada elemento en función del flujo de irreversibilidades y residuos. Como se ha mencionado anteriormente, se observa que el mayor

costo exergético se manifiesta en la TBP. Esto se debe no solo a que tiene el mayor flujo de exergía, sino también porque acumula las irreversibilidades generadas por el C, CC₁, TAP, CC₂, TBP, y los residuos asociados a las componentes física (PH) y química (CH). También

Tabla 6.10: Costo exergético de los elementos que integran al ciclo combinado

Componente	P* (MW)	F* (MW)	R* (MW)
C	237.29	232.57	4.72
CC ₁	328.72	317.08	11.64
TAP	53.36	53.36	0.00
CC ₂	82.81	70.62	12.19
TBP	404.94	404.94	0.00
SC	38.38	35.83	2.55
EVAP	97.06	90.61	6.44
EC	26.53	24.77	1.76
EVBP	11.51	10.75	0.76
TV	163.04	163.04	0.00
B ₁	0.04	0.04	0.00
B ₂	1.10	1.03	0.07
B ₃	0.00	0.00	0.00
DAP	204.99	191.38	13.61
DBP	17.54	16.38	1.16
DEA	16.68	15.57	1.11
GE _{CC}	387.69	387.69	0.00

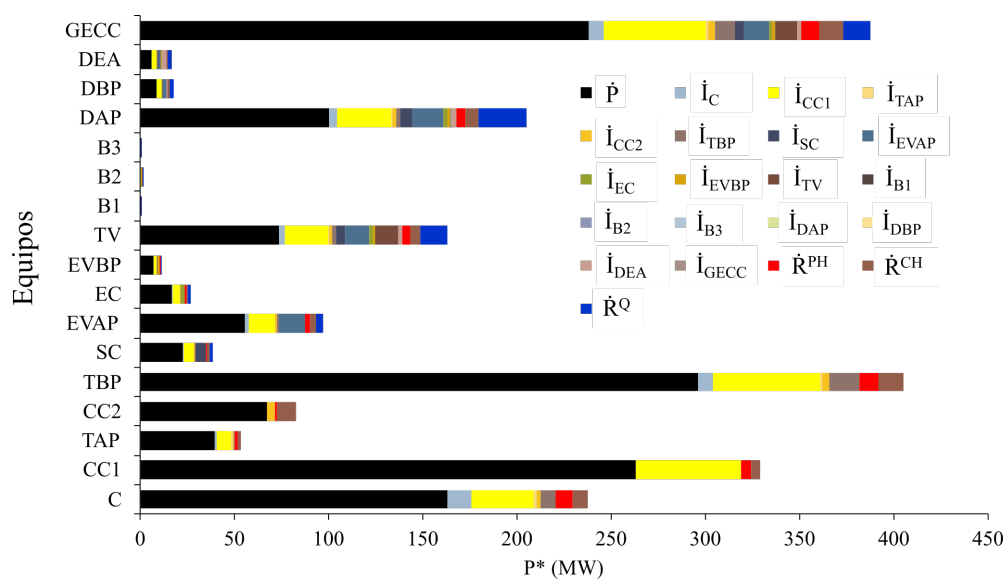


Figura 6.12: Costo exergético del producto de los elementos que integran al ciclo combinado

se presenta el costo exergético de la generación de potencia del ciclo combinado, el cual está compuesto por los 238.21 MW de potencia generada, y la suma de las irreversibilidades

internas (112.66 MW) y los residuos generados (36.82 MW). La Tabla 6.11 presenta los valores de los flujos de irreversibilidades y de los residuos involucrados en la formación del costo exergético del producto de cada elemento del ciclo combinado de acuerdo con la Figura 6.12. Muestra que los costos del residuo físico para el caso del C y la CC_1 son menores que los costos de formación del residuo químico, debido a que en este punto sólo se contempla a la exergía química del aire. Posteriormente, en los equipos restantes, como ya se involucra la exergía química de los gases de combustión, la exergía química se incrementa siendo mayor que la exergía física de los gases de escape. Para la componente del calor disipado, se muestra que sólo en los equipos que integran a la CRC y a los del ciclo de vapor tiene valores, esto se debe a que el residuo se formó en equipos que integran a estas secciones y se va acumulando a lo largo del proceso. Para el sistema de TG el costo exergético de la generación de potencia, el flujo de irreversibilidad y los residuos físico, químico y de calor contribuyen en 21.07 %, 2.46 %, 3.32 % y 0 %, respectivamente. En el caso de la potencia generada en el ciclo de vapor, la contribución al flujo de irreversibilidad y los residuos físicos, químicos y de calor es del 40.17 %, 2.46 %, 3.32 % y 8.89 %, respectivamente.

Tabla 6.11: Costo exergético del producto, en función del flujo exergético del producto la irreversibilidad y los residuos

Componente	P^* (MW)	P (MW)	I (MW)	R^{PH} (MW)	R^{CH} (MW)	R^Q (MW)
C	237.29	162.71	57.56	9.14	7.88	0
CC_1	328.72	262.73	56.34	5.33	4.31	0
TAP	53.36	39.57	10.71	1.31	1.77	0
CC_2	82.81	67.08	4.15	1.36	10.22	0
TBP	404.94	295.99	85.53	9.97	13.44	0
SC	38.38	22.26	12.32	0.94	1.27	1.58
EVAP	97.06	55.75	31.73	2.39	3.22	3.97
EC	26.53	16.79	7.01	0.65	0.88	1.19
EVBP	11.51	6.95	3.40	0.28	0.38	0.49
TV	163.04	73.69	65.41	4.01	5.41	14.50
B_1	0.04	0.01	0.03	0.00	0.00	0.00
B_2	1.10	0.36	0.55	0.03	0.04	0.12
B_3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
DAP	204.99	100.35	67.41	5.05	6.80	25.37
DBP	17.54	8.59	5.77	0.43	0.58	2.17
DEA	16.68	5.94	7.87	0.41	0.55	1.91
GE_{CC}	387.69	238.21	112.66	9.54	12.87	14.41

6.9. Formación de los costos exergoeconómicos del residuo.

La termoeconomía establece que los residuos se originan en los componentes productivos y se emiten al medio ambiente a través de los componentes disipativos. Como se mencionó

anteriormente, los componentes productivos son aquellos que suministran recursos a otros componentes para la formación de los productos finales y las corrientes residuales de un sistema energético (Agudelo et al., 2012). Los componentes disipativos son aquellos en los cuales la exergía de los residuos se destruye total o parcialmente mediante el uso de recursos externos adicionales. Los costos asociados a esto se conocen como costos de eliminación o reducción y se asignan a los componentes productivos del sistema (Torres et al., 2008).

El costo exergoeconómico del residuo generado por el componente disipativo Π_{Pr} incluye: el costo de su formación Π_{fr} , que surge del flujo de exergía utilizado como recurso en los componentes productivos del sistema; el costo de los recursos exergéticos adicionales empleados para su eliminación Π_{ar} ; y los costos de mantenimiento y operación, no exergéticos, representados por Z_r .

$$\Pi_{Pr} = \Pi_{fir} + \Pi_{ar} + Z_r \quad (6.27)$$

Se supone que los residuos se eliminan en el ambiente a través de componentes disipativos ficticios (PHS, CHS y QS). Para el sistema de ciclo combinado, el costo total del residuo Π_{PrT} se compone de la suma de los costos individuales de cada residuo, según la siguiente expresión:

$$\Pi_{PrT} = \Pi_{Pr}^{PH} + \Pi_{Pr}^{CH} + \Pi_{Pr}^Q \quad (6.28)$$

El costo del residuo producido en la unidad disipativa, r , generado en el componente i (Π_{Pri}) se expresa de la siguiente manera:

$$\Pi_{Pri} = \sum_{i=1}^n \psi_{ir} \Pi_{Pr}^k \quad k = PH, CH, Q \quad (6.29)$$

donde, ψ_{ir} son los coeficiente de imputación del i -ésimo componente productivo involucrado en la formación del r -ésimo residuo y los datos se obtuvieron en la sección 6.7.1.

6.10. Proceso de imputación de los costos exergoeconómicos a los productos y residuos

Para el componente i -ésimo, el costo exergoeconómico de su producto incluye el costo del producto que sirve como recurso para el componente j -ésimo y el costo del producto que se suministra al componente disipativo r -ésimo, es decir:

$$\Pi_{Pi} = \Pi_{ij} + \Pi_{fir} \quad (6.30)$$

El balance de costos exergoeconómicos del componente productivo, ampliado con el componente disipativo (ver Figura 6.13), es el siguiente:

$$\Pi_{ij} = \Pi_{Fi} + Z_i + Z_r + \Pi_{ar} \quad (6.31)$$

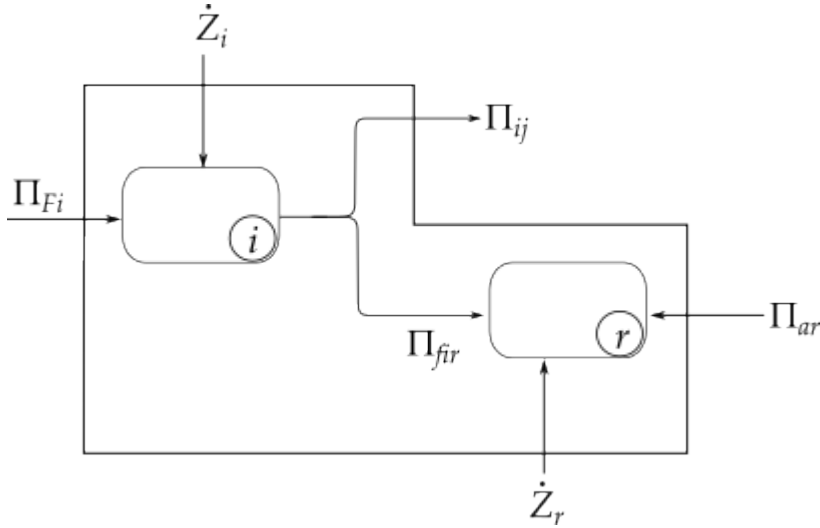


Figura 6.13: Balance de costos extendido

Como se puede observar en la Figura 6.13, no existe un costo asociado al producto del equipo disipativo, porque se empleó un costo que lo elimina (Π_{ar}).

Sustituyendo las ecs. (6.31) y (6.27) en (6.30) resulta que el balance de costos exergoeconómicos de cualquier componente productivo del sistema es

$$\Pi_{P_i} = \Pi_{F_i} + \Pi_{P_r} + Z_i \quad (6.32)$$

Reescribiendo la ecuación anterior en notación matricial (Torres et al., 2008):

$$\mathbf{\Pi}_P = \mathbf{\Pi}_F + \mathbf{\Pi}_R + \mathbf{Z} \quad (6.33)$$

De acuerdo con los costos exergeticos, ecuaciones (6.21), (6.22) y (6.24), los costos exergoeconómicos siguen el mismo principio, por lo tanto, para el costo exergoeconómico del producto esta se expresa como

$$\mathbf{\Pi}_P = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle - \langle \mathbf{RP} \rangle)^{-1} (\mathbf{\Pi}_e + \mathbf{Z}) \quad (6.34)$$

El costo exergoeconómico del recurso

$$\mathbf{\Pi}_F = \mathbf{\Pi}_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{\Pi}_P \quad (6.35)$$

y el costo exergoeconómico del residuo

$$\mathbf{\Pi}_R = \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{\Pi}_P \quad (6.36)$$

Sin tomar en cuenta a los costos de operación, mantenimiento y de amortización (\mathbf{Z}), se recupera los costos exergeticos, es decir:

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{F}^* + \mathbf{R}^* \quad (6.37)$$

En la Tabla 6.12 se detallan los costos exergoeconómicos del producto, recurso y residuo de cada elemento que forma parte del ciclo combinado. Asimismo, se observa que, al igual que en los costos exergeticos, la TBP exhibe el mayor costo exergoeconómico relacionado con su producto y recurso. Por otro lado, los mayores costos de los residuos físico, químico y asociados al flujo de calor se encuentran en la CC_1 , la CC_2 y el DAP, respectivamente.

Tabla 6.12: Costo exergético del producto, recurso y residuo de los elementos que integran al ciclo combinado

Componente	Π_e (USD/h)	Π_P (USD/h)	Π_F (USD/h)	$\Pi_{R^{PH}}$ (USD/h)	$\Pi_{R^{CH}}$ (USD/h)	Π_{R^Q} (USD/h)
C	0.00	2496.01	2446.35	49.66	0	0
CC ₁	3335.31	3457.73	3335.31	67.71	54.72	0
TAP	0.00	561.30	561.30	0	0	0
CC ₂	742.81	871.02	742.81	15.08	113.13	0
TBP	0.00	4259.49	4259.49	0	0	0
SC	0.00	403.71	376.91	0	0	26.81
EVAP	0.00	1020.95	953.16	0	0	67.79
EC	0.00	279.10	260.57	0	0	18.53
EVBP	0.00	121.08	113.04	0	0	8.04
TV	0.00	1714.95	1714.95	0	0	0
B ₁	0.00	0.45	0.42	0	0	0.03
B ₂	0.00	11.61	10.84	0	0	0.77
B ₃	0.00	0.02	0.02	0	0	0.00
DAP	0.00	2156.26	2013.09	0	0	143.17
DBP	0.00	184.51	172.25	0	0	12.25
DEA	0.00	175.45	163.80	0	0	11.65
GE _{CC}	0.00	4078.11	4078.11	0	0	0

6.11. Modelo PFR

El modelo PFR ofrece una perspectiva alternativa al modelo termoeconómico. A diferencia del modelo FPR, que vincula las variables exergoeconómicas de un sistema con los recursos externos y los coeficientes de distribución, el modelo PFR relaciona las variables exergoeconómicas del sistema con su producto total y los coeficientes de recirculación (Valero, 2001). Aunque ambos enfoques resultan en la determinación de los mismos costos exergéticos, pueden ofrecer análisis diferentes según los objetivos del estudio. Principalmente, la representación FPR se emplea para la contabilidad de costos, mientras que la representación PFR es útil para el diagnóstico termoeconómico (Picallo-Perez et al., 2019).

6.11.1. Coeficientes de recirculación

En modelo PFR está compuesto por los coeficientes de recirculación, que representan la proporción en la que contribuyen los productos de los elementos i -ésimo en la formación del recurso o residuo del elemento j -ésimo, tal y como se muestra en la Figura 6.14 y se expresan como

$$r_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{F}_j} \quad \rho_{ij} = \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{R}_j} \quad (6.38)$$

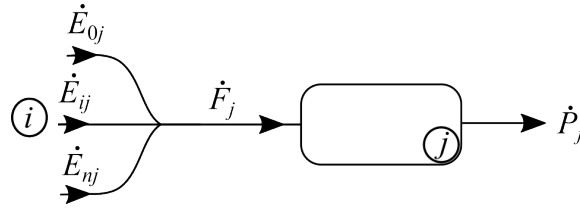


Figura 6.14: Coeficiente de recirculación

donde la suma de los coeficientes de recirculación es uno, es decir

$$\sum_{i=0}^n r_{ij} = 1 \quad (6.39)$$

Como ya se había mostrado en el Modelo FPR, el flujo del producto del elemento i es

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n \dot{E}_{ij} + \sum_{j=1}^n \dot{R}_{ij} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.40)$$

En función de los coeficientes de recirculación, ec. (6.38), el flujo del producto del elemento i se reescribe como

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n r_{ij} \dot{F}_j + \sum_{j=1}^n \rho_{ij} \dot{R}_j \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.41)$$

El recurso que ingresa al sistema \dot{F}_T , que representa al producto \dot{P}_0 que genera el medio ambiente, se expresa como

$$\dot{F}_T = \dot{P}_0 = \sum_{j=1}^n \dot{E}_{0j} \quad (6.42)$$

o bien, en función del coeficiente de recirculación

$$\dot{F}_T = \dot{P}_0 = \sum_{j=1}^n r_{0j} \dot{F}_j \quad (6.43)$$

La ec.(6.41) en forma matricial se expresa de la siguiente manera

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_s + \langle \mathbf{PF} \rangle \mathbf{F} + \langle \mathbf{PR} \rangle \mathbf{R} \quad (6.44)$$

donde, el vector \mathbf{P}_s son los productos de los elementos i que son enviados al medio ambiente; es decir, los productos finales y tiene dimensiones de $(n \times 1)$. Mientras que, las matrices $\langle \mathbf{PF} \rangle$ y $\langle \mathbf{PR} \rangle$ están integrados por los coeficientes de recirculación r_{ij} y ρ_{ij} , respectivamente y tienen dimensiones $(n \times n)$. Los valores de estos coeficientes se encuentran en las Tablas 6.13, 6.14, 6.15 y 6.16. Se observa que la suma por columna en la Tabla 6.13 es igual a la unidad, tal como se mostró en la ecuación (6.39). De la misma manera, la suma de los coeficientes asociados al residuo físico, químico y del calor. Los coeficientes de recirculación de los equipos, ya sean productivos o disipativos, se calculan de manera similar a como se mostró para los coeficientes de distribución. Por ejemplo, para el caso de la columna del compresor (C) la Tabla 6.13 muestra la porción en la que contribuyen los productos de los elementos en la formación del recurso; lo mismo ocurre para el caso de los residuos.

La Tabla 6.17 muestra por fila cómo se distribuye el producto de un elemento como recurso para otro elemento dentro del sistema y por columna cómo el recurso total de un elemento está compuesto por el producto de otros elementos dentro del sistema. De manera similar, se puede observar la formación de los residuos en el ciclo combinado.

Tabla 6.17: Matriz **FPR**

	FPR (MW)																
	C	CC ₁	TAP	CC ₂	TBP	SC	EVAP	EC	EVBP	TV	B ₁	B ₂	B ₃	DAP	DBP	DEA	GE _{CC}
0	0	317.1	0	70.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
C	0	0	13.7	0	104.1	9.2	23.3	6.4	2.8	0	0	0	0	0	0	0	0
CC ₁	0	0	21.8	0	165.5	14.6	37.0	10.1	4.4	0	0	0	0	0	0	0	0
TAP	0	39.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CC ₂	0	0	4.9	0	37.3	3.3	8.4	2.3	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0
TBP	0	131.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	165.0
SC	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	0	10.3	0.9	0.8	0
EVAP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.0	0	0	0	25.8	2.2	2.1	0
EC	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6.6	0	0	0	7.8	0.7	0.6	0
EVBP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.7	0	0	0	3.2	0	0.3	0
TV	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.5	0	0	0	0	73.2
B ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
B ₂	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
B ₃	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
DAP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	39.5	0	0	0	46.4	4.0	3.8	0
DBP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.4	0	0	0	4.0	0.3	0.3	0
DEA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.3	0	0	0	2.7	0.2	0.2	0
GE _{CC}	238.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
R ^{PH}	0	3.2	5.1	0	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
R ^{CH}	0	0	4.2	0	8.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
R ^Q	0	0	0	0	0	1.5	3.7	1.1	0.5	0	0	0	0	6.7	0.6	0.4	0

Para determinar el flujo de exergía del producto en relación con los consumos exergéticos unitarios, se divide el segundo y tercer término del lado derecho de la ecuación (6.40) por \dot{P}_j/\dot{P}_j . Entonces se tiene que

$$\dot{P}_i = \dot{E}_{i0} + \sum_{j=1}^n (\kappa_{ij} + \theta_{ij}) \dot{P}_j \quad i = 1, \dots, n \quad (6.45)$$

κ_{ij} denota el consumo exergético unitario o coeficiente técnico, que indica la cantidad de recurso proveniente del elemento i necesario para formar la corriente j , y se expresa como:

$$\kappa_{ij} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{P}_j} = \frac{\dot{E}_{ij}}{\dot{P}_j} \frac{\dot{P}_j}{\dot{E}_j} = r_{ij} k_j \quad (6.46)$$

θ_{ij} representa al residuo generado por unidad de producto y se define como

$$\theta_{ij} = \frac{\dot{R}_{ij}}{\dot{P}_j} \quad (6.47)$$

Mientras que, el recurso total en función del consumo exergético unitario es

$$\dot{F}_T = \dot{P}_0 = \sum_{j=1}^n \kappa_{0j} \dot{P}_j \quad (6.48)$$

La ecuación (6.45) escrita en forma matricial se reescribe como

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_s + \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P} + \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P} \quad (6.49)$$

donde, $\langle \mathbf{KP} \rangle$ y $\langle \mathbf{KR} \rangle$ son las matrices que están integradas por los consumos unitarios κ_{ij} y θ_{ij} , respectivamente y tienen dimensiones de $(n \times n)$. Por lo tanto, la matriz de los productos (\mathbf{P}) es

$$\mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s \quad (6.50)$$

donde $|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle - \langle \mathbf{KR} \rangle)^{-1}$. Los resultados de las matrices donde $\langle \mathbf{KP} \rangle$ y $\langle \mathbf{KR} \rangle$ se muestra en las Tablas 6.18, 6.19, 6.20 y 6.21. Estas tablas representan la relación entre el recurso o residuo con el producto de cada elemento.

Así mismo, la ecuación (6.42) en forma matricial; se escribe como

$$\dot{F}_T = {}^t \kappa_e \mathbf{P} \quad (6.51)$$

donde κ_e es el vector de los coeficientes técnicos asociados al entorno y esta dado por la fila 0 de la Tabla 6.18.

Para determinar los flujos de los productos, recursos y residuos en función de los coeficientes técnicos se parte de la definición del consumo unitario de un elemento en un sistema (k_i), que representa la cantidad de recursos necesarios para obtener un producto, expresado en términos de exergía, es decir:

$$\dot{F}_i = k_i \dot{P}_i \quad (6.52)$$

o bien en su forma matricial

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_D \mathbf{P} \quad (6.53)$$

donde, \mathbf{K}_D es la matriz diagonal $n \times n$ que está integrada por el inverso de la eficiencia exergética de los elementos que integran al sistema.

Entonces, sustituyendo (6.49) en (6.53) se tiene que

$$\mathbf{F} = |\mathbf{F}\rangle \mathbf{P}_s \quad (6.54)$$

donde, $|\mathbf{F}\rangle = \mathbf{K}_D (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}\mathbf{P}\rangle - \langle \mathbf{K}\mathbf{R}\rangle)^{-1}$

Sustituyendo las ecs. (6.49) y (6.54) en la definición de la irreversibilidad, ec. (6.2), se tiene que

$$\mathbf{I} = |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_s \quad (6.55)$$

donde $|\mathbf{I}\rangle = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}\mathbf{P}\rangle - \langle \mathbf{K}\mathbf{R}\rangle)^{-1}$

La Tabla 6.22 muestra los resultados de los flujos exergéticos de los productos, recurso, irreversibilidad y residuos los elementos que integran al sistema de ciclo combinado. Donde el flujo asociado a los residuos se obtiene a partir de

$$\mathbf{R} = \langle \mathbf{K}\mathbf{R}\rangle \mathbf{P} \quad (6.56)$$

O bien sustituyendo la ec. (6.50), se puede reescribir como

$$\mathbf{R} = |\mathbf{R}\rangle \mathbf{P}_s \quad (6.57)$$

donde $|\mathbf{R}\rangle = \langle \mathbf{K}\mathbf{R}\rangle (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}\mathbf{P}\rangle - \langle \mathbf{K}\mathbf{R}\rangle)^{-1}$

Además, se nota que los valores de los flujos exergéticos, tanto del producto, recurso, irreversibilidad y residuos, son idénticos a los del enfoque FPR. Sin embargo, se añade una columna asociada al vector de los productos finales $\dot{\mathbf{P}}_s$, que solo se observa en el GE del CC.

Tabla 6.22: Flujos de exergía obtenidos a partir de los coeficientes técnicos

Componente	\dot{P}_s (MW)	\dot{P} (MW)	\dot{F} (MW)	\dot{I} (MW)	\dot{R}^{PH} (MW)	\dot{R}^{CH} (MW)	\dot{R}^Q (MW)
C	0	162.7	170.6	7.9	3.2	0	0
CC ₁	0	262.7	317.1	54.3	5.1	4.2	0
TAP	0	39.6	40.4	0.9	0	0	0
CC ₂	0	67.1	70.6	3.5	1.2	8.7	0
TBP	0	296.0	306.9	10.9	0	0	0
SC	0	22.3	27.2	4.9	0	0	1.5
EVAP	0	55.7	68.7	12.9	0	0	3.7
EC	0	16.8	18.8	2.0	0	0	1.1
EVBP	0	7.0	8.1	1.2	0	0	0.5
TV	0	73.7	85.5	11.8	0	0	0
B ₁	0	0.0	0.0	0	0	0	0
B ₂	0	0.4	0.5	0.1	0	0	0
B ₃	0	0.0	0.0	0	0	0	0
DAP	0	100.4	100.4	0	0	0	6.7
DBP	0	8.6	8.6	0	0	0	0.6
DEA	0	5.9	8.2	2.2	0	0	0.4
GE _{CC}	238.2	238.2	238.2	0	0	0	0

6.11.2. Costo exergético unitario del producto

Partiendo de la sustitución de las ecs. (6.4) y (6.5) en la ec. (6.18), el costo exergético del producto de un elemento se reescribe como:

$$P_i^* = E_{0i}^* + \sum_{j=1}^n E_{ji}^* + \sum_{j=1}^n R_{ji}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.58)$$

Ya que el costo exergético unitario se define como $k_{ji}^* = \frac{E_{ji}^*}{E_{ji}^*} = \frac{R_{ji}^*}{R_{ji}^*} = k_{P,j}^*$ y el costos exergético de los recursos que provienen del medio ambiente como $E_{0i}^* = \dot{E}_{0i}$, entonces el costo exergético del producto se reescribe como

$$P_i^* = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n (\dot{E}_{ji} + \dot{R}_{ji}) k_{P,j}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.59)$$

Dividiendo por \dot{P}_i se tiene que el costo exergético unitario asociado al producto de cada componente es

$$k_{P,i}^* = \kappa_{0i} + \sum_{j=1}^n (\kappa_{ji} + \theta_{ji}) k_{P,j}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.60)$$

o en forma matricial

$$\mathbf{k}_P^* = \kappa_e + ({}^t\langle \mathbf{KP} \rangle + {}^t\langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{k}_P^* \quad (6.61)$$

o bien

$$\mathbf{k}_P^* = {}^t \langle \mathbf{P} \rangle \kappa_e \quad (6.62)$$

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

6.11.3. Costo exergético unitario del recurso

De acuerdo con la Figura 6.8, el costo exergético del recurso se expresa como

$$F_i^* = E_{0i}^* + \sum_{j=1}^n E_{ji}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.63)$$

definiendo al costo exergético unitario como $k_{ji}^* = \frac{E_{ji}^*}{E_{ji}^*} = k_{P,j}^*$ y $k_{F,i}^* = \frac{F_i^*}{F_i^*}$, y recordando que $E_{0i}^* = \dot{E}_{0i}$, la ecuación (6.63) se reescribe como

$$k_{F,i}^* = \frac{\dot{E}_{0i}}{F_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ji}}{F_i} k_{P,j}^* \quad (6.64)$$

Reescribiendo la ec. (6.64) en su forma matricial se tiene

$$\mathbf{k}_F^* = \mathbf{r}_0 + {}^t \langle \mathbf{PF} \rangle \mathbf{k}_P^* \quad (6.65)$$

donde, $\sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ji}}{F_i} = \sum_{j=1}^n \frac{\dot{E}_{ij}}{F_j} = {}^t \langle \mathbf{PF} \rangle$ y ${}^t \mathbf{r}_0 \equiv (r_{01}, \dots, r_{0n})$ que representa los coeficientes de recirculación del entorno.

6.11.4. Costo exergético unitario del residuo

Reescribiendo la ec. (6.5) como costos exergéticos

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n R_{ji}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.66)$$

o bien, en función del costo exergético unitario del producto

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n R_{ji} k_{P,j}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.67)$$

Reescribiendo la expresión anterior en su forma matricial se tiene

$$\mathbf{k}_R^* = {}^t \langle \mathbf{PR} \rangle \mathbf{k}_P^* \quad (6.68)$$

La Tabla 6.23 presenta los valores de los costos exergéticos unitarios asociados al producto, recurso y residuo de los componentes del sistema de turbina de gas. Y representan el inverso de la eficiencia en la obtención tanto del producto, recurso y residuo de los componentes.

Tabla 6.23: Costos exergéticos unitarios del recurso, producto y residuo de cada elemento del sistema de ciclo combinado

Componente	\mathbf{k}_P^* (-)	\mathbf{k}_F^* (-)	\mathbf{k}_{RPH}^* (-)	\mathbf{k}_{RCH}^* (-)	\mathbf{k}_{RQ}^* (-)
C	1.46	1.36	0.49	0	0
CC ₁	1.25	1.00	0.67	0.40	0
TAP	1.35	1.32	0	0	0
CC ₂	1.23	1.00	0.15	0.84	0
TBP	1.37	1.32	0	0	0
SC	1.72	1.32	0	0	0.18
EVAP	1.74	1.32	0	0	0.45
EC	1.58	1.32	0	0	0.12
EVBP	1.66	1.32	0	0	0.05
TV	2.21	1.91	0	0	0
B ₁	4.37	2.21	0	0	0
B ₂	3.04	2.21	0	0	0.01
B ₃	341.59	2.21	0	0	0
DAP	2.04	1.91	0	0	0.94
DBP	2.04	1.91	0	0	0.08
DEA	2.81	1.91	0	0	0.08
GE _{CC}	1.63	1.63	0	0	0

Ya que los coeficientes de distribución se relacionan con los consumos exergéticos unitarios, mediante las siguientes expresiones

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n y_{ij} \dot{P}_j \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.69)$$

$$\dot{F}_i = \dot{E}_{0i} + \sum_{j=1}^n \kappa_{ji} \dot{P}_i \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (6.70)$$

se concluye que

$$\sum_{j=1}^n y_{ij} \dot{P}_j = \sum_{j=1}^n \kappa_{ji} \dot{P}_i \quad (6.71)$$

En forma matricial

$$\langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}_D = \mathbf{P}_D^t \langle \mathbf{KP} \rangle \quad (6.72)$$

como $\langle \mathbf{P}^* | = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle)^{-1}$ y $|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle)^{-1}$, la ecuación (6.72) se puede reescribir como

$$\langle \mathbf{P}^* | \mathbf{P}_D = \mathbf{P}_D^t |\mathbf{P}\rangle \quad (6.73)$$

Sustituyendo la ecuación (6.73) en la ecuación (6.26), se tiene que

$$\mathbf{P}^* = \mathbf{P} + \mathbf{P}_D^t |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_D^{-1} (\mathbf{I} + \mathbf{R}) \quad (6.74)$$

Realizando álgebra se llega a la siguiente expresión

$$\mathbf{k}_p^* = \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{I}\rangle \mathbf{u} + {}^t|\mathbf{R}\rangle \mathbf{u} \quad (6.75)$$

La ecuación (6.75) es otra forma de obtener a los costos exergéticos unitarios asociados a los productos en función de la transpuesta de los operadores de los flujos de irreversibilidad y residuo. Esta distribución se presenta en la Tabla 6.11.4.

Tabla 6.24: Matriz de irreversibilidad

	C	CC ₁	TAP	CC ₂	TBP	SC	EVAP	EC	EVPB	TV	B ₁	B ₂	B ₃	DAP	DBP	DEA	GE _{CC}
$ I\rangle$	0.08	0	0.03	0	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03	0.04	0.09	0.06	6.92	0.04	0.04	0.06	0.03
	0.20	0.21	0.19	0	0.19	0.24	0.24	0.22	0.23	0.31	0.61	0.43	47.88	0.29	0.29	0.39	0.23
	0.01	0	0.03	0	0	0	0	0	0	0	0.01	0.01	0.77	0	0	0.01	0
	0.01	0	0.01	0	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.04	0.03	3.12	0.02	0.02	0.03	0.01
	0.05	0	0.02	0	0.05	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	0.05	0.04	4.25	0.03	0.03	0.03	0.05
	0	0	0	0	0	0.24	0	0	0	0.07	0.13	0.09	10.33	0.06	0.06	0.08	0.02
	0	0	0	0	0	0	0.25	0	0	0.18	0.35	0.24	27.26	0.16	0.16	0.22	0.05
	0	0	0	0	0	0	0	0.13	0	0.03	0.05	0.04	4.18	0.02	0.02	0.03	0.01
	0	0	0	0	0	0	0	0	0.18	0.02	0.03	0.02	2.52	0.02	0.02	0.02	0.01
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.16	0.32	0.22	24.88	0	0	0	0.05
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.90	0	0.02	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.30	0.22	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	153.34	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	0.03	0.06	0.04	4.69	0.03	0.03	0.44	0.01	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0	0	0	0	0	0	
$ R\rangle^{PH}$	0.03	0	0.01	0	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.04	0.03	2.85	0.02	0.02	0.02	0.01
	0.02	0.02	0.02	0	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	0.06	0.04	4.53	0.03	0.03	0.04	0.02
	0.00	0	0.00	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0
	0.00	0	0.00	0	0.00	0.01	0.01	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	1.02	0.01	0.01	0.01	0.00
	0.00	0	0.00	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0.00	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0.00	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0	0.00	0	0	0	0.00
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00	0	0.00	0	0	0	0.00	

Capítulo 7

Diagnóstico termoeconómico

El proceso de diagnóstico implica la identificación, comprensión y medición de las fallas en un sistema, así como sus efectos en otros componentes y su entorno. Se evalúa teniendo en cuenta el consumo adicional de recursos, la generación de productos y residuos (Valero et al., 2002). Las fallas se cuantifican mediante la medición del consumo adicional de recursos necesarios para mantener el mismo flujo exergético del producto, comparando la condición actual del sistema (x) con una de referencia (\mathbf{x}_0) (Torres et al., 2002). Las principales metodologías termoeconómicas desarrolladas hasta el momento y, que se aplican al diagnóstico de sistemas energéticos son: la teoría del costo exergético (Lozano and Valero, 1993a), el método del costo medio (Bejan et al., 1996a), el método de costo exergético específico (Lazzaretto and Tsatsaronis, 1997), y el análisis funcional termoeconómico (Frangopoulos, 1987).

El desafío principal en el diagnóstico se plantea de la siguiente manera: ¿dónde, cómo y en qué medida se pueden reducir los recursos consumidos por el sistema, manteniendo constante la cantidad y calidad de los productos finales, en comparación con las condiciones de diseño o referencia? (Valero et al., 1999). La solución a este problema se encuentra a través de una metodología que permite identificar con precisión cada estado del sistema y proporciona los conceptos y herramientas necesarios para comprender y explicar sus causas. Por lo cual, en esta sección se desarrolla toda la metodología necesaria para determinar y comprender el diagnóstico del caso de estudios.

7.1. Ahorro técnico de exergía

A partir de los flujos de exergía de cada elemento que integra al sistema, se obtiene el flujo de irreversibilidades a partir de balances exergéticos; pero es claro, que no toda la pérdida de energía puede ser recuperada.

La termoeconomía indica que el aumento en el consumo de recursos, en el caso de estudio representado por el consumo de combustible, se refleja en la diferencia entre el consumo de recursos de la planta en condiciones de operación y el consumo de recursos en la condición de referencia o diseño, es decir:

$$\Delta\dot{\mathbf{F}}_T = \dot{\mathbf{F}}(\mathbf{x}) - \dot{\mathbf{F}}(\mathbf{x}_0) \quad (7.1)$$

o bien en términos de los flujos de irreversibilidades, residuos y productos:

$$\Delta\dot{\mathbf{F}}_T = \Delta\dot{\mathbf{I}}_T + \Delta\dot{\mathbf{R}}_T + \Delta\dot{\mathbf{P}}_s \quad (7.2)$$

Para calcular el consumo de recursos en el ciclo combinado de dos niveles de presión, se lleva a cabo un análisis del sistema en dos condiciones distintas. Una de estas condiciones corresponde a la de diseño de la turbina de gas, que refleja las condiciones de operación del sistema como se muestran en la Tabla 4.1. La otra condición representa las condiciones actuales, las cuales se reflejan en una disminución del 2% en la eficiencia isoentrópica de compresión, que comúnmente es ocasionado por el ensuciamiento del mismo.

En la Tabla 7.1 se presentan los valores de los flujos de irreversibilidades, residuos y productos del sistema de ciclo combinado, ante una reducción del 2% en la eficiencia isoentrópica de compresión. Del mismo modo, se observa que el compresor, siendo el equipo donde se originó la anomalía, experimenta el mayor aumento en irreversibilidad, lo que conlleva a que los demás equipos modifiquen su modo de operación, resultando en un incremento de la irreversibilidad en estos. Esa anomalía en la operación del compresor, también trajo consigo un incremento en la generación de residuos, donde el mayor impacto se refleja en la cámara de combustión 2 (CC₂). Por otra parte, esa disminución en la eficiencia del compresor trajo consigo un aumento en el flujo de gases de escape, lo cual se vio reflejado en el incremento en el flujo de vapor generado en la CRC, y por ende un incremento en la potencia generada por la turbina de vapor, que se ve reflejado en el GE_{CC} tal y como se muestra en la columna de $\Delta\dot{P}_s$. La última columna revela el efecto en el consumo de combustible para cada componente del sistema de turbina de gas. Se nota que el GE_{CC} contribuye mayormente al impacto total, debido al aumento en la potencia generada por la turbina de vapor. Luego le sigue el impacto en el compresor, causado por el incremento en irreversibilidad y residuos.

Tabla 7.1: Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combinado de dos niveles de presión

Componente	$\Delta\dot{I}$ (kW)	$\Delta\dot{R}$ (kW)	$\Delta\dot{P}_s$ (kW)	$\Delta\dot{F}_T$ (kW)
C	1405.88	117.54	0.00	1523.42
CC ₁	433.68	155.44	0.00	589.11
TAP	19.02	0.00	0.00	19.02
CC ₂	77.18	215.19	0.00	292.38
TBP	237.81	0.00	0.00	237.81
SC	106.76	32.21	0.00	138.97
EVAP	281.75	80.68	0.00	362.43
EC	43.16	24.30	0.00	67.47
EVBP	26.03	10.06	0.00	36.09
TV	257.11	0.00	0.00	257.11
B ₁	0.18	0.01	0.00	0.20
B ₂	2.23	0.53	0.00	2.76
B ₃	0.01	0.00	0.00	0.01
DAP	0.00	145.23	0.00	145.23
DBP	0.00	12.43	0.00	12.43
DEA	48.51	8.60	0.00	57.11
GE _{CC}	0.00	0.00	1595.62	1595.62
Total	2939.32	802.22	1595.62	5337.16

De manera general, esa anomalía generada en el compresor trajo consigo un incremento en el consumo de combustible de 5337.16 MW, de los cuales el 55.07% corresponden al incremento en las irreversibilidades internas ($\Delta\dot{\mathbf{I}}$), el 15.03% corresponden al incremento en los residuos ($\Delta\dot{\mathbf{R}}$) y el 29.90% corresponde al incremento en el producto final ($\Delta\dot{\mathbf{F}}_T$), es decir la potencia.

7.2. Impacto en el combustible

Para determinar el impacto en el consumo de combustible a partir de diagnóstico termo-económico, es necesario determinar el consumo exergético unitario de cada componente que integra el sistema y se define como

$$\kappa_{ij} = \frac{P_{ij}}{P_j} \quad (7.3)$$

y denota la fracción del producto del elemento i -ésimo que se utilizará como recurso para el elemento j -ésimo, necesario para generar una unidad exergética de su producto. La variación en el consumo exergético unitario entre una condición actual y una de referencia es:

$$\Delta\kappa_{ij} = \kappa_{ij}(\mathbf{x}) - \kappa_{ij}(\mathbf{x}_0) \quad (7.4)$$

En la Tabla 7.2 se presentan los valores de la ecuación (7.4) para cada componente que forma parte del sistema de ciclo combinado. Se observa que en la columna C, los equipos TAP y TBP adaptan su operación para resolver el malfuncionamiento generado en el compresor y así satisfacer el requerimiento del sistema. La TAP con un valor negativo indica que, bajo la condición de operación actual, la relación de la proporción del producto proveniente de la TAP, que actúa como recurso para el compresor, y el producto del compresor, es menor que en las condiciones de diseño. Mientras que para el caso de la TBP ocurre lo contrario.

El incremento en el consumo de combustible de acuerdo con la ec.(6.51) ($\dot{F}_T = {}^t \kappa_e \mathbf{P}$) se obtiene de la siguiente manera.

$$\Delta\dot{F}_T = \Delta({}^t \kappa_e) \mathbf{P}(x_0) + {}^t \kappa_e(x) \Delta \mathbf{P} \quad (7.5)$$

Ya que el incremento de una matriz \mathbf{A} que esta formada por el producto de dos matrices, \mathbf{BC} , es $\Delta \mathbf{A} = \mathbf{A}(x) - \mathbf{A}(x_0)$ o bien $\Delta \mathbf{A} = \Delta \mathbf{BC}(x_0) + \mathbf{B}(x) \Delta \mathbf{C}$.

Como el vector de los productos \mathbf{P} de la ec. (7.5) es igual a $|\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s$, de acuerdo con (6.50), entonces su incremento está dado por

$$\Delta \mathbf{P} = \Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.6)$$

recordando que, $|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle - \langle \mathbf{KR} \rangle)^{-1}$. entonces ésta se puede reescribir como

$$(\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle - \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle = \mathbf{U}_D \quad (7.7)$$

por lo tanto, el incremento de la ecuación matricial (7.7) es

$$-(\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) + (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{KP} \rangle(x) - \langle \mathbf{KR} \rangle(x)) \Delta |\mathbf{P}\rangle = 0 \quad (7.8)$$

realizando álgebra y despejando a $\Delta |\mathbf{P}\rangle$ se tiene que

$$\Delta |\mathbf{P}\rangle = |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) \quad (7.9)$$

entonces, sustituyendo (7.9) en (7.6)

$$\Delta \mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.10)$$

sustituyendo la ec. (7.10) en la ec. (7.5)

$$\Delta \dot{F}_T = \Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(x_0) + {}^t \kappa_e(x) |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{P}(x_0) + {}^t \kappa_e(x) |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.11)$$

donde $|\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) = \mathbf{P}(x_0)$ y de la ec. (6.62), se deduce que ${}^t \mathbf{k}_P^* = {}^t \kappa_e |\mathbf{P}\rangle$. Finalmente, la ecuación del impacto en el combustible, ec. (7.5), se escribe como:

$$\Delta \dot{F}_T = \Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(x_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(x) [\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle] \mathbf{P}(x_0) + {}^t \mathbf{k}_P^*(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.12)$$

La expresión (7.12) representa el impacto en el consumo de combustible en función de los incrementos de los recursos externos, $\Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(x_0)$, los incrementos en el recurso y residuo, ${}^t \mathbf{k}_P^*(x) [\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle] \mathbf{P}(x_0)$, y los incrementos en el producto total ${}^t \mathbf{k}_P^*(x) \Delta \mathbf{P}_s$. Así mismo, se muestra que, el incremento en el recurso externo tiene un valor negativo, ya que, el consumo exergético unitario asociado a la cámara de combustión 1 en la condición x es mayor que a la condición x_0 . Es decir, se requiere un mayor consumo de recurso para generar un producto mayor y así garantizar la misma producción de la TG, como se ilustra en la Tabla 7.2. En relación al aumento en el recurso y los residuos de los equipos, conocido como el costo de malfunción (Torres, 2002), se identifican 9 casos ubicados en C, CC1, TAP, TBP, SC, EVAP, EC, EVBP y GE_{CC} . Por otro lado, el aumento en el producto total se atribuye exclusivamente al GE_{CC} , ya que este equipo integra la potencia generada por la TG y la TV. Específicamente, es la potencia de la TV la que experimenta un incremento debido al aumento en el flujo de calor recuperado en la CRC. Finalmente, el equipo que tiene un mayor impacto en el consumo de combustible es el GE_{CC} , debido a que, es el equipo al que se le carga el producto, tanto del sistema de TG, como del ciclo de vapor; seguido del compresor que es el equipo en donde se generó la anomalía. En la Tabla 7.3 se muestran los valores correspondientes a cada término del impacto en el combustible.

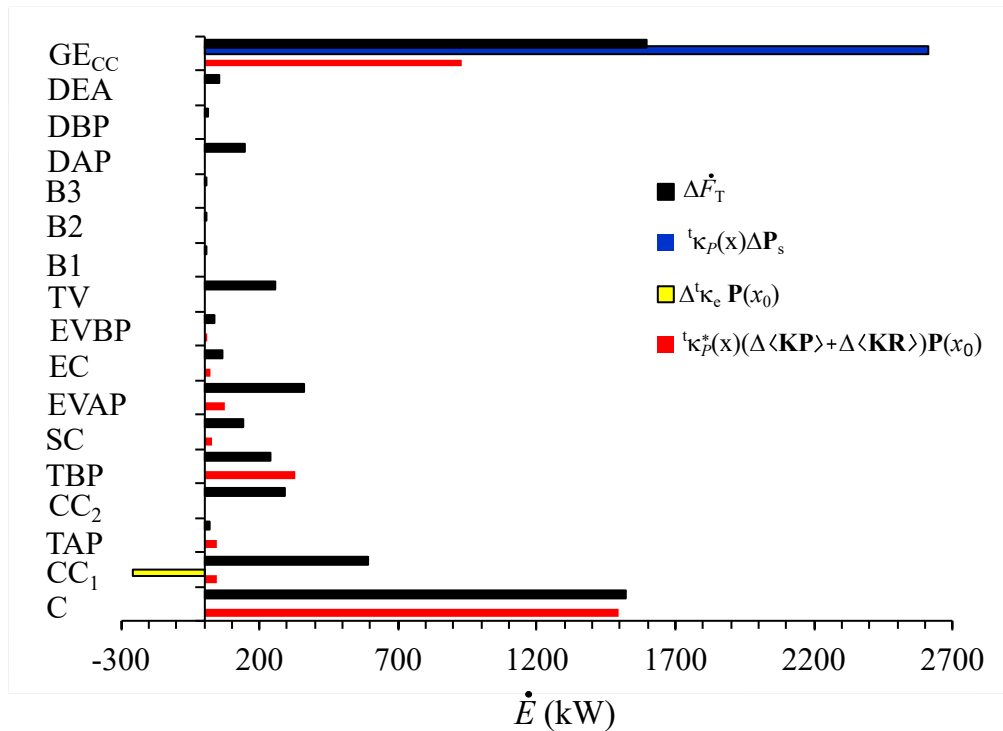


Figura 7.1: Impacto en el combustible en función del incremento de los consumos unitarios

Tabla 7.3: Impacto en el combustible del sistema de ciclo combinado

Componente	$\Delta^t \kappa_e \mathbf{P}(x_0)$ (kW)	${}^t \mathbf{k}_P^*(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{P}(x_0)$ (kW)	${}^t \mathbf{k}_P^*(x) \Delta \mathbf{P}_s$ (kW)	$\Delta \dot{F}_T$ (kW)
C	0.00	1497.03	0.00	1523.42
CC ₁	-258.92	44.83	0.00	-214.08
TAP	0.00	43.69	0.00	43.69
CC ₂	0.00	0.00	0.00	0.00
TBP	0.00	331.58	0.00	331.58
SC	0.00	29.34	0.00	29.34
EVAP	0.00	74.20	0.00	74.20
EC	0.00	20.28	0.00	20.28
EVBP	0.00	8.80	0.00	8.80
TV	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₁	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₂	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₃	0.00	0.00	0.00	0.00
DAP	0.00	0.00	0.00	0.00
DBP	0.00	0.00	0.00	0.00
DEA	0.00	0.00	0.00	0.00
GE _{CC}	0.00	931.16	2615.15	3546.31
Total	-258.92	2980.93	2615.15	5337.16

7.3. Malfunciones y Disfunciones

Según lo representado en la Figura 7.1 y expresado en la ecuación (7.12), se aprecia que no existe una correlación directa entre el impacto en el combustible y las irreversibilidades originadas por los distintos componentes del sistema. A medida que avanza el proceso de producción, el costo de las fallas aumentará, lo que resultará en un mayor consumo de recursos o, en otras palabras, un mayor impacto en el combustible. Además, cuando un componente se degrada (como en este caso, el compresor), los demás componentes del sistema ajustan su funcionamiento para mantener la producción, lo que resulta en modificaciones en sus irreversibilidades, como se ilustra en la Figura 7.2.

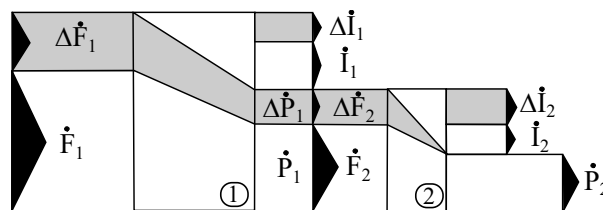


Figura 7.2: Impacto en el combustible ocasionado por una malfunción

A continuación, se examinará las irreversibilidades. Según la ecuación (6.55), la irreversibilidad interna en términos de los consumos unitarios de recursos y residuos es:

$$\mathbf{I} = |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_s \quad (7.13)$$

El incremento en la matriz de la irreversibilidad, se expresa como

$$\Delta \mathbf{I} = \Delta |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{I}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.14)$$

ya que, $|\mathbf{I}\rangle = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) |\mathbf{P}\rangle$, su incremento se representa como

$$\Delta |\mathbf{I}\rangle = \Delta \mathbf{K}_D |\mathbf{P}\rangle(x_0) + [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] \Delta |\mathbf{P}\rangle \quad (7.15)$$

sustituyendo la ec. (7.15) en la expresión del incremento en la irreversibilidad, ec. (7.14)

$$\Delta \mathbf{I} = \Delta \mathbf{K}_D |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] \Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{I}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.16)$$

como $\Delta |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_s(x_0) = \Delta \mathbf{P} - |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s$, de la ec.(7.6), la expresión (7.16) se reescribe como

$$\Delta \mathbf{I} = \Delta \mathbf{K}_D |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] \Delta \mathbf{P} - [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s + |\mathbf{I}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.17)$$

Finalmente, debido a que $\mathbf{P}(x_0) = |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0)$ e $|\mathbf{I}\rangle(x) = [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] |\mathbf{P}\rangle(x)$, el cambio en la irreversibilidad está dado por

$$\Delta \mathbf{I} = \Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(x_0) + [\mathbf{K}_D(x) - \mathbf{U}_D] \Delta \mathbf{P} \quad (7.18)$$

Para el caso del residuo que es generado por el sistema, se parte de la ec. (6.50) ($\mathbf{R} = |\mathbf{R}\rangle \mathbf{P}_s$), donde el incremento de está matriz es

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta |\mathbf{R}\rangle \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{R}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.19)$$

como, $|\mathbf{R}\rangle = \langle \mathbf{KR} \rangle |\mathbf{P}\rangle$, su incremento siguiendo el mismo procedimiento utilizado para obtener la irreversibilidad conduce a: $\Delta |\mathbf{R}\rangle = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle |\mathbf{P}\rangle(x_0) + \langle \mathbf{KR} \rangle(x) \Delta |\mathbf{P}\rangle$. Y ya que $\Delta |\mathbf{P}\rangle = |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0)$, el incremento en el operador asociado al residuo se expresa como

$$\Delta |\mathbf{R}\rangle = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle |\mathbf{P}\rangle(x_0) + \langle \mathbf{KR} \rangle(x) |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) \quad (7.20)$$

sustituyendo (7.20) en ec. (7.19) se tiene que

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + \langle \mathbf{KR} \rangle(x) |\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) \cdot |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + |\mathbf{R}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.21)$$

como, $|\mathbf{P}\rangle(x) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) = \Delta \mathbf{P} - |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s$; entonces,

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0) + \langle \mathbf{KR} \rangle(x) \Delta \mathbf{P} - \langle \mathbf{KR} \rangle(x) |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s + |\mathbf{R}\rangle(x) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.22)$$

de la misma manera, $\langle \mathbf{KR} \rangle(x) |\mathbf{P}\rangle(x) = |\mathbf{R}\rangle(x)$ y $\mathbf{P}(x_0) = |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0)$; entonces, el cambio en el residuo generado por el sistema está dado por

$$\Delta \mathbf{R} = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P}(x_0) + \langle \mathbf{KR} \rangle(x) \Delta \mathbf{P} \quad (7.23)$$

Por lo tanto, de las expresiones (7.18) y (7.23), el primer término del lado derecho de ambas ecuaciones representa las variaciones en el consumo unitario de los mismos componentes. Mientras tanto, el segundo término corresponde al efecto que causa la variación del producto de cada componente para adaptarse a los requisitos de producción de la planta.

De la ec. (7.18), el primer término del lado derecho ($\Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(x_0)$) representa, a la irreversibilidad endógena o malfunción, producida por un aumento del consumo unitario del propio componente es decir:

$$\mathbf{MF}^k = \Delta \mathbf{K}_D \mathbf{P}(x_0) \quad \mathbf{MF}^k = \sum_{j=0}^n MF_{ji}^k \quad (7.24)$$

De la misma manera, el primer término del lado derecho de la ec. (7.23) representa a la malfunción externa, debido a la generación de residuos

$$\mathbf{MF}^r = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P}(x_0) \quad \mathbf{MF}^r = \sum_{j=0}^n MF_{ji}^r \quad (7.25)$$

El segundo término en el lado derecho de ambas ecuaciones denota la irreversibilidad exógena o disfunción. Este término representa el aumento de la irreversibilidad de un componente debido a cambios en el producto local, los cuales son ocasionados por el mal funcionamiento de otros componentes y se expresa como

$$\mathbf{DF} = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D + \langle \mathbf{KR} \rangle) \Delta \mathbf{P} \quad (7.26)$$

Las malfunciones sólo afectan al propio componente, es decir es una irreversibilidad endógena; pero la disfunción que es una irreversibilidad exógena afecta a los demás componentes ya que es inducida por el mal funcionamiento de otros componentes.

Sustituyendo la ec.(7.10) en la ec.(7.26) donde, $(\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D + \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x) = |\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)$, la disfunción se expresa como

$$\mathbf{DF} = \mathbf{DF}_K + \mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s} \quad (7.27)$$

$\mathbf{DF}_K = [|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)] [(\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) |\mathbf{P}\rangle(x_0) \mathbf{P}_s(x_0)]$ representa el mal funcionamiento de otros componentes, que obligan al componente a consumir más o menos recursos para satisfacer su producción local y $\mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s} = [\mathbf{U}_D + |\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)] \Delta \mathbf{P}_s$ está asociado con la producción total del sistema energético.

Por lo tanto el impacto en el combustible, ec. (7.2), en función de las malfunciones y disfunciones está dado por

$$\Delta \dot{\mathbf{F}}_T = \Delta \dot{\mathbf{I}}_T + \Delta \dot{\mathbf{R}}_T + \Delta \dot{\mathbf{P}}_{sT} = \mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r + \mathbf{DF}_K + \mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s} \quad (7.28)$$

En la Figura 7.3 se muestra la contribución de la malfunción interna o endógena \mathbf{MF}^k , la malfunción externa \mathbf{MF}^r , la disfunción de los componentes \mathbf{DF}_K y la disfunción asociada al producto total del sistema $\mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s}$. Se detectan dos malfunciones, una generada en el compresor y la otra en la cámara de combustión 1. La malfunción en el compresor se debe a una reducción en su eficiencia; mientras que, la de la cámara de combustión se debe a un aumento en el consumo de combustible requerido para mantener el producto del sistema. En cuanto a la irreversibilidad exógena, se nota que solo ocurre en la cámara de combustión 1 debido a la quema de una cantidad mayor de combustible.

Además, las disfunciones causadas por la malfunción en el compresor se reflejan tanto en el propio equipo como en los demás equipos, ya que estos ajustan su funcionamiento para satisfacer el producto del sistema. La excepción es el GE_{CC} , donde se modifica solo su producto total, ya que este equipo recibe el producto tanto del sistema de TG como del ciclo de Vapor. Los resultados se muestran en la Tabla 7.4; donde, la \mathbf{MF}^k , \mathbf{MF}^r , \mathbf{DF}_K y $\mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s}$,

contribuyen en 15.41 %, 0.67 %, 34.92 % y 49.00 % del impacto en el combustible total del sistema.

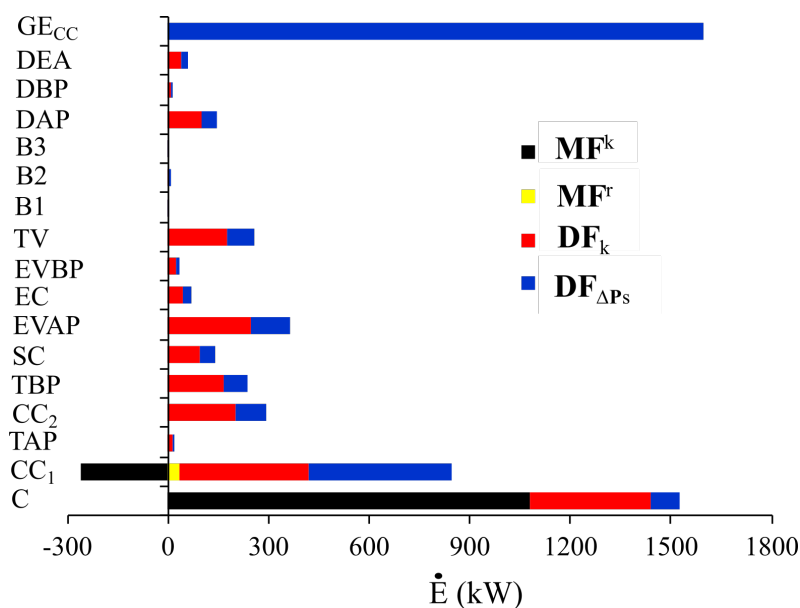


Figura 7.3: Impacto en el combustible en función de las Malfunciones y disfunciones

Tabla 7.4: Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combinado de dos niveles de presión

Componente	MF^k (kW)	MF^r (kW)	DF_K (kW)	$DF_{\Delta P_s}$ (kW)	ΔF_T (kW)
C	1081.3	0.00	358.14	83.96	1523.4
CC ₁	-258.9	35.86	384.76	427.41	589.1
TAP	0.0	0.00	13.09	5.93	19.0
CC ₂	0.0	0.00	201.17	91.20	292.4
TBP	0.0	0.00	163.63	74.18	237.8
SC	0.0	0.00	95.62	43.35	139.0
EVAP	0.0	0.00	249.37	113.06	362.4
EC	0.0	0.00	46.42	21.05	67.5
EVBP	0.0	0.00	24.83	11.26	36.1
TV	0.0	0.00	176.91	80.20	257.1
B ₁	0.0	0.00	0.13	0.06	0.2
B ₂	0.0	0.00	1.90	0.86	2.8
B ₃	0.0	0.00	0.01	0.00	0.0
DAP	0.0	0.00	99.93	45.30	145.2
DBP	0.0	0.00	8.55	3.88	12.4
DEA	0.0	0.00	39.29	17.81	57.1
GE _{cc}	0.0	0.00	0.00	1595.62	1595.6
Total	822.41	35.86	1863.75	2615.15	5337.2

7.4. Costos exergéticos de las Malfunciones y Disfunciones

Para determinar el impacto en el consumo de combustible en función de los costos de las malfunciones, se parte de la ec. (7.26) en combinación con la ec.(7.10), obteniendo

$$\mathbf{DF} = (|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)) (\Delta \langle \mathbf{KP} \rangle + \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle) \mathbf{P}(x_0) + (|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.29)$$

o bien

$$\mathbf{DF} = (|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)) (\mathbf{MF}^t + \mathbf{MF}^r) + (|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)) \Delta \mathbf{P}_s \quad (7.30)$$

donde, $\mathbf{MF}^t = \Delta \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P}(x_0)$ y $\mathbf{MF}^r = \Delta \langle \mathbf{KR} \rangle \mathbf{P}(x_0)$ Por lo tanto, la ec.(7.28) se puede reescribir como

$$\Delta \dot{\mathbf{F}}_T = \mathbf{MF}^e + \mathbf{MF}^r + (|\mathbf{I}\rangle(x) + |\mathbf{R}\rangle(x)) (\mathbf{MF}^t + \mathbf{MF}^r) + \mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s} \quad (7.31)$$

donde, $\mathbf{MF}^e = [\Delta \mathbf{K}_D - \Delta \langle \mathbf{KP} \rangle] \mathbf{P}(x_0)$. El costo exergético ocasionado por el malfuncionamiento de un componente es la suma de las malfunciones y de las disfunciones que lo inducen, por lo cual

$$\mathbf{MF}^{*k} = \mathbf{MF}^e + |\mathbf{I}\rangle(x) (\mathbf{MF}^t + \mathbf{MF}^r) \quad (7.32)$$

$$\mathbf{MF}^{*r} = \mathbf{MF}^r + |\mathbf{R}\rangle(x) (\mathbf{MF}^t + \mathbf{MF}^r) \quad (7.33)$$

por lo tanto, la ecuación del impacto en el combustible en función del costo exergéticos de las malfunciones se escribe como:

$$\Delta \dot{\mathbf{F}}_T = \mathbf{MF}^{*k} + \mathbf{MF}^{*r} + \mathbf{DF}_{\Delta \mathbf{P}_s} \quad (7.34)$$

La Figura 7.4 muestra la contribución de los costos exergéticos de las malfunciones en el impacto en el combustible, para los equipos que integran al sistema de ciclo combinado. Se muestra como el costo exergético asociado a las irreversibilidades internas \mathbf{MF}^{*k} , se ven reflejadas en todos los equipos del ciclo combinado a excepción de la B₃, DAP, DBP y GE_{CC}, ya que estos equipos no generan irreversibilidad. Mientras que, el costo exergético de las malfunciones asociadas al residuo \mathbf{MF}^{*r} , tiene la contribución en todos los equipos a excepción de la TAP, TBP, TV, B₃ y el GE_{CC}. ya que estos equipos no contribuyen en la generación de los residuos. Por otra parte, las disfunciones ocasionadas por la malfunción en el compresor se refleja en todos los demás equipos; ya que estos elementos modifican su operación para satisfacer el producto del sistema. Finalmente, el costo exergético de las malfunciones asociadas a las irreversibilidades interna, externas y las disfunciones tienen 40.7 %, 10.3 % y 49.0 % de contribución en el impacto en el combustible. Los valores correspondientes a cada costo exergético que integran al impacto en el combustible se muestran en la Tabla 7.5.

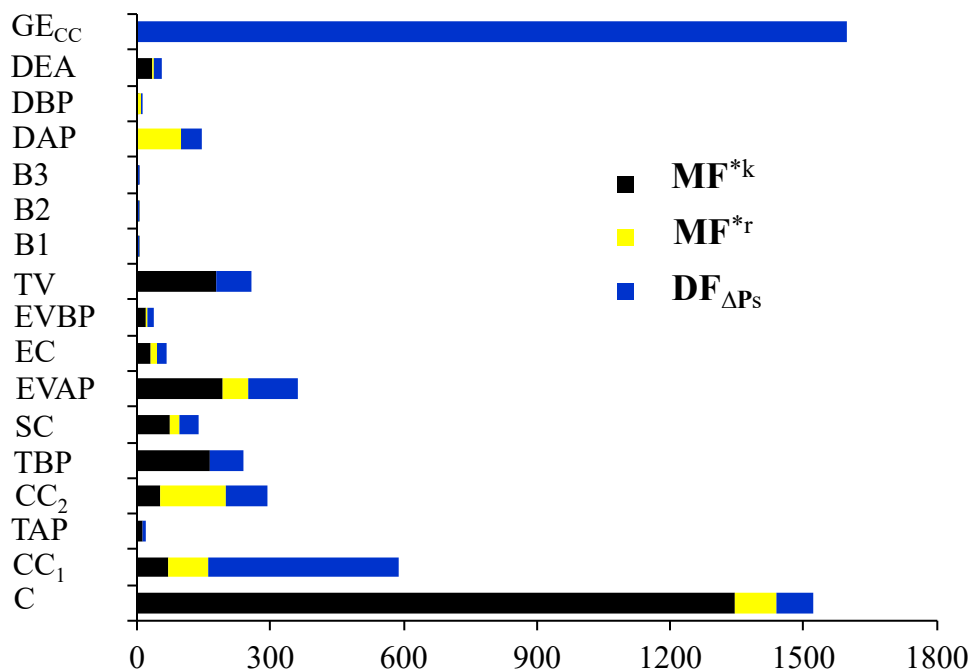


Figura 7.4: Costos de las malfunciones y disfunciones

Tabla 7.5: Incremento en el flujo de irreversibilidad, residuo y producto del ciclo combinado de dos niveles de presión

Componente	MF ^{*k} (kW)	MF ^{*r} (kW)	DF _{ΔP_s} (kW)	ΔF _T (kW)
C	1344.2	95.22	83.96	1523.42
CC ₁	69.2	92.51	427.41	589.11
TAP	13.1	0.00	5.93	19.02
CC ₂	53.1	148.06	91.20	292.38
TBP	163.6	0.00	74.18	237.81
SC	73.5	22.16	43.35	138.97
EVAP	193.9	55.51	113.06	362.43
EC	29.7	16.72	21.05	67.47
EVBP	17.9	6.92	11.26	36.09
TV	176.9	0.00	80.20	257.11
B ₁	0.1	0.01	0.06	0.20
B ₂	1.5	0.36	0.86	2.76
B ₃	0.0	0.00	0.00	0.01
DAP	0.0	99.93	45.30	145.23
DBP	0.0	8.55	3.88	12.43
DEA	33.4	5.91	17.81	57.11
GE _{CC}	0.0	0.00	1595.62	1595.62
Total	2170.14	551.88	2615.15	5337.16

7.5. Costos exergoeconómicos del impacto en el combustible

De la misma manera como se determina el impacto en el combustible, en función de la variación de los recursos, en una condición de operación con respecto a la condición de diseño o referencia; el impacto en el consumo de combustible se puede determinar en función del incremento de los costos exergoeconómico de las condiciones de operación; que corresponden a la variación en el costo exergoeconómico de los recursos externos (Picallo et al., 2016) & (Helen et al., 2020), es decir

$$\Delta\Pi_e = \Pi_e(x) - \Pi_e(x_0) \quad (7.35)$$

En la Tabla 7.6 se presentan los valores de los costos exergoeconómicos de los recursos externos que ingresan al sistema. Como se muestra, sólo las cámaras de combustión tiene un costo exergoeconómico asociado; entonces, su diferencia de acuerdo con la ec. (7.35) tiene un valor de 56.14 USD/h.

Tabla 7.6: Impacto en el combustible en función de la variación en el costo exergoeconómico de los recursos externos

Componente	$\Pi_e(x)$ (USD/h)	$\Pi_e(x_0)$ (USD/h)	$\Delta\Pi_e$ (USD/h)
C	0.00	0.00	0.00
CC ₁	3375.26	3335.31	39.95
TAP	0.00	0.00	0.00
CC ₂	759.00	742.81	16.19
TBP	0.00	0.00	0.00
SC	0.00	0.00	0.00
EVAP	0.00	0.00	0.00
EC	0.00	0.00	0.00
EVBP	0.00	0.00	0.00
TV	0.00	0.00	0.00
B ₁	0.00	0.00	0.00
B ₂	0.00	0.00	0.00
B ₃	0.00	0.00	0.00
DAP	0.00	0.00	0.00
DBP	0.00	0.00	0.00
DEA	0.00	0.00	0.00
GE _{CC}	0.00	0.00	0.00
Total	4134.25	4078.11	56.14

El costo exergoeconómico de los recursos externos se puede determinar en función de los costo exergéticos unitarios asociados a los productos, de la siguiente manera

$$\Pi_e = \mathbf{P}_D \mathbf{c}_{ep} \quad (7.36)$$

El costo exergoeconómico del impacto del combustible se puede expresar en términos de los costos de los recursos externos, las malfuncionamiento y producto final, de la siguiente manera

$$\Delta\Pi_e^t \mathbf{u} = \Delta c_{pe}^t \mathbf{P}(x_0) + c_{pe}^t(x) |\mathbf{P}\rangle(x) (\mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r) + c_{pe}^t(x) |\mathbf{P}\rangle(x) \Delta\mathbf{P}_s \quad (7.37)$$

En la Tabla 7.7 se presentan los costos exergoeconomicos de los recursos externos, los asociados a las malfunciones y el asociado al producto final del sistema. Se puede observar que en la segunda columna, se tiene al costo del recurso externo, y tiene un valor negativo, que es ocasionado porque el cambio en el consumo unitario es negativo. En la tercera columna se tiene a los costos ocasionados por las malfuncion internas y externas; y se muestra que, el compresor es el que tiene la mayor contribución, ya que en este equipo es donde se generó la malfunción. En la cuarta columna se presenta el costo asociado al producto final, donde sólo el GE_{CC} es el equipo que tiene un valor, debido a que es donde se carga el incremento en el producto total. Finalmente se muestra que, los costos de los recursos externos, las malfuncionamiento y el producto final, contribuyen en -4.86 %, 55.85 % y 27.51 %, respectivamente, al costo del impacto en el combustible.

Tabla 7.7: Costo exergoeconomico del impacto en el consumo de combustible del sistema de ciclo combinado

Componente	$\Delta c_{pe}^t \mathbf{P}(x_0)$ (USD/h)	$c_{pe}^t(x) \mathbf{P}\rangle(x) (\mathbf{MF}^k + \mathbf{MF}^r)$ (USD/h)	$c_{pe}^t(x) \mathbf{P}\rangle(x) \Delta\mathbf{P}_s$ (USD/h)	$\Delta\Pi_e^t$ (USD/h)
C	0.00	15.75	0.00	15.75
CC ₁	-2.72	0.47	0.00	-2.25
TAP	0.00	0.46	0.00	0.46
CC ₂	0.00	0.00	0.00	0.00
TBP	0.00	3.49	0.00	3.49
SC	0.00	0.31	0.00	0.31
EVAP	0.00	0.78	0.00	0.78
EC	0.00	0.21	0.00	0.21
EVBP	0.00	0.09	0.00	0.09
TV	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₁	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₂	0.00	0.00	0.00	0.00
B ₃	0.00	0.00	0.00	0.00
DAP	0.00	0.00	0.00	0.00
DBP	0.00	0.00	0.00	0.00
DEA	0.00	0.00	0.00	0.00
GE _{CC}	0.00	9.79	27.51	37.30
Total	-2.72	31.36	27.51	56.14

Capítulo 8

Estudio Constructal

8.1. Evolución

Presenciar la evolución de algo resulta arduo, dado que transcurre en una escala temporal vasta, más allá del alcance de la experiencia humana. No obstante, se puede observar, analizar y anticipar la evolución al centrarse en el progreso tecnológico. La evolución implica un cambio discernible a lo largo del tiempo, y existe una ley que describe este fenómeno: resume las observaciones comunes de que “si un sistema de flujo tiene la libertad de cambiar su configuración, entonces el sistema tiende a adoptar configuraciones que ofrecen progresivamente mejores rutas de acceso para las corrientes que fluyen”. Existen miles de estas observaciones y explican una cosa: “que existe una flecha del tiempo que es asociada con la secuencia de configuraciones de flujo que constituye la existencia del sistema” (Bejan and Lorente, 2008). Aquí, las configuraciones de flujos actuales son sustituidas por otras más eficientes. Esta formulación, concebida en 1996, fue el origen de lo que hoy conocemos como la Ley Constructal, (Bejan, 1996) y (Bejan, 1997).

Por ejemplo, bajo la perspectiva de la Ley Constructal del diseño y la evolución en la naturaleza, los diseños de los dispositivos de transferencia de calor se ven desde una nueva óptica. En este enfoque, los componentes no son unidades independientes, sino que desempeñan un papel crucial en los sistemas. Esto conduce a una evolución predecible en la tecnología de transferencia de calor hacia la compacidad, una mayor eficiencia en la transferencia de calor, una reducción de la fricción y un menor consumo de energía en el bombeo. Estas características a menudo se malinterpretan como competidores en el proceso de diseño, mas bien son colaboradores desde la perspectiva de todo el sistema (Bejan and Lorente, 2006).

La teoría constructal se concentra principalmente en la optimización geométrica de los problemas de flujo de volumen encontrados no sólo en ingeniería, sino también en otras ramas de la ciencia. El objeto que fluye puede ser calor, fluidos, bienes, personas, etc. Esta teoría intenta, de alguna manera, unificar el mundo del volumen para la introducción de una estructura jerárquica de flujo geométrico aplicable a todos los flujos encontrados en cualquier rama de la ciencia. Por tanto, la predicción establece que el tamaño característico del órgano se dirige hacia una imperfección termodinámica menor y dimensiones más reducidas (Kuddusi and Eğrican, 2008).

De manera general, La Teoría Constructal es la opinión de que, la generación de la configuración de flujo es un fenómeno físico que se puede basar en un principio de física, la Ley Constructal, que expresa que: “Para que un sistema de flujo de tamaño finito persista en el tiempo; es decir, para que sobreviva, su configuración debe evolucionar de tal manera

que proporcione un acceso más fácil a las corrientes que fluyen a través de él ” (Bejan, 2016). Este principio predice de manera global la configuración natural, que abarca una variedad de fenómenos como cuencas fluviales, turbulencia, alometría de diseño animal, vascularización, locomoción, grietas en sólidos, solidificación dendrítica, clima terrestre, entre otros. Además, este mismo principio genera nuevos diseños para la electrónica, las celdas de combustible y las redes de transporte de personas, bienes e información. Por consiguiente, este principio describe un paradigma que es universalmente aplicable en ciencias naturales, ingeniería y ciencias sociales (Bejan and Lorente, 2006).

La ley constructal es una ley de la física de la termodinámica y es distinta o complementaria de las otras leyes de la termodinámica; porque, la primera ley y la segunda ley explican las observaciones que describen una tendencia en el tiempo, una flecha de tiempo: si pasa suficiente tiempo, el sistema aislado se instala en un estado de equilibrio sin flujos internos, máxima entropía con energía constante. La primera ley y la segunda ley hablan de una caja negra, no dicen nada sobre las configuraciones de los sistemas, de las cosas que fluyen; que es, lo que se encarga la ley constructal (Bejan and Kraus, 2003). Por tanto, la termodinámica clásica no aborda las configuraciones de los sistemas de flujo fuera del equilibrio, lo cual debería hacer. Después de todo, los escritos de Sadi Carnot tratan sobre la mejora en la evolución de las configuraciones de las máquinas con el tiempo. Por esta razón, la generación de configuraciones de flujo es un fenómeno natural y forma parte de la termodinámica (Bejan and Lorente, 2006).

8.1.1. Sistemas de transferencia de calor

El desarrollo de los principios de la ciencia de la ingeniería, incluida la ciencia térmica, tuvo lugar con la creación de las escuelas de ingeniería moderna (Bejan, 2023). Coincidentemente, esta época también presencié la difusión del cálculo diferencial como el lenguaje emergente de la ciencia y la ingeniería. Aunque Carnot y otros pioneros de la termodinámica estaban articulando sus perspectivas termodinámicas en referencia a macrosistemas de diversas dimensiones y complejidades internas no especificadas, la segunda generación de termodinámicos buscaba aportar usando el lenguaje recién adquirido de sistemas infinitesimales. La faceta infinitesimal y microscópica de la termodinámica fue casi exclusivamente la contribución de los no ingenieros (físicos, químicos y matemáticos); mientras que, los ingenieros continuaron en el camino geométrico y macroscópico (sistemas de tamaño finito). En aquel entonces, la atención se centraba en la geometría diferencial de superficies, estableciendo vínculos entre las propiedades de sistemas simples o casi simples en equilibrio. Además, se llevaron a cabo investigaciones sobre sistemas conocidos como reversibles o sistemas termodinámicos fuera de equilibrio, los cuales se relacionaban con el enfoque infinitesimal de tamaño aproximado a cero. Sin embargo, no se percibía que este enfoque representaba un intento por volver a los procesos y sistemas realistas que habían sido señalados por los pioneros.

En el año 2000, se realizó la fusión de la termodinámica con la transferencia de calor (Figura. 8.1) para generar una ingeniería termodinámica más potente para aplicaciones a sistemas irreversibles. A partir de esto, se desarrolló una metodología denominada Minimización de la Generación de Entropía (EGM), optimización termodinámica o termodinámica del tiempo finito; la cual lleva simétricamente a la termodinámica tanto al modelado como a la optimización. El próximo desafío en el que se ha enfocado esta integración es el de desarrollar una teoría que permita predecir, explicar y así desentrañar los fenómenos naturales organizados. Se busca encontrar una razón subyacente para todas las formas geométricas y

similitudes que observamos en la naturaleza. Sin embargo, la termodinámica había alcanzado un estancamiento similar al que se experimentó en el desarrollo del motor de calor hace dos siglos.

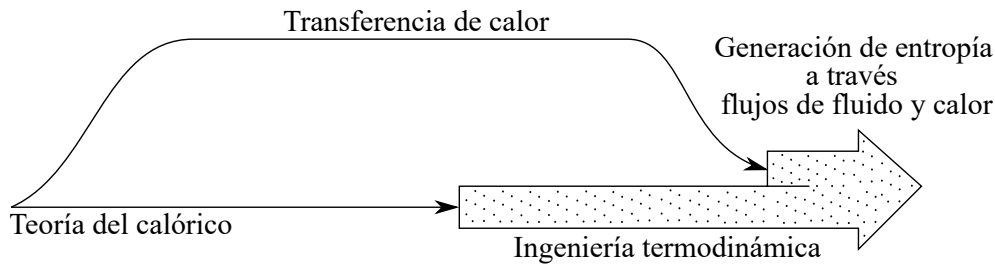


Figura 8.1: Ingeniería termodinámica

Hace dos siglos tal sacudida fue producida por Sadi Carnot, el mostró las transformaciones energéticas a partir de recursos, tales como combustibles bien especificados. Por ejemplo, transformación del combustible en trabajo en una central eléctrica y la transformación de los alimentos en trabajo en un órgano animal. En la actualidad, la termodinámica se enfrenta a desafíos significativos. Los combustibles ya no son tan específicos, los entornos no son infinitos y las transformaciones energéticas no son aisladas. En el pasado, la termodinámica se centraba en estudiar sistemas que se consideraban cajas negras, con flujos de entrada y salida, sin prestar atención a su estructura interna. En la termodinámica que surge, el reajuste de los flujos de combustibles fósiles y renovables serán predichos y optimizados basados en principios. En esta nueva ciencia, los entornos serán más acotados, es decir, habrá nuevos equilibrios entre los flujos internos y externos, los cuales podrán ser previstos y optimizados según principios establecidos. Los sistemas termodinámicos adquirirán nuevas características, como configuración, objetivos, eficiencia y capacidad de transformación. Esta nueva disciplina será inherentemente natural e interdisciplinaria, constituyendo una ciencia de sistemas por derecho propio. Hay dos flechas en el tiempo, la flecha de la segunda ley de la termodinámica “Irreversibilidad”, la cual muestra que, todo fluye de mayor a menor; la segunda y nueva flecha, es la flecha del tiempo de la ley constructal, la flecha de cómo cada cosa que fluye adquiere arquitectura.

La flecha del tiempo constructal une a la física con la biología y la ingeniería (después de todo, la ingeniería es la biología de las máquinas). Dado que los motores de la ingeniería y la biología siguen los principios constructales, cambian con el tiempo hacia configuraciones de flujo que los hacen menos imperfectos. Por ende, evolucionan hacia la generación de la máxima potencia mecánica, teniendo en cuenta restricciones finitas, lo que para ellos significa un tiempo de evolución hacia la mínima disipación (Flujo mínimo de generación de entropía). La ciencia progresa y se perfecciona; es un diseño en constante evolución en el cual el conocimiento, la verdad y la eficacia se simplifican, se vuelven más accesibles y se transmiten con mayor facilidad para facilitar el avance humano, que es esencial para la vida y la sustentabilidad.

La ley constructal (Figura 8.2) cumple la función de una ley física al unificar disciplinas como la física, biología, ingeniería y ciencias sociales. La termodinámica constructal integra los conceptos de vida, organización y evolución dentro de la física, abriendo nuevas oportunidades para avances en áreas donde la evaluación del diseño es crucial para el desempeño, como la logística, la evolución biológica, el arte, los negocios y la economía. La ley constructal desafía el reduccionismo y capacita a la mente para percibir la totalidad: su organización, su funcionamiento y su futuro. En la era moderna, la física ha evolucionado en una dirección

adaptada para abordar efectos a escala infinitesimal. La ley constructal es un sacudida al revés, contra la marcha de la multitud, un medio para racionalizar el diseño macroscópico, el objetivo y el comportamiento. El fenómeno abordado por la ley constructal engloba la organización natural, la evolución y la vida; se refiere a la aparición y evolución de configuraciones que cambian libremente en todo lo que fluye y se desplaza con mayor facilidad a lo largo del tiempo.

Esta ley, no es una declaración de maximización y minimización o cualquier otra imagen mental de diseño final. No existe tal cosa, a pesar de la declaración de que existe. La ley constructal es acerca de la dirección, de la evolución en el tiempo y el hecho de que, el diseño en la naturaleza no es estático, es dinámico, siempre cambiante. Esto es lo que el diseño y la evolución son en la naturaleza y la ley constructal los captura. La evolución nunca termina, y la ley constructal es una contribución a la física y a la biología evolutiva, porque simplifica y clarifica la terminología que se utiliza, la unifica con la terminología inspirada en la biología que se utiliza en muchos otros campos como la geofísica, la economía, etc.

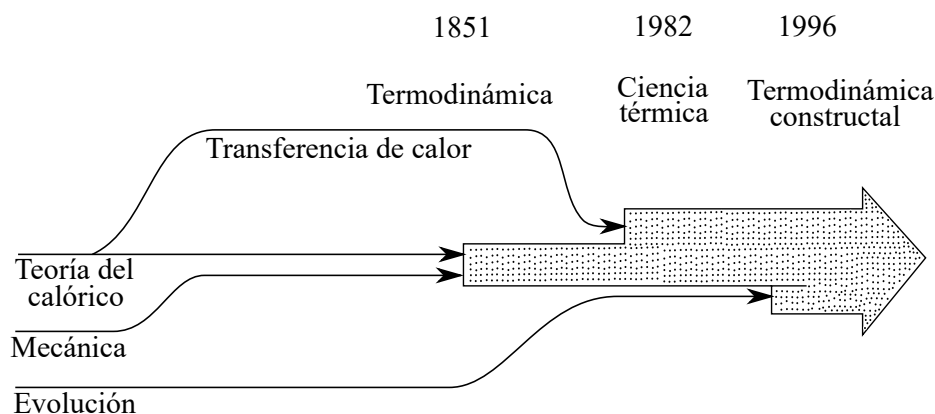


Figura 8.2: Línea de tiempo de la termodinámica constructal

En 1824, Sadi Carnot afirmó que los diseños futuros deberían minimizar la fricción, los impactos y la transferencia de calor a través de gradientes de temperatura finitos. En la termodinámica contemporánea, estas características se conocen como irreversibilidades, pérdidas, generación de entropía y degradación de exergía. Si bien esto es importante, los termodinámicos han pasado por alto la dirección del tiempo que Carnot delineó: el diseño evolutivo.

Todos venimos de una tradición de mecánica tan alejada de las cosas térmicas, que la dinámica y la transferencia de calor parecen no estar ligadas, pero no, la brecha de temperatura atravesada por una corriente de calor Q , es completamente equivalente a un motor térmico impulsado por esta corriente de calor, mientras destruye toda su potencia de salida en un freno (ver Figura 8.3). La fricción es el fenómeno observable en el freno, y es una visualización de la corriente de calor que cruza la brecha de temperatura. Si no hay un intervalo de temperatura con la transferencia de calor, no hay “fricción” y no se disipa la energía útil en el calor rechazado al ambiente.

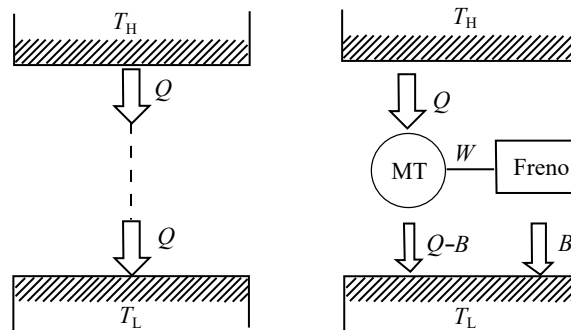


Figura 8.3: Flujo de calor a través de una brecha de temperatura finita.

Superficies extendidas

Los efectos de fricción en la transferencia de calor (Q) a través de una diferencia de temperaturas finitas (ΔT) pueden reducirse al disminuir ΔT , dado que Q está fijado. Esto se logra modificando la configuración física del sistema de flujo que consta de Q y ΔT . La transferencia de calor por convección fue desarrollada por Joseph Fourier (1768 - 1830). El describió que, el flujo de calor \dot{Q} es igual a $hA\Delta T$; donde A representa el área de transferencia de calor, ΔT es la diferencia de temperaturas de la superficie y del fluido; es decir, $(T_b - T_\infty)$ y h representa el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Por la proporcionalidad que existe entre \dot{Q} y $A\Delta T$, una forma de reducir ΔT es aumentando A . Esto se lleva a cabo al integrar aletas en la superficie de las tuberías, lo cual modifica su configuración física (Bejan and Kraus, 2003). La geometría que surge de las aletas en las tuberías es intrincada, ya que involucra diversas escalas de longitud, como los grosores, longitudes y espacios entre las aletas, junto con una amplia variedad de formas imaginables para estas aletas, ver Figura 8.4.

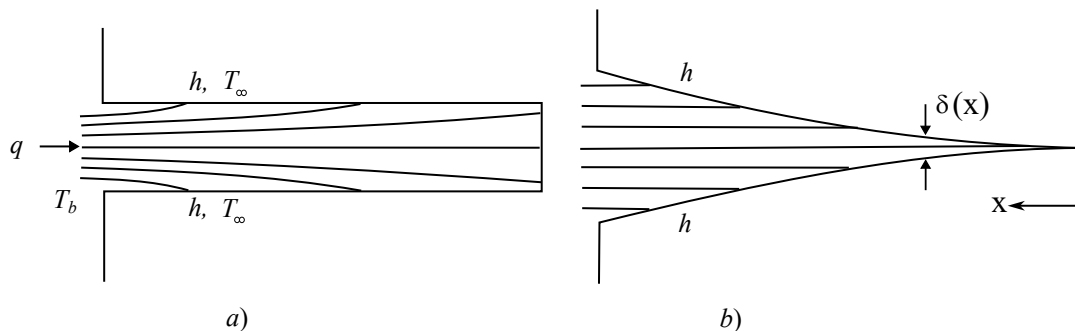


Figura 8.4: Diferentes configuraciones de aletas.

La incorporación de aletas en las tuberías busca reducir ΔT en comparación con la geometría original (sin aletas). Esto implica que la resistencia al flujo de calor ha disminuido de la configuración original a una nueva configuración. Esta evolución coincide con la dirección del tiempo, ya que las superficies con aletas surgieron después de la invención de las superficies lisas para los tubos de calderas (Bejan and Kestin, 1983).

Ernst Schmidt (1892 - 1975) señaló que un tubo que, está pellizcado en un extremo (aleta triangular) no es el mejor tubo. Su propuesta fue dar forma a todos los tubos de calor de manera que tengan secciones transversales constantes (sin estrangulamientos) ya que, la resistencia más baja a la conducción a lo largo de la aleta pertenece a la aleta con perfil parabólico. Las aletas con puntas afiladas no son prácticas, pero la evolución de las

formas de las aletas ha sido de las aletas rectangulares a triangulares. Los diseños prácticos de hoy se parecen a las triangulares, sin la punta de espesor cero. Las aletas más eficientes y fuertes tienen perfiles triangulares o trapezoidales y ha surgido una sorprendente diversidad de formas y tamaños de aletas (Bejan and Errera, 2015).

La diversidad de las morfologías de las aletas también proviene de la diversidad de fluidos que bañan las superficies sólidas. Hay superficies que son barridas por un fluido en un lado y en el otro lado por otro fluido. Un ejemplo de esto es el banco de tubos, donde un líquido fluye dentro de los tubos mientras que el aire fluye hacia afuera, perpendicular a los tubos. Dado que el valor de h en el lado del líquido de la pared del tubo es aproximadamente 100 veces mayor que en el lado del gas, la superficie que necesita ser "mejorada con aletas es la superficie externa. Esta elección es evidente en las configuraciones de los intercambiadores de calor.

Cuando el líquido que atraviesa la superficie caliente entra en ebullición, el calor se disipa mediante una combinación de burbujas de vapor y líquido. La eficiencia de la superficie aumenta si se generan burbujas fácilmente y se dispersan uniformemente en la corriente. Las superficies lisas tienden a generar burbujas de manera aparentemente aleatoria en puntos de imperfección, como la rugosidad del tubo, que actúan como sitios de formación de burbujas. En las superficies modernas, estos sitios de formación de burbujas están diseñados (o fabricados) intencionalmente en la superficie. Esta tecnología permite crear diseños con patrones regulares y repetitivos, así como diseños con características intencionalmente aleatorias.

Los diseñadores de sistemas de flujo, especialmente en el diseño de intercambiadores de calor, son conscientes de que, si las aletas crecen en la pared de un conducto, pueden obstaculizar el flujo del fluido, pero al mismo tiempo facilitan la transferencia de calor. Esto plantea la siguiente pregunta: ¿cómo decide la tecnología entre estas dos necesidades? Además, se preguntan si el aumento en la resistencia al flujo de fluido viola la ley constructal. La respuesta es que, lo que fluye en la tierra (más fácilmente debido a la evolución del diseño) es la masa global, no una corriente de calor o una corriente de fluido en un tubo (Bejan, 2013c). Las especies humanas y las máquinas contribuyen a través de la tecnología a la dirección de la construcción de la evolución global, lo que significa la generación de configuraciones (diseños) que hacen que el movimiento en el mundo sea más eficiente. En este sentido termodinámico, el humano y la máquina no son diferentes al diseño animal en evolución; es decir, el humano era termodinámicamente igual que el animal. Entonces, ¿cómo se mejora el equilibrio de la resistencia al flujo de calor contra la resistencia al flujo de fluido, en cada tubo y cada paso de flujo?

El equilibrio se alcanza a través de la generación de la configuración, y cada configuración presenta dos características principales: la forma (incluyendo proporciones y relaciones de aspecto) y el tamaño (Lorente and Bejan, 2019). Una forma de seleccionar el tamaño, se basa en el flujo total de disipación de energía útil en un segmento de tubo redondo, con un flujo másico y una velocidad de transferencia de calor a través de la pared especificados (Bejan and Kestin, 1983). La disipación total está representada por la generación de entropía, \dot{S}_{gen} , lo cual es fácil de calcular cuando los campos de flujo de calor y fluido son conocidos. Lo interesante es que el tamaño (el diámetro del tubo, D) es el factor determinante del desempeño. Cuando D es pequeño, el contacto térmico entre la pared y el fluido es óptimo, la corriente de fluido se restringe y \dot{S}_{gen} se debe principalmente a la fricción del fluido. Por otro lado, cuando D es grande, el contacto térmico entre el fluido y la pared es deficiente y \dot{S}_{gen} está dominado por la resistencia a la transferencia de calor a través de la corriente de fluido. En el rango intermedio de valores de D de tamaño finito, donde las dos fuentes de imperfección tienen la misma magnitud, \dot{S}_{gen} alcanza su mínimo (Bejan et al., 1995).

8.2. Mínima generación de entropía

Para encontrar la generación mínima de entropía en un intercambiador de calor, se examina un segmento de este, que consiste en un conducto con una sección transversal arbitraria, denotada como A , y un perímetro mojado también arbitrario, representado por P . En un estado estacionario, el flujo de transferencia de calor por unidad de longitud, q' (en W/m), se transfiere a través de la corriente \dot{m} con un cambio de temperatura ΔT . Este cambio de temperatura se produce entre la temperatura de la pared ($T + \Delta T$) y la temperatura de la corriente T . La corriente fluye con fricción en la dirección x , lo que implica un gradiente de presión $-dP/dx > 0$. Las primer y segunda leyes de la termodinámica se expresan como:

$$\dot{m}dh = q'dx \quad (8.1)$$

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (8.2)$$

donde \dot{S}'_{gen} es el flujo de generación de entropía por unidad de longitud (W/Km). Combinándola a la \dot{S}'_{gen} con $dh = Tds + vdP$, la ec. (8.2) se reescribe como

$$\begin{aligned} \dot{S}'_{gen} &= \frac{q'\Delta T}{T^2 \left(1 + \frac{\Delta T}{T}\right)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx}\right) \\ &\cong \frac{q'\Delta T}{T^2} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx}\right) \geq 0 \end{aligned} \quad (8.3)$$

Se ha simplificado el denominador del primer término del lado derecho de la ecuación, asumiendo que el cambio en la temperatura ΔT es insignificante en comparación con la temperatura absoluta local T . El paso del intercambiador de calor es un punto donde coexisten dos fenómenos: por un lado, el flujo con fricción, y por otro lado, la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura ΔT . Esta es la razón por la cual la expresión (8.3) tiene dos términos, cada uno de los cuales representa un mecanismo de irreversibilidad.

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{S}'_{gen, \Delta T} + \dot{S}'_{gen, \Delta P} \quad (8.4)$$

El primer término del lado derecho de la ec. (8.4) representa la generación de entropía aportada por la transferencia de calor; y, el segundo término está asociado a la generación de entropía ocasionado por el rozamiento del fluido con las paredes del tubo. La importancia relativa de los dos mecanismos de irreversibilidad se describe por el coeficiente de distribución de irreversibilidad, ϕ , que se define como

$$\phi = \frac{\text{Generación de entropía asociada a la fricción del fluido}}{\text{Generación de entropía asociada a la transferencia de calor irreversible}} \quad (8.5)$$

Por lo tanto, la ec. (8.4) puede reescribirse como

$$\dot{S}'_{gen} = (1 + \phi) \dot{S}'_{gen, \Delta T} \quad (8.6)$$

Recientemente, la fracción de distribución alternativa de irreversibilidad se escribe como

$$\text{Be} = \frac{\dot{S}'_{gen, \Delta T}}{\dot{S}'_{gen, \Delta T} + \dot{S}'_{gen, \Delta P}} = \frac{1}{1 + \phi} \quad (8.7)$$

La expresión de la ecuación (8.7) fue propuesta por Paoletti y Benedetti (Paoletti et al., 1989; ?), y la denominaron el número de Bejan (Be). En esta formulación, $Be = 1$ representa el límite en el que la transferencia de calor irreversible domina, mientras que $Be = 0$ representa el extremo opuesto, donde la irreversibilidad está dominada por los efectos de fricción del fluido. Cuando $Be = 1/2$, se alcanza un caso intermedio en el cual el flujo de generación de entropía mediante transferencia de calor y fricción son iguales.

La relación entre la transferencia de calor y las irreversibilidades en el flujo de fluido se vuelve más evidente al expresar la ecuación (8.3) utilizando la terminología comúnmente empleada en la transferencia de calor. Para ello, recordemos las definiciones del factor de fricción (f), el número de Stanton (St), la velocidad de la masa (G), el número de Reynolds (Re) y el diámetro hidráulico (D_h).

El factor de fricción de Darcy o también conocido como coeficiente de resistencia o simplemente factor de fricción (f), es una cantidad adimensional, que se utiliza en la ecuación de Darcy-Weisbach, para determinar las pérdidas por fricción en tuberías o conductos, y depende del número de Reynolds, dicho factor se expresa como:

$$f = \frac{\rho D_h}{2G^2} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (8.8)$$

El número de Stanton (St) es un número adimensional, que es la relación entre el calor transferido a un fluido y su capacidad calorífica y se utiliza para caracterizar la transferencia de calor en flujos de convección forzada y se determina mediante la siguiente expresión:

$$St = \frac{q'/P\Delta T}{c_p G} \quad (8.9)$$

La velocidad de masa (G) es una relación entre el flujo másico y el área, es decir:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (8.10)$$

El número de Reynolds (Re) es la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas presentes en un fluido,

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (8.11)$$

El diámetro hidráulico (D_h) es un término utilizado en el estudio de flujo en tubos y canales no circulares. Este término transforma los conductos no circulares en tuberías de diámetro equivalente y se expresa como:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (8.12)$$

donde, P es el perímetro mojado y representa a la sección transversal de un conducto por donde circula un líquido.

La expresión del flujo de generación de entropía ec. (8.3) combinada con las ecs. (8.8) - (8.12), se reescribe como

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{(q')^2 D_h}{4T^2 \dot{m} c_p St} + \frac{2\dot{m}^3 f}{\rho^2 T D_h A^2} \quad (8.13)$$

Dado que tanto q' como \dot{m} son constantes, el diseño de un intercambiador de calor de un solo paso presenta únicamente dos variables de ajuste: el perímetro mojado P y el área

de la sección transversal A . En consecuencia, la generación de entropía se desplazará hacia la generación asociada a la transferencia de calor irreversible o hacia la generación asociada a la fricción del fluido, dependiendo del número de Stanton (St) y del factor de fricción (f). Sin embargo, según Reynolds y Colburn, tanto St como f aumentan simultáneamente (Bejan, 2013a).

Para lograr un equilibrio entre las irreversibilidades, se considera un caso especial en la geometría del intercambiador, específicamente un tubo recto con sección transversal circular. Con esta suposición, el perímetro mojado P y el área A estarán relacionados a través del diámetro D , siendo este último el único grado de libertad restante para la configuración del flujo. Por lo tanto:

$$D_h = D, \quad A = \pi D^2/4, \quad \text{and} \quad P = \pi D$$

De esta manera se reescribe a la producción de entropía por unidad de longitud para un flujo turbulento completamente desarrollado dentro de un tubo recto de diámetro D como:

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{(q')^2}{\pi T^2 k \cdot Nu} + \frac{32\dot{m}^3 f}{\pi^2 \rho^2 T D^5} \quad (8.14)$$

donde el número de Nusselt, en función de los números de $St \cdot Re \cdot Pr$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = St \cdot Re \cdot Pr$$

y el número de Reynolds

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D}$$

y Pr es el número de Prandtl, y relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de momento (viscosidad) con la difusividad térmica y se expresa como:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

Las correlaciones del Nu , y f para flujo turbulento completamente desarrollado son las siguientes:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (0,7 < Pr < 160; Re > 10^4) \quad (8.15)$$

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (10^4 < Re) \quad (8.16)$$

Sustituyendo (8.15) y (8.16) en (8.14)

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{(q')^2}{\pi T^2 k (0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4})} + \frac{32\dot{m}^3 (0,046 Re^{-0,2})}{\pi^2 \rho^2 T D^5} \quad (8.17)$$

Despejando D de (8.2) y sustituyendo en (8.17), se tiene:

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{(q')^2}{\pi T^2 k (0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4})} + \frac{32\dot{m}^3 (0,046 Re^{-0,2})}{\pi^2 \rho^2 T \left(\frac{4\dot{m}}{\pi \mu Re} \right)^5} \quad (8.18)$$

Realizando álgebra en la ecuación (8.18)

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{13,84(q')^2}{T^2 k Pr^{0,4}} Re^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re^{4,8} \quad (8.19)$$

La Figura 8.5 ilustra cómo varía la velocidad del fluido de agua-vapor en las tuberías de las secciones de la CRC. En la Figura 8.5 a), se observa el comportamiento del EVBP, EC y EVAP, donde se aprecia que a medida que aumenta el diámetro interno de la tubería, la velocidad del fluido disminuye. Este mismo patrón se refleja en la Figura 8.5 b). En la fabricación de calderas de recuperación de calor, se emplean tuberías sin costura diseñadas para resistir condiciones de alta temperatura y presión, previniendo la oxidación y corrosión ocasionada por los gases de combustión y el vapor de agua. Estas tuberías, clasificadas según su capacidad para operar a diferentes niveles de presión y temperatura, se dividen en dos categorías principales: tubos para calderas generales, de baja y media presión (norma B3087-2008), y tubos para calderas de alta presión (norma GB5310-2008).

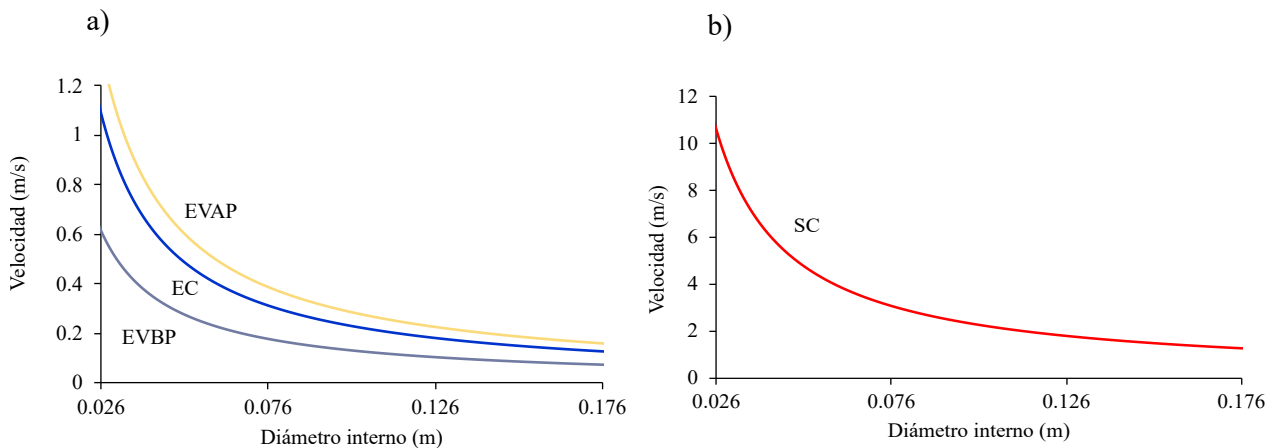


Figura 8.5: Velocidad en cada sección de la CRC en función del diámetro de la tubería, a) velocidad de vapor en el EVBP, EC y EVAP; b) velocidad de vapor en el SC.

La Figura 8.6 exhibe cómo varía el número de Reynolds (Re) del fluido agua-vapor en las diferentes secciones de la CRC, considerando diversos diámetros de tuberías conforme a la norma GB5310-95. Se evidencia que el comportamiento del Re sigue el mismo patrón que la velocidad mostrada en la Figura 8.5: a medida que el diámetro aumenta, el Re disminuye, reflejando así la reducción en la velocidad y confirmando que el flujo en todas las secciones de la CRC es turbulento.

La Figura 8.7 a) presenta la variación de la \dot{S}'_{gen} en las diferentes secciones de la CRC en función de los distintos diámetros de las tuberías, siguiendo la norma GB5310-95. Se observa que la \dot{S}'_{gen} aumenta con el incremento del diámetro de la tubería. Además, se destaca que la sección EVAP es la principal fuente de generación de entropía por unidad de longitud en la CRC, debido al mayor calor recuperado en esta sección, alcanzando los 118.53 MW. Así mismo, la Figura 8.7 b) presenta la variación de la \dot{S}'_{gen} en la CRC y esta tiene una tendencia a incrementar al aumentar el diámetro de la tubería. En la Tabla 8.1 se detallan las propiedades necesarias para calcular la \dot{S}'_{gen} , conforme a la ecuación (8.19).

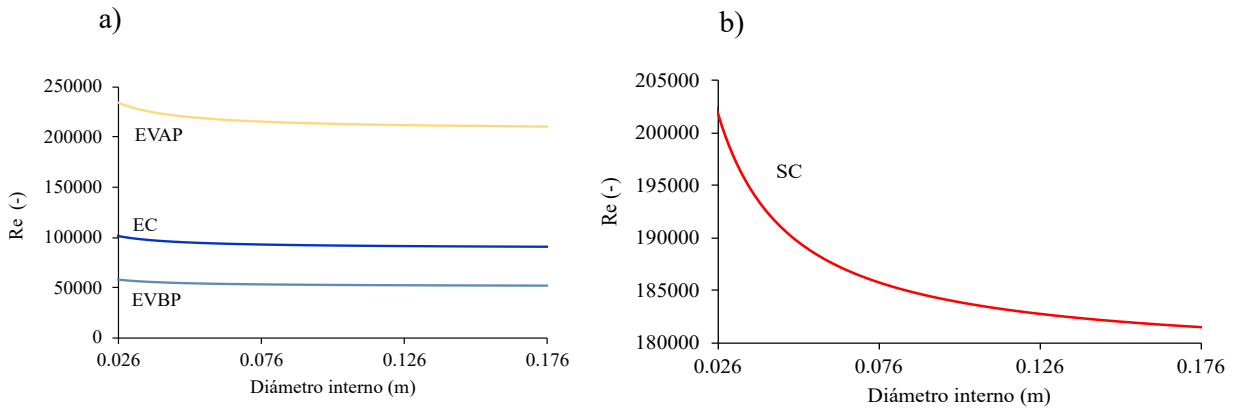


Figura 8.6: a) Número de Re en el EVBP, EC y EVAP en función del diámetro de la tubería, b) Número de Re de vapor en el SC.

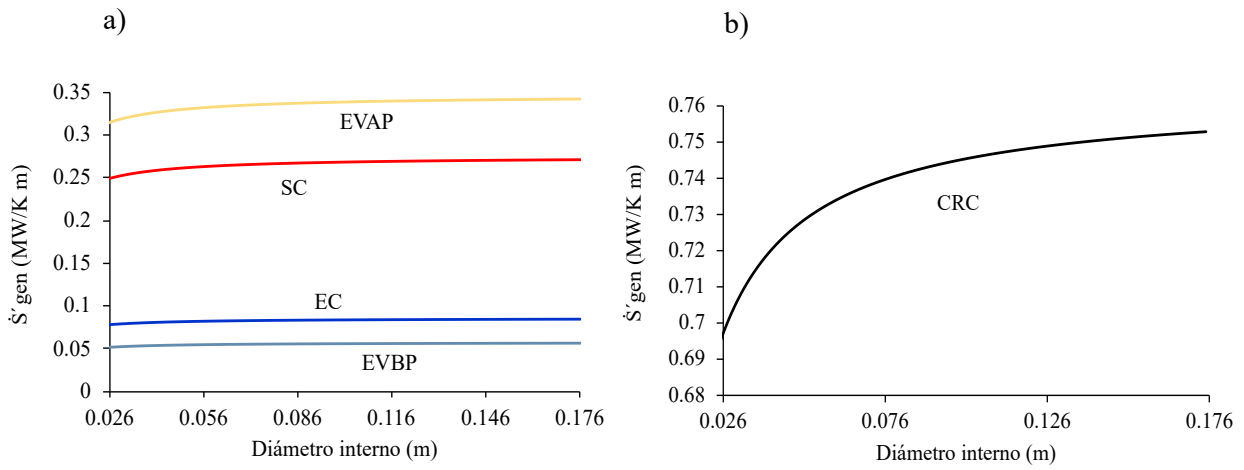


Figura 8.7: a) Generación de entropía por unidad de longitud en cada sección de la CRC en función del diámetro de la tubería, b) Generación de entropía en la CRC.

Tabla 8.1: Propiedades del agua-vapor

Secciones	q' (MW/m)	k (W/mK)	Pr (-)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
EVBP	2.03	0.03	1.05	1.3E-05	1.23
EC	3.63	0.61	0.84	1.0E-04	787.65
EVAP	9.96	0.05	1.41	1.8E-05	22.70
SC	3.40	0.07	0.96	2.7E-05	13.68

El flujo mínimo de generación de entropía por unidad de longitud se determina mediante la derivación de la expresión (8.19) respecto al número de Reynolds. Es decir,

$$\frac{d\dot{S}'_{gen}}{d(Re)} = 0$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{S}'_{gen}}{d(\text{Re})} &= \frac{13,84(q')^2}{T^2 k \text{Pr}^{0,4}} \frac{d}{d(\text{Re})} \text{Re}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} \frac{d}{d(\text{Re})} \text{Re}^{4,8} \\ \frac{d\dot{S}'_{gen}}{d(\text{Re})} &= \frac{-11,07(q')^2}{T^2 k \text{Pr}^{0,4}} \text{Re}^{-1,8} + \frac{0,21408\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} \text{Re}^{3,8} \\ \frac{d\dot{S}'_{gen}}{d(\text{Re})} &= \frac{-11,07(q')^2}{T^2 k \text{Pr}^{0,4}} \text{Re}^{-1,8} + \frac{0,21408\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} \text{Re}^{3,8} \\ \frac{\text{Re}^{3,8}}{\text{Re}^{-1,8}} &= 51,7096 \frac{\rho^2 T \dot{m}^2 (q')^2}{\mu^5 T^2 k \text{Pr}^{0,4}} \\ \text{Re} &= \left[51,7096 \text{Pr}^{-0,4} \frac{\rho^2 T \dot{m}^2 (q')^2}{\mu^5 T^2 k} \right]^{\frac{1}{5,6}} \\ \text{Re} &= 2,023 \text{Pr}^{-0,07} \left[\frac{\rho \dot{m} q'}{\mu^{\frac{5}{2}} (kT)^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{2}{5,6}} \end{aligned} \quad (8.20)$$

Definiendo a B_0 como

$$B_0 = \dot{m} q' \frac{\rho}{\mu^{\frac{5}{2}} (kT)^{\frac{1}{2}}} \quad (8.21)$$

Sustituyendo (8.21) en (8.20) se obtiene el número de Reynolds óptimo donde se tiene la mínima generación de entropía ($\dot{S}'_{gen,mín}$), es decir

$$\text{Re}_{opt} = 2,023 \text{Pr}^{-0,07} B_0^{0,36} \quad (8.22)$$

La Tabla 8.2 muestra los valores del número de Bejan y el número de Reynolds para cada una de las secciones de la CRC, de acuerdo con la ec. (8.22).

Tabla 8.2: Número de Bejan y Número de Reynolds.

Sección	B_0 (-)	Re_{opt} (-)
EVBP	5.89E+16	2.15E+06
EC	1.65E+17	3.11E+06
EVAP	1.92E+21	9.06E+07
SC	1.09E+20	3.32E+07

8.3. Número de generación de entropía

El impacto del número de Reynolds (Re) en \dot{S}'_{gen} puede ser representado por medio del número de generación de entropía (Ns), de la siguiente manera:

$$Ns = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{S}'_{gen,mín}} \quad (8.23)$$

donde el Ns dará el acercamiento de cualquier otro diseño \dot{S}'_{gen} al límite de la idealidad termodinámica realista, que sera obtenido por el diseño donde se tenga la $\dot{S}'_{gen,mín}$ (Bejan and Kestin, 1983).

Sustituyendo la expresión de la \dot{S}'_{gen} , ec. (8.19), la expresión de la ec. (8.23) se reescribe como

$$Ns = \frac{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re^{4,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}} \quad (8.24)$$

realizando álgebra

$$Ns = \frac{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re^{-0,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}} + \frac{\frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re^{4,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}}$$

$$Ns = \frac{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re^{-0,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}} + \frac{\frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re^{4,8}}{\frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}}$$

$$Ns = \frac{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}} \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{-0,8} + \frac{\frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}}{\frac{13,84(q')^2}{T^2 kPr^{0,4}} Re_{opt}^{-0,8} + \frac{0,0446\mu^5}{\rho^2 T \dot{m}^2} Re_{opt}^{4,8}} \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{4,8}$$

De acuerdo con la definición del numero de Be, ec. (8.7), el Ns se reescribe como

$$Ns = \frac{1}{1 + \phi} \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{-0,8} + \left(\frac{\phi}{1 + \phi} \right) \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{4,8} \quad (8.25)$$

Manteniendo un diámetro constante en cada sección de la caldera de recuperación, donde regularmente se encuentra en 3.5 pulg = 88.9 mm, el número de Reynolds de cada sección se muestran en la Tabla 8.3.

Tabla 8.3: Número de Reynolds para un diámetro de tubería de 3.5 Pulg.

Secciones	Re (-)
EVBP	5.34E+04
EC	9.31E+04
EVAP	2.15E+05
SC	1.85E+05

Según la ecuación (8.25), el primer término del lado derecho de la ecuación representa la generación de entropía por unidad de longitud debido a la transferencia de calor, mientras que el segundo término está relacionado con la generación de entropía provocada por la fricción del fluido con las paredes del tubo. En otras palabras,

$$N_S = \underbrace{\frac{1}{1 + \phi} \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{opt}}} \right)^{-0,8}}_{\dot{S}'_{gen, \Delta T}} + \underbrace{\left(\frac{\phi}{1 + \phi} \right) \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{opt}}} \right)^{4,8}}_{\dot{S}'_{gen, \Delta P}} \quad (8.26)$$

Por lo tanto, utilizando los valores de los números de Reynolds presentado en las Tablas 8.2 y 8.3, la contribución de cada una de las entropía se presenta en la Tabla 8.4; donde se muestra, como se tiene un mejor balance en la generación de entropía por unidad de longitud cuando se opera con el número de Reynolds óptimo. Lo cual asegura una generación de entropía menor en la CRC, que cuando el sistema opera con el Reynold para un diámetro de tubería de 3.5 pulg. Para el Re_{opt} , el diámetro óptimo de las tuberías de acuerdo con la ec. (8.22) es de aproximadamente 1.14, 5.0, 4.9 y 3.9 pulg., para el EVBP, EC, EVAP y SC, respectivamente.

Tabla 8.4: Contribución en la generación de entropía en cada sección de la CRC

Secciones	Re_{opt}			Re		
	$\dot{S}'_{gen, \Delta T}$	$\dot{S}'_{gen, \Delta P}$ (MW/Km)	$\dot{S}'_{gen, \text{mín}}$	$\dot{S}'_{gen, \Delta T}$	$\dot{S}'_{gen, \Delta P}$ (MW/Km)	\dot{S}'_{gen}
EVBP	1.14	0.00	1.14	21.87	0.00	21.87
EC	2.30	0.00	2.30	38.18	0.00	38.18
EVAP	13.15	0.01	13.15	128.34	0.00	128.34
SC	2.67	0.00	2.67	14.08	0.00	14.08

Finalmente, la Figura 8.8 muestra el número de entropía (N_s) en función de la relación del número de Reynolds. Asimismo, muestra un rápido incremento de la entropía asociada a la transferencia de calor y a la fricción cuando, el número de Reynolds se aleja del Reynolds óptimo; es decir, cuando el diámetro de la tubería incrementa o disminuye con respecto al diámetro óptimo. En el mínimo valor del N_s , la relación entre la irreversibilidad debida a la fricción y la transferencia de calor es de 0.1683.

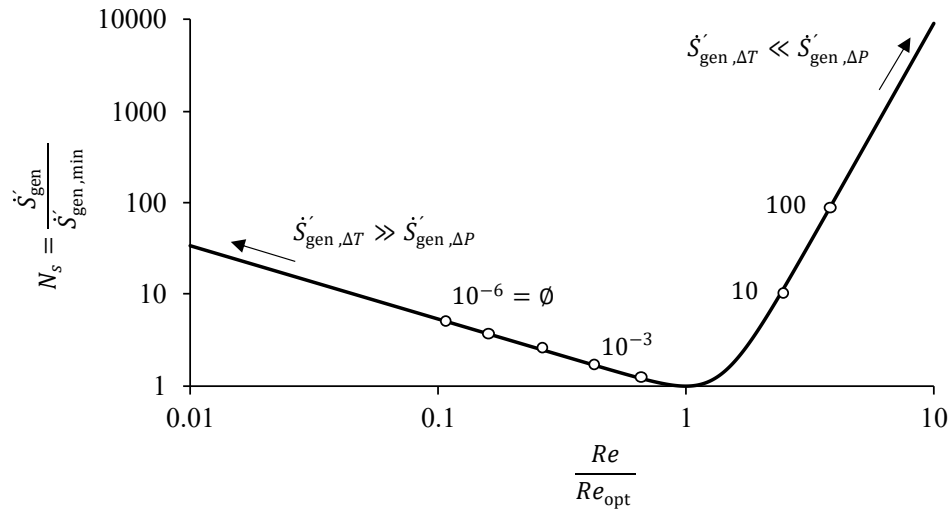


Figura 8.8: Número de generación de entropía a través de una sección de tubería.

Por lo cual, se puede reescribir a el número de generación de entropía en función del número de Re y el número de Re_{opt} , se expresa como:

$$N_S = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{S}'_{gen,min}} = 0,8559 \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{-0,8} + 0,1441 \left(\frac{Re}{Re_{opt}} \right)^{4,8} \quad (8.27)$$

Capítulo 9

Conclusiones

De acuerdo a los resultados obtenidos del análisis energético, se concluye que el desempeño energético del ciclo combinado mejora significativamente al aumentar la eficiencia del compresor o al elevar la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. Sin embargo, este aumento no beneficia al sistema de vapor, ya que reduce la cantidad de calor que puede ser recuperado en la caldera de recuperación, disminuyendo así la potencia generada en el ciclo de vapor. Cuando se tiene una disminución de la eficiencia isoentrópica de compresión, que regularmente se presenta cuando se tiene ensuciamiento del mismo, se tiene un incremento en la potencia del ciclo combinado; ya que, se genera una mayor cantidad de gases de escape y por ende un mayor flujo de calor recuperado y como ya se mencionó mayor potencia en el ciclo de vapor. Pero aunado a que se genera mayor potencia, la importancia de implementar un ciclo combinado es mejorar el uso de los recursos que se consumen y por ende es mejor prevenir una disminución en la eficiencia isoentrópica de compresión.

A partir del análisis exergético, se deduce que el ciclo combinado opera de manera más eficiente cuando se aumenta la eficiencia isoentrópica de compresión en un 2 %, superando así el efecto de incrementar la temperatura de entrada a la turbina en 50 °C. Sin embargo, dado que la eficiencia isoentrópica de compresión no aumenta sin un rediseño, tiende a disminuir con el tiempo. Una reducción del 2 % en esta eficiencia con respecto a las condiciones de operación de la turbina de gas conlleva a una disminución del 0.80 % en la eficiencia exergética del ciclo combinado. Esta disminución provoca un aumento en el consumo de recursos, potencia, generación de irreversibilidades y residuos en un 1.36 %, 0.67 %, 2.44 % y 2.13 %, respectivamente. Así mismo se identificó que el equipo con mayor generación de irreversibilidades es la cámara de combustión 1 con 54.34 MW seguido del evaporador de alta presión con 12.93 MW, y al disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor en 2 %, las irreversibilidades en la CC₁ y en el EVAP aumentan en 0.8 % y 2.12 % respectivamente.

Mediante el análisis termoeconómico y el desarrollo de la estructura productiva, se ha determinado que el ciclo combinado produce tres tipos de residuos: el asociado al flujo de exergía química proveniente de la combustión del combustible, el flujo de exergía física de los gases de combustión que salen de la CRC y el calor disipado en el condensador. Estos residuos se generan en diversas partes del sistema: tanto en las cámaras de combustión, el compresor, en las secciones de la CRC, las bombas, el domo y el desgasificador, respectivamente. Así mismo, se identificó la contribución de cada uno de estos equipos a la formación de los residuos mencionados. Los equipos con la mayor contribución, en términos de residuos químicos, físicos y de calor de condensación, son la cámara de combustión 2, la cámara de combustión 1 y el desgasificador, con valores de 8.71 MW, 5.14 MW y 6.66 MW, respectivamente. Además, mediante este mismo análisis, se ha determinado que el mayor costo

exergético asociado al producto se encuentra en la turbina de baja presión, seguido por la cámara de combustión 1 y el compresor, con valores de 404.94 MW, 328.72 MW y 237.29 MW, respectivamente. A estos costos exergéticos les corresponde un costo exergoeconómico de 4,259.49 USD/h, 3,457.73 USD/h y 2496.01 USD/h, respectivamente. Finalmente, el costo exergoeconómico de la generación de potencia del ciclo combinado es de 4,078.11 USD/h.

A partir del diagnóstico termoeconómico, se determinó que una disminución del 2% en la eficiencia isoentrópica del compresor resultó en un aumento de 2.94 MW, 0.80 MW y 1.60 MW en el flujo de irreversibilidades, residuo y producto total del sistema, respectivamente, generando un incremento en el recurso externo de 5.34 MW. De estos recursos adicionales, se identificó que 0.82 MW corresponden a contribuciones de malfunciones internas o endógenas, 0.04 MW a malfunciones externas, 1.86 MW a disfunciones de componentes y 2.62 MW a malfunciones asociadas al producto total del sistema. Así mismo, los costos exergéticos de las malfunciones asociado a las irreversibilidades internas, malfunciones externa y las asociada al producto total del sistema son de 2.17 MW, 0.55 MW y 2.62 MW, Respectivamente. El costo exergoeconómico asociado al incremento en el recurso externo de 5.34 MW es 56.14 USD/h.

Finalmente, del análisis constructal se identificó que existe una configuración para la caldera de recuperación de calor que, de acuerdo con la ley constructal, será una evolución en la configuración de este sistema que va permitir que el fluido fluya con mayor libertad, mayor esbeltez y mejor desempeño. Para esta sección se utilizó como parámetro para medir el desempeño a la generación de entropía por unidad de longitud y el parámetro de configuración al diámetro de la tubería para las secciones de la caldera de recuperación de calor. Del estudio para una tubería de 3.5 pulg. en toda la sección de la CRC, se identificó que la generación de entropía por unidad de longitud es de 202.47 MW/Km y mediante la teoría constructal, se identificó que la generación de entropía mínima es de 19.7 MW/Km. Bajo esta condición de mínima generación de entropía, se redujo en 90.48% la generación de entropía, debido a la disminución en el diámetro de las tuberías, las cuales fueron de 1.14, 5.0, 4.9 y 3.9 pulg., para el EVBP, EC, EVAP y SC, respectivamente.

Bibliografía

- Agudelo, A., Valero, A., and Torres, C. (2012). Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis. *Energy*, 45(1):634–643.
- Ahmadi, M. H., Mehrpooya, M., and Pourfayaz, F. (2016). Thermodynamic and exergy analysis and optimization of a transcritical co2 power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 109:640–652.
- Ahmadi, P., Dincer, I., and Rosen, M. A. (2011). Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, 36(10):5886–5898.
- Aliyu, M., AlQudaihi, A. B., Said, S. A., and Habib, M. A. (2020). Energy, exergy and parametric analysis of a combined cycle power plant. *Thermal Science and Engineering Progress*, 15:100450.
- Alklaibi, A., Khan, M., and Khan, W. (2016). Thermodynamic analysis of gas turbine with air bottoming cycle. *Energy*, 107:603–611.
- Almajali, M. and Quran, O. A. (2021). Parametric study on the performance of combined power plant of steam and gas turbines. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 13(5).
- Altamirano, A. Y. F. (2020). México y su transición energética: un cambio en pro de la energía renovable. *Latin American Developments in Energy Engineering*, 1(1):26–42.
- Ball, R. (2015). Using the second law first: Improving the thermodynamic efficiency of carbon dioxide separation from gas streams in an endex calcium looping system. *Applied Thermal Engineering*, 74:194–201.
- Behbahaninia, A., Ramezani, S., and Hejrandoost, M. L. (2017). A loss method for exergy auditing of steam boilers. *Energy*, 140:253–260.
- Bejan, A. (1996). Street network theory of organization in nature. *Journal of Advanced Transportation*, 30(2):85–107.
- Bejan, A. (1997). Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(4):799–816.
- Bejan, A. (2013a). *Convection heat transfer*. John wiley & sons.
- Bejan, A. (2013b). *Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes*. CRC press.

- Bejan, A. (2013c). Technology evolution, from the constructal law. In *Advances in heat transfer*, volume 45, pages 183–207. Elsevier.
- Bejan, A. (2016). *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Bejan, A. (2023). The principle underlying all evolution, biological, geophysical, social and technological. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 381(2252):20220288.
- Bejan, A. and Errera, M. R. (2015). Technology evolution, from the constructal law: heat transfer designs. *International Journal of Energy Research*, 39(7):919–928.
- Bejan, A. and Kestin, J. (1983). Entropy generation through heat and fluid flow.
- Bejan, A. and Kraus, A. D. (2003). *Heat transfer handbook*, volume 1. John Wiley & Sons.
- Bejan, A. and Lorente, S. (2006). Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering. *Journal of applied physics*, 100(4).
- Bejan, A. and Lorente, S. (2008). *Design with constructal theory*. John Wiley & Sons.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. (1996a). 1996, “thermal design and optimization”, john wiley & sons, new york.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. (1996b). Handbook of thermal design and optimization.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. J. (1995). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons.
- Benedetti, P. and Sciubba, E. (1993). Numerical calculation of the local rate of entropy generation in the flow around a heated finned-tube. *ASME, NEW YORK, NY,(USA)*., 30:81–91.
- Birnie, C. and Obert, E. (1949). Evaluation and location of losses in a 60 mw power station. In *Proc. Midwest Power Conf*, volume 11, pages 187–193.
- Brodyanski, V., Sorin, M. V., and Le Goff, P. (1994). The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization. *Energy*, 44:477–489.
- Canière, H., Willockx, A., Dick, E., and De Paepe, M. (2006). Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, 26(16):1780–1787.
- Carnahan, W., Ford, K. W., Prosperetti, A., Rochlin, G. I., Rosenfeld, A. H., Ross, M. H., Rothberg, J. E., Seidel, G. M., and Socolow, R. H. (1975). Efficient use of energy: A physics perspective. *American Physical Society, New York*.
- Castro-Hernández, S., López-Arenas, T., Torres-González, E. V., Lugo-Méndez, H., and Lugo-Leyte, R. (2022). Thermoeconomic diagnosis of the sequential combustion gas turbine abb/alstom gt24. *Energies*, 15(2):631.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., and Kanoğlu, M. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach*, volume 5. McGraw-hill New York.

- Clausius, R. (1850). Ueber die bewegende kraft der wärme und die gesetze, welche sich daraus für die wärmelehre selbst ableiten lassen. *Annalen der Physik*, 155(3):368–397.
- Commission, E. (2010). Directive 2010/75/eu of the european parliament and of the council of 24 november 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). *J. Eur. Union*, page L334.
- Currie, I. G. and Currie, I. (2002). *Fundamental mechanics of fluids*. CRC press.
- Darrieus, G. (1930). The rational definition of steam turbine efficiencies. *Engineering*, 130:283–285.
- DeBaufre, W. L. (1925). Analysis of power-plant performance based on the second law of thermodynamics. *Mechanical Engineering ASME*, 47(5):426–8.
- Denise, L.-M. H., Vicente, T.-G. E., Sergio, C.-H., Martín, S.-P., Teresa, L.-A., and Raúl, L.-L. (2020). An irreversibility-based criterion to determine the cost formation of residues in a three-pressure-level combined cycle. *Entropy*, 22(3):299.
- Ebadi, M. J. and Gorji-Bandpy, M. (2005). Exergetic analysis of gas turbine plants. *International Journal of Exergy*, 2(1):31–39.
- Eia, U. (2012). Annual energy outlook 2012. *US Energy Information Administration, Washington, DC*.
- Franco, A. and Casarosa, C. (2002). On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. *Applied Thermal Engineering*, 22(13):1501–1518.
- Franco, A. and Russo, A. (2002). Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(9):843–859.
- Frangopoulos, C. A. (1987). Thermo-economic functional analysis and optimization. *Energy*, 12(7):563–571.
- Frangopoulos, C. A. (2009). *Exergy, Energy System Analysis and Optimization-Volume III: Artificial Intelligence and Expert Systems in Energy Systems Analysis Sustainability Considerations in the Modeling of Energy Systems*, volume 3. EOLSS Publications.
- Fruttschi, H. (1994). Advanced cycle system with new gt24 and gt26 gas turbines-historical background. *ABB Review (Asea Brown Boveri);(Switzerland)*, 1.
- Gaggioli, R. A. (1961). *Thermodynamics and the non-equilibrium system*. The University of Wisconsin-Madison.
- Geete, A. (2021). Application of exergy and entransy concepts to analyses performance of coal fired thermal power plant: a case study. *International Journal of Ambient Energy*, 42(9):1032–1043.
- Ghazikhani, M., Khazaei, I., and Abdekhodaie, E. (2014). Exergy analysis of gas turbine with air bottoming cycle. *Energy*, 72:599–607.
- Gibbs, J. W. (1948). The collected works of j. willard gibbs. Technical report, Yale Univ. Press,.

- Gouy, G. (1889). Sur les transformation et l'équilibre en thermodynamique. *CR Acad. Sci. Paris*, 108(10):507–509.
- Granados, M. (1996). Al “aplicaciones de la regla de leibniz: Teoremas del transporte de reynolds y principios de conservación”. *Boletín Técnico IMME*, 34(3).
- Helen, L.-M., Sergio, C.-H., Martín, S.-P., Javier, V.-L., Vicente, T.-G. E., and Raúl, L.-L. (2020). Residue cost formation of a high bypass turbofan engine. *Applied Sciences*, 10(24):9060.
- Hernández, V. H. R., Capilla, A., Carlos, L., and Uson, C. (2005). Thermo-economic diagnosis of large industrial boilers: microscopic representation of the exergy cost theory. *Universidad de Zaragoza*.
- Holton, G., Roller, D. H., Roller, D., and MacLachlan, J. (1958). Foundations of modern physical science. *Physics Today*, 11(12):44.
- Horlock, J. (1992). *Combined power plants: including combined cycle gas turbined CCGT plants*. Elsevier.
- Horlock, J. (1995). Combined power plants—past, present, and future. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 117(4).
- Ibrahim, T. K., Basrawi, F., Awad, O. I., Abdullah, A. N., Najafi, G., Mamat, R., and Hagos, F. (2017). Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. *Applied thermal engineering*, 115:977–985.
- Ibrahim, T. K. and Rahman, M. (2015). Optimum performance improvements of the combined cycle based on an intercooler–reheated gas turbine. *Journal of Energy Resources Technology*, 137(6).
- Javadi, M., Najafi, N. J., Abhari, M. K., Jabery, R., and Pourtaba, H. (2021). 4e analysis of three different configurations of a combined cycle power plant integrated with a solar power tower system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 48:101599.
- Joos, F., Brunner, P., Schulte-Werning, B., Syed, K., and Eroglu, A. (1996). Development of the sequential combustion system for the abb gt24/gt26 gas turbine family. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 78750, page V004T10A022. American Society of Mechanical Engineers.
- Keenan, J. H. (1932). A steam chart for second law analysis. *Mech. Eng*, 54(195204):11.
- Keenan, J. H. (1951). Availability and irreversibility in thermodynamics. *British Journal of Applied Physics*, 2(7):183.
- Khaleel, O. J., Ismail, F. B., Ibrahim, T. K., and bin Abu Hassan, S. H. (2022). Energy and exergy analysis of the steam power plants: A comprehensive review on the classification, development, improvements, and configurations. *Ain Shams Engineering Journal*, 13(3):101640.
- Khaliq, A. and Kaushik, S. (2004). Second-law based thermodynamic analysis of brayton/rankine combined power cycle with reheat. *Applied Energy*, 78(2):179–197.

- Khatib, H. (2012). Iea world energy outlook 2011—a comment. *Energy policy*, 48:737–743.
- Kotas, T. J. (2012). *The exergy method of thermal plant analysis*. Paragon Publishing.
- Kuddusi, L. and Eđrican, N. (2008). A critical review of constructal theory. *Energy Conversion and Management*, 49(5):1283–1294.
- Lazzaretto, A. and Tsatsaronis, G. (1997). On the quest for objective equations in exergy costing. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, volume 18459, pages 197–210. American Society of Mechanical Engineers.
- Lazzaretto, A. and Tsatsaronis, G. (2006). Speco: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31(8-9):1257–1289.
- Lior, N. and Zhang, N. (2007). Energy, exergy, and second law performance criteria. *Energy*, 32(4):281–296.
- Liu, Y., Wei, T., and Park, D. (2019). Macroeconomic impacts of energy productivity: a general equilibrium perspective. *Energy Efficiency*, 12(7):1857–1872.
- Lizarraga, J. M. S. (1987). *Termodinámica de fluidos y el método de análisis exergético*. Euskal Herriko Unibertsitatea, Argitarapen Zerbitzua= Universidad del País
- Lorente, S. and Bejan, A. (2019). Current trends in constructal law and evolutionary design. *Heat Transfer—Asian Research*, 48(8):3574–3589.
- Lozano, M. and Valero, A. (1987). Application of the exergetic costs theory to a steam boiler in a thermal generating station. *ASME Book*, (G0377B):3–2.
- Lozano, M. and Valero, A. (1993a). Theory of the exergetic cost. *Energy*, 18(9):939–960.
- Lozano, M. and Valero, A. (1993b). Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems. *ASME, NEW YORK, NY,(USA)*., 30:311–320.
- Marmolejo-Correa, D. and Gundersen, T. (2012). A comparison of exergy efficiency definitions with focus on low temperature processes. *Energy*, 44(1):477–489.
- Mehrpanahi, A., Akbari Vakilabadi, M., Nikbakht Naserabad, S., and Ahmadi, M. (2023). Multiobjective optimization of heat recovery steam generator in a combined cycle power using genetic algorithm. *Energy Science & Engineering*.
- Moran, M. J. (1999). Fundamentals of exergy analysis and exergy-aided thermal systems design. In *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, pages 73–92. Springer.
- Nebra, S. A., de Oliveira Jr, S., Bazzo, E., et al. (2011). 22nd international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, ecos 2009, parana, brazil, 31 august-3 september 2009. *Energy (Oxford)*, 36(6):3619–3943.
- Obert, E. F. and Gaggioli, R. A. (1963). *Thermodynamics*. McGraw-Hill.
- Oh, S.-D., Pang, H.-S., Kim, S.-M., and Kwak, H.-Y. (1996). Exergy analysis for a gas turbine cogeneration system.

- Outlook, B. (2019). edition. london, united kingdom2019. *Google Scholar There is no corresponding record for this reference.*
- Panos, E., Densing, M., and Volkart, K. (2016). Access to electricity in the world energy council's global energy scenarios: An outlook for developing regions until 2030. *Energy Strategy Reviews*, 9:28–49.
- Paoletti, S., Rispoli, F., and Sciubba, E. (1989). Calculation of exergetic losses in compact heat exchanger passages. In *Asme Aes*, volume 10, pages 21–29.
- Picallo, A., Escudero, C., Flores, I., and Sala, J. M. (2016). Symbolic thermoeconomics in building energy supply systems. *Energy and Buildings*, 127:561–570.
- Picallo-Perez, A., Catrini, P., Piacentino, A., and Sala, J.-M. (2019). A novel thermoeconomic analysis under dynamic operating conditions for space heating and cooling systems. *Energy*, 180:819–837.
- Poullikkas, A. (2005). An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9(5):409–443.
- Prasad, B. N. et al. (2013). Energy and exergy analysis of intercooled combustion-turbine based combined cycle power plant. *Energy*, 59:277–284.
- Rant, Z. (1956). Exergy, a new word for technical available work. *Forsch. Ing. Wis*, 22(1):36–37.
- Reynolds, W. C. and Perkins, H. C. (1980). Ingeniería termodinámica. Technical report.
- Rivkin, S. L. and Wagman, D. D. (1988). *Thermodynamic properties of gases*. Hemisphere Publishing Corporation New York, NY, USA:.
- Romero, J. C. and Linares, P. (2014). Exergy as a global energy sustainability indicator. a review of the state of the art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33:427–442.
- Sadi, C. (1987). Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego.
- Sattelmayer, T., Felchlin, M., Haumann, J., Hellat, J., and Styner, D. (1990). Second generation low-emission combustors for abb gas turbines: burner development and tests at atmospheric pressure. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 79061, page V003T06A031. American Society of Mechanical Engineers.
- Smith, S., Sweeney, J., Brown, H., Hamel, B., and Grossmann, E. (1975). Thermodynamic analysis of a refinery process. volume i. Technical report, Drexel Univ., Philadelphia, PA (USA). Energy Sources and Systems Inst.
- Şöhret, Y., Açıkkalp, E., Hepbasli, A., and Karakoc, T. H. (2015). Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: splitting exergy destructions into parts. *Energy*, 90:1219–1228.
- Stodola, A. (1898). Die kreisprozesse der gasmaschine. *Zeitschrift der VDI*, 23:1086–1091.
- Szargut, J. (2005). *Exergy method: technical and ecological applications*, volume 18. WIT press.

- Torres, C., Serra, L., Valero, A., and Lozano, M. (1996). The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization. Technical report, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States).
- Torres, C. and Valero, A. (2021). The exergy cost theory revisited. *Energies*, 14(6):1594.
- Torres, C., Valero, A., Rangel, V., and Zaleta, A. (2008). On the cost formation process of the residues. *Energy*, 33(2):144–152.
- Torres, C., Valero, A., Serra, L., and Royo, J. (2002). Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part i. on malfunction and dysfunction analysis. *Energy conversion and management*, 43(9-12):1503–1518.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in energy and combustion science*, 19(3):227–257.
- Tsatsaronis, G. and Winhold, M. (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—i. a new general methodology. *Energy*, 10(1):69–80.
- Valero, A. (2001). Curso de doctorado termoeconomía. 2001: Universidad de zaragoza. *Departamento Ingeniería Mecánica*.
- Valero, A., Correas, L., and Serra, L. (1999). On-line thermoeconomic diagnosis of thermal power plants. In *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, pages 117–136. Springer.
- Valero, A., Lerch, F., Serra, L., and Royo, J. (2002). Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part ii: Application to an actual power plant. *Energy conversion and management*, 43(9-12):1519–1535.
- Valero, A., Lozano, M., and Muñoz, M. (1986). A general theory of exergy saving. i. on the exergetic cost. *Computer-aided engineering and energy systems: second law analysis and modelling*, 3:1–8.
- White, F. M. (1994). Fluid mechanics, mcgraw-hill. *New York*.
-



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE DISERTACIÓN PÚBLICA

No. 00012

Matricula: 2161801647

Estudio Termoeconómico Constructural de un Ciclo Combinado de Dos Niveles de Presión.

En la Ciudad de México, se presentaron a las 11:00 horas del día 15 del mes de agosto del año 2024 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

- DR. ALFONSO MAURICIO SALES CRUZ
- DR. JUAN MANUEL BELMAN FLORES
- DR. HERNANDO ROMERO PAREDES RUBIO
- DR. GUADALUPE RAMOS SANCHEZ
- DR. ENRIQUE BARRERA CALVA

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron a la presentación de la Disertación Pública cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

DOCTOR EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: SERGIO CASTRO HERNANDEZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción IV 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.



SERGIO CASTRO HERNANDEZ
ALUMNO

REVISÓ

MTRA. ROSALIA SERRANO DE LA PAZ
DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE

DR. ALFONSO MAURICIO SALES CRUZ

VOCAL

DR. JUAN MANUEL BELMAN FLORES

VOCAL

DR. HERNANDO ROMERO PAREDES RUBIO

VOCAL

DR. GUADALUPE RAMOS SANCHEZ

SECRETARIO

DR. ENRIQUE BARRERA CALVA