



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE COLOMBIA

Análisis energético, exergético y propuestas de mejoras de una planta de cogeneración de 90 MW operando bajo el ciclo STIG

Edgar Fernando Rodríguez Reyes

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Bogotá, Colombia
2022

Análisis energético, exergético y propuestas de mejoras de una planta de cogeneración de 90 MW operando bajo el ciclo STIG

Edgar Fernando Rodríguez Reyes

Trabajo final de maestría presentado como requisito parcial para optar al título de:
Magíster en Ingeniería Mecánica

Directora:

Dr.-Ing. Sonia Lucía Rincón Prat

Línea de Investigación:

Eficiencia Energética

Grupo de Investigación:

Biomasa y Optimización Térmica de Procesos - BIOT

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2022

Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad

Albert Einstein

Agradecimientos

Agradezco a mi esposa Paola por su apoyo incondicional. A mi hija Valeria por su paciencia y entendimiento del tiempo dedicado para la realización de mi maestría. A mis compañeros de trabajo por sus aportes para la culminación de este trabajo, en especial a los ingenieros Jairo Andrade Gaviria y Hugo Carlos Verbel Revollo, dado que sin su ayuda este trabajo no hubiera sido posible.

Agradecimiento especial a la profesora Sonia Lucía Rincón Prat, por su asesoría y disposición para compartir su conocimiento y experiencia.

Resumen

Análisis energético, exergético y propuestas de mejoras de una planta de cogeneración de 90 MW operando bajo el ciclo STIG

Proeléctrica, fue la primera central de generación privada de Colombia. Se encuentra ubicada en la ciudad de Cartagena y ha estado operativa desde 1993. Actualmente, Proeléctrica opera bajo el modelo de cargo por confiabilidad, con una capacidad de generación de energía eléctrica de 90 MW a 66 000 kV. La central de generación consta de 2 turbinas General Electric LM5000 operando bajo el ciclo STIG. Para determinar el estado actual de la central se realizó un estudio energético y exergético del ciclo de generación. Se determinó que la eficiencia energética es de 42,12 % y la exergética de 35,62 %. Asimismo, se evidenció que el equipo con mayor pérdida de exergía es la cámara de combustión con 68,78 %, La eficiencia de las turbinas y las calderas de recuperación han decaído en 2,08 % y 12,71 %, en comparación con la eficiencia de diseño.

En búsqueda de aumentar el aprovechamiento energético del combustible de la central de generación se realizó un análisis de sensibilidad con los datos obtenidos en el análisis energético y exergético, donde se determina que modificando la proporción de las inyecciones de vapor sobrecalentado a la turbina, se puede incrementar en 0,054 % la eficiencia del ciclo STIG, a su vez que se tiene una reducción de 5,27 % de exergía destruida en la cámara de combustión, además se propone como mejora adicional y con el fin de reducir los puntos de pérdida de energía, realizar el reacondicionamiento de todos los elementos aislantes que hacen parte de la generación del vapor y el recambio de la tubería de la caldera de recuperación, dado que se evidencia que estos son los elementos más afectados por los años de operación de la central.

Palabras clave: balance de energía, balance de exergía, planta térmica, ciclo STIG

Abstract

Energy and exergetic analysis and improvement proposals for a 90 MW cogeneration plant operating under the STIG cycle

Proelectrica, was the first private generation plant in Colombia. It is located in city of Cartagena and has been operational since 1993. Currently, Proeléctrica operates under the reliability charge model, with an electric power generation capacity of 90 MW at 66 000 kV. The generation plant consists of 2 General Electric LM5000 turbines operating under the STIG cycle. To determine the current state plant, an energy and exergetic analysis of the generation cycle was done. It was determined that the energy efficiency is 42,12 % and the exergetic efficiency is 35,62 %. It was evidenced that equipment with the highest loss exergy is combustion chamber with 68,78 %. The efficiency turbines and recovery boilers have decreased 2,08 % and 12,71 %, compared than design efficiency.

For increase to harness energy fuel the generation plant, a sensitivity analysis was done with data obtained energy and exergetic analysis, it is determined that modifying proportion injections of superheated steam to turbine, it could increased by 0,054 % efficiency the STIG cycle and has a reduction of 5,27 % exergy destroyed in the combustion chamber, it is proposed as additional improvement for reduce the points of energy loss the reconditioning of all insulating elements of steam generation and the replacement pipe recovery boiler, because it is evident that elements are most affected by operation plant.

Keywords: energy balance, exergy balance, thermal plant, STIG cycle

Contenido

Resumen	IX
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XV
Lista de símbolos	XVII
1. Introducción	1
2. Antecedentes y metodología	3
2.1. Antecedentes	3
2.2. Objetivos	9
2.2.1. Objetivo general	9
2.2.2. Objetivos específicos	9
2.3. Metodología	9
3. Descripción de la planta	11
3.1. Compresores de gas	12
3.2. Planta de tratamiento de agua	14
3.2.1. Tren de pretratamiento	14
3.2.2. Desmineralización	16
3.3. Sistema de refrigeración	17
3.3.1. Enfriadores de agua	18
3.3.2. Torres de enfriamiento	18
3.4. Turbina LM5000	18
3.5. Caldera de recuperación	21
3.6. Subestación	22
3.7. Desempeño actual central de generación	23
4. Análisis energético	26
4.1. Condiciones de diseño	26
4.1.1. Combustión	26
4.1.2. Caldera de recuperación	32
4.1.3. Turbina	42

4.1.4.	Compresor	43
4.1.5.	Cámara de combustión	44
4.1.6.	Turbina de expansión	45
4.1.7.	Resultados	46
4.2.	Estado actual central de generación	48
4.2.1.	Caldera de recuperación de calor	51
4.2.2.	Turbina	54
4.2.3.	Resultados	54
5.	Análisis exerético	61
5.1.	Caldera de recuperación	61
5.1.1.	Caldera DEA	62
5.1.2.	Economizador	63
5.1.3.	Caldera de baja presión	63
5.1.4.	Sobrecalentador de baja presión	63
5.1.5.	Caldera de alta presión	63
5.1.6.	Sobrecalentador de alta presión	64
5.2.	Turbina	65
5.2.1.	Compresor	65
5.2.2.	Cámara de combustión	66
5.2.3.	Turbina de expansión	66
5.3.	Resultados	67
6.	Análisis de sensibilidad y propuestas de mejoras	69
6.1.	Propuestas de mejoras - Equipos	69
6.2.	Análisis de sensibilidad	70
7.	Conclusiones y recomendaciones	73
7.1.	Conclusiones	73
7.2.	Recomendaciones	74
	Bibliografía	75
A.	Anexo: PFD central de generación	78
B.	Anexo: Tabla de coeficientes exergía química estándar molar	80
C.	Anexo: Estudio de emisiones central de generación	82

Lista de Figuras

2-1. Generación de energía eléctrica Colombia - Agosto de 2018 [21].	4
2-2. Esquema ciclo Cheng [16].	5
2-3. Mapa de prestaciones – Ciclo Cheng [10].	7
2-4. Eficiencia térmica vs potencia – Ciclos de inyección de vapor [27].	8
2-5. Turbina LM5000 (Fuente: GE).	8
3-1. Central de generación Proeléctrica (Fuente: Proeléctrica).	11
3-2. Áreas sistemas principales - Central de generación Proeléctrica (Fuente: Proeléctrica).	12
3-3. Compresores de gas natural - Central de generación Proeléctrica.	14
3-4. Sistema de refrigeración - Central de generación Proeléctrica.	19
3-5. Torres de enfriamiento - Central de generación Proeléctrica.	20
3-6. Turbina LM5000 - Central de generación Proeléctrica.	21
3-7. Caldera de recuperación - Central de generación Proeléctrica.	22
3-8. Subestación - Central de generación Proeléctrica.	23
3-9. Consumo de gas vs. energía eléctrica - Turbina 1.	24
3-10. Consumo de gas vs. energía eléctrica - Turbina 2.	25
4-1. PFD - Central de generación Proeléctrica (Fuente: GE).	27
4-2. Esquema representativo - Caldera DEA (Diseño).	33
4-3. Esquema representativo - Economizador.	34
4-4. Esquema representativo - Caldera de baja presión.	36
4-5. Esquema representativo - Sobrecalentador de baja presión.	38
4-6. Esquema representativo - Caldera de alta presión.	39
4-7. Esquema representativo - Sobrecalentador de alta presión.	41
4-8. Esquema Turbina - Subsistemas.	43
4-9. Esquema representativo - Compresor turbina.	44
4-10. Esquema representativo - Cámara de combustión.	45
4-11. Esquema representativo - Turbina de expansión.	46
4-12. Comparación temperatura agua calculadas vs. diseño - Circuito generación vapor	47
4-13. PFD Actualizado - Central de generación Proeléctrica.	49
4-14. Flujos ciclo STIG - Balance másico.	51
4-15. Esquema representativo - Caldera DEA y Desaireador.	52

4-16.	Esquema representativo - Turbina.	54
4-17.	Generación energía eléctrica y térmica - Casos de estudio	55
4-18.	Diagrama de Sankey flujos energeticos - Caso 1	56
5-1.	Esquema - Caldera de recuperación.	64
5-2.	Esquema global ciclo STIG.	66
5-3.	Exergía destruida equipos - Ciclo STIG.	67
5-4.	Eficiencia energética vs. exergética - Caso 1.	68
5-5.	Diagrama de Sankey flujos exergéticos - Caso 1	68
6-1.	Variación eficiencias energéticas - Inyección de vapor HP y vapor LP.	71

Lista de Tablas

3-1. Composición gas natural - Turbina LM5000.	13
3-2. Caracterización agua cruda (Fuente: Proeléctrica).	15
3-3. Caracterización agua desmineralizada PTA (Fuente: Proeléctrica).	17
4-1. Datos PFD - Central de generación Proeléctrica (Fuente: GE).	28
4-2. Resumen resultado emisiones atmosféricas (Fuente: Proeléctrica).	30
4-3. Propiedades de aire admisión - Turbina LM5000 (Fuente: Proeléctrica).	31
4-4. Estados de proceso diseño vs calculadas - Proceso de generación de vapor.	47
4-5. Casos - Análisis energético central de generación Proeléctrica.	48
4-6. Variables de proceso - Monitoreo Proeléctrica.	50
4-7. Eficiencia térmica de equipos y ciclo de generación - Casos de estudio.	55
4-8. Resultados variables de proceso - Caso 1.	57
4-9. Resultados variables de proceso - Caso 2.	58
4-10. Resultados variables de proceso - Caso 3,	59
4-11. Resultados variables de proceso - Caso 4.	60
5-1. Propiedades de referencia para el punto muerto - Análisis exergético.	61
5-2. Exergía puntos de control central de generación Proeléctrica - Caso 1.	62
5-3. Puntos de control - Turbina.	65
5-4. Eficiencia exergética equipos y central de generación - Caso 1.	67
6-1. Eficiencias energética vs. inyección de vapor HP y vapor LP.	70
6-2. Exergía destruida equipos ciclo STIG actual vs. mejora	72

Lista de símbolos

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
AFR	Relación aire combustible	1	$\frac{m_A}{m_f}$
C_p	Calor específico	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	$\frac{\partial C}{\partial m}$
\bar{e}	Exergía estándar química	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	
LHV	Poder calorífico inferior	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$	ver DIN ISO 9277
h	Entalpía	J	$U + PV$
M	Masa molar	$\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$	
m	Masa	kg	DF
\dot{m}	Flujo de masa	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$\frac{m}{t}$
P	Presión	bar	
\dot{Q}	Flujo de calor	W	$\frac{Q}{t}$
T	Temperatura	K	DF
t	Tiempo	s	DF
s	Entropía	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	
x_i	Fracción de la cantidad de materia	1	$\frac{n_i}{n}$
V	Volumen	m^3	$\int dr^3$
\dot{W}	Flujo de trabajo	W	$\frac{W}{t}$

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
η	Eficiencia energética	1	
ε	Eficiencia exergetica	1	
χ	Exergía	$\frac{J}{kg}$	
\dot{X}	Flujo de exergía	W	$\frac{X}{t}$
ρ	Densidad	$\frac{kg}{mol}$	$\frac{m}{V}$
ϕ	Relación de equivalencia	1	$\frac{AFR_{estq}}{AFR_{real}}$
Φ_V	Flujo volumétrico	$\frac{m^3}{s}$	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$

Subíndices

Subíndice	Término
A	Aire
BDEA	Caldera de agua desmineralizada
BHP	Caldera de alta presión
BLP	Caldera de baja presión
BTK	Tanque de purgas
C	Compresor
CC	Cámara de combustión
CG	Gases de combustión
CGN	Compresores gas natural
CP	Productos de combustión
DA	Aire seco
DEA	Agua desmineralizada
DSAR	Desaireador
EC	Economizador
EG	Gases de escape EG
ELC	Eléctrica
ET	Turbina de expansión
estq	Estequiométrico

Subíndice	Término
f	Combustible
GEN	Generador
GN	Gas natural
HR	Humedad relativa
HRSG	Caldera de recuperación
HW	Agua caliente
in	Entrada
out	Salida
n.d.	No detectado
P	Purgas
RW	Agua cruda
S	Vapor
SCHP	Sobrecalentador de alta presión
SCLP	Sobrecalentador de de baja presión
SKS	Skid de vapor
SS	Vapor saturado
SSH	Vapor sobrecalentado
SSLP	Vapor sobrecalentado baja presión
SSHP	Vapor sobrecalentado alta presión
VT	Venteo
W	Agua

Superíndices

Superíndice	Término
CH	Química
KN	Potencial
PH	Física
PT	Potencial

Abreviaturas

Abreviatura	Término
-------------	---------

DF	Dimensión fundamental
------	-----------------------

1. Introducción

La primera central de generación privada de Colombia fue Proeléctrica, que inició a operar en junio de 1993, como respuesta a la crisis energética vivida por el país en el año de 1992 [12]. Proeléctrica, tiene una capacidad de generación de 90 MW y esta constituida por 2 turbogeneradores General Electric (GE) LM5000 que operan bajo el ciclo STIG.

En este trabajo, se desarrolla el análisis energético y exergético de la central de generación, utilizando la información de diseño y real de operación. Para el análisis se utilizó el diagrama de proceso (PFD) de la central de generación el cual se indica en el Anexo A, este documento fue proporcionado por GE, empresa que se encargó de la ingeniería y procura del proyecto. El PFD es un documento que muestra en forma gráfica el proceso de generación de energía, además de indicar los puntos de control, variables y datos del proceso de generación [7]; información indispensable para realizar el análisis energético y exergético. Inicialmente, se utilizó la información reportada en el documento mencionado para calcular las condiciones de diseño, obteniendo un punto de partida para el análisis de resultados respecto al estado actual de la central de generación.

Hallar la información de las variables de proceso fue una labor dispendiosa, dado que al ser creada en los inicios de la década de los 90, la central de generación cuenta con un sistema precario, donde la mayor cantidad de variables son tomadas de manera manual por operarios en rondas de supervisión. Dichas rondas, se realizan 4 veces por día (02:00, 08:00, 14:00 y 20:00), siempre y cuando la central se encuentre operativa. Posteriormente, los operarios proceden a alimentar la base de datos del sistema supervisorio. Ahora bien, para realizar el análisis energético y exergético se empleó la información recopilada durante los meses de febrero, marzo, abril y mayo de 2022.

Una vez realizado el tratamiento de los datos, se encontró que la frecuencia y periodicidad de toma de datos de la turbina y los otros sistemas de la central de generación no coincidían, razón por la que fue necesario llevar a cabo una correlación de datos. Para lograr esto se seleccionaron 4 casos que corresponden a una fecha y hora específica en el periodo de toma de información, donde se tiene todos los datos requeridos para realizar el análisis energético y exergético del ciclo de generación.

Definidos los casos de estudio a desarrollar, en este trabajo se realizó el análisis energético de cada uno; identificando que la eficiencia térmica de los equipos principales del ciclo STIG no se encuentra influenciada de manera significativa por las condiciones ambientales, debido a que las propiedades del aire de admisión al turbogenerador LM5000 están controladas por un sistema de refrigeración. Por lo tanto, el análisis exergético únicamente se desarrolló para un caso de estudio. Tras presentar los resultados obtenidos de los análisis energético y exergético, se plantean propuestas de mejora del ciclo con el fin de incrementar su eficiencia.

2. Antecedentes y metodología

A continuación se presenta antecedentes sobre el estado actual de la distribución energética de Colombia, exergía y ciclo STIG, además de la metodología a utilizar para realizar el análisis exergético de la central de generación Proeléctrica.

2.1. Antecedentes

El 80 % de las plantas de generación de energía eléctrica del mundo trabajan con combustibles fósiles [9]. En Colombia, el 71 % de la energía eléctrica generada proviene de plantas hidroeléctricas, el 28 % de plantas térmicas y el 1 % de energías renovables [17]. En la Figura 2-1 se muestra el porcentaje de las diferentes fuentes de energías empleada para la generación de energía eléctrica del país para el mes de agosto de 2018.

Proeléctrica es una central de cogeneración que opera con gas. Una central de cogeneración se encarga de producir energía eléctrica y térmica útil simultáneamente, desde una fuente única de combustible, incrementando la eficiencia energética [17]. La capacidad total de autogeneración y cogeneración en el país representa el 13 % de la capacidad total del Sistema Interconectado Nacional (SIN) [20].

En los sistemas termoeléctricos convencionales, la mayor parte de la energía del combustible se disipa en calor, obteniendo unas eficiencias típicas de entre el 35 % y el 40 %. Las plantas de cogeneración aprovechan este calor residual aumentando la eficiencia a valores en rangos que pueden llegar a ser hasta del 75 % al 85 % [17], aspecto que ha generado que esta tecnología sea considerada una de las mejores alternativas en términos de ahorro energético, eficiencia e impacto ambiental [11].

En Colombia, la mitad de las plantas de cogeneración operan con gas natural [17]. Motivo por el cual, el concepto de eficiencia es fundamental para las plantas de generación nacionales que emplean este combustible. No obstante, Colombia posee uno de los precios más altos del gas natural dentro de los países latinoamericanos [17]. Con relación a lo anterior, Kumar [9] realizó una revisión de literatura sobre el análisis 4E (energético, exergético, exergoeconómico y económico) para las plantas de generación que operan con combustibles fósiles, el autor indica que este análisis, es una herramienta que permite identificar fácilmente las pérdidas de energía, además de medir la calidad de la misma. Kumar [9], también afirma que, el

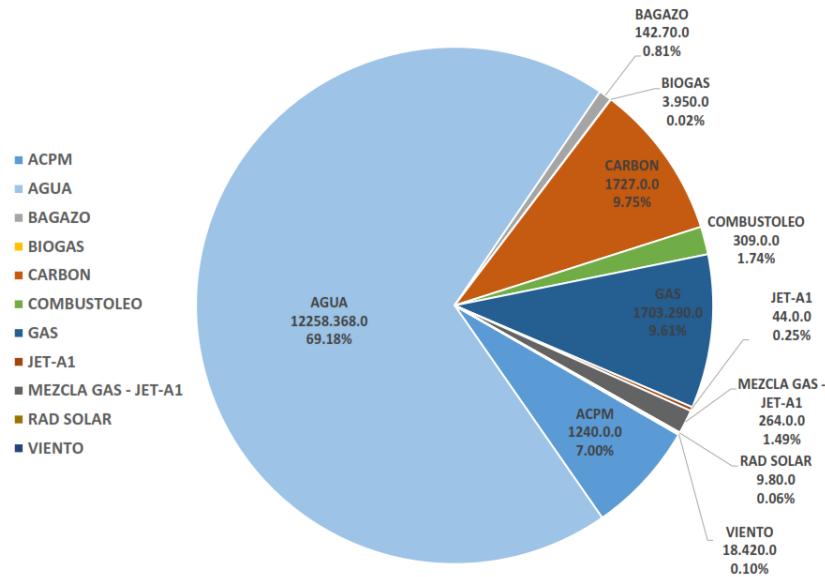


Figura 2-1.: Generación de energía eléctrica Colombia - Agosto de 2018 [21].

análisis de energía realizado a través de la Primera Ley de la Termodinámica es insuficiente a la hora de determinar las posibilidades de mejoras energéticas. Por esta razón, se explica la existencia de un interés creciente en la utilización combinada de la primera y segunda ley de la termodinámica [9], aplicando conceptos de exergía, para la evaluación de la eficiencia de un ciclo termodinámico [24].

El término de exergía fue desarrollado por J. Willard Gibbs en 1878 y después fue utilizado por Zoran Rant en 1957 [9]. El concepto de exergía se encuentra basado en la Segunda Ley de la Termodinámica y las irreversibilidades por la generación de entropía [9]. La exergía, cuantifica el potencial de uso de energía de un sistema [13]. Por lo que, el análisis exergético evalúa los diferentes puntos de conversión de energía en una planta, identificando los procesos que tienen mayores pérdidas de exergía e irreversibilidades.

El análisis exergético siendo un método de evaluación moderno [1], proporciona un mayor entendimiento de los procesos, permitiendo cuantificar las fuentes de ineficiencia, trabajo disponible y calidad de la energía [9]. Asimismo, el análisis exergético es aplicable para el estudio global de una planta de generación y para cada uno de sus componentes [11]. Por esta razón, el análisis exergético es recomendado por varios investigadores al momento de tomar decisiones respecto a la asignación de recursos en las tres fases de desarrollo de una planta de generación: diseño, fabricación y puesta en marcha [9].

Khaliq y Kumar [11] estudiaron los ciclos de cogeneración que operan con gas natural, llevando a cabo el análisis exergético en cada uno de los componentes. Los resultados mostraron que la máxima destrucción de exergía se dio en la cámara de combustión, representando el 80 % de la destrucción total de la exergía. Estos estudios se basaron en el análisis de diferentes escenarios de operación y condiciones ambientales, para realizar posteriormente una comparación y determinar la influencia de estos parámetros en la eficiencia exergética.

A principios de la década de 1970, el ciclo termodinámico con recuperación de calor era la mejor alternativa para incrementar la eficiencia del ciclo Brayton [19]. Inicialmente, la industria comenzó a utilizar la energía del fluido residual del ciclo Brayton, para una nueva etapa de generación, ahora conocido como ciclo combinado. Posteriormente, se planteó la idea de acoplar un ciclo Rankine con un ciclo Brayton, con el fin de elevar la temperatura del fluido de trabajo de ciclo Rankine al mismo nivel del ciclo Brayton, incrementado significativamente el potencial termodinámico del fluido [16].

En búsqueda del incremento de la eficiencia energética del ciclo Brayton, Dah Yu Cheng en 1974 [27] inició el desarrollo del ciclo de inyección de vapor, que posteriormente llevaría su nombre, Dah Yu Cheng patentó este ciclo en 1978 [19]. El ciclo Cheng consiste en la inyección de vapor sobrecalentado en la sección entre el compresor y la turbina, incrementando el flujo másico y reduciendo la temperatura de combustión, obteniendo un aumento de potencia y menor producción de NO_x ; la cantidad de vapor inyectada al ciclo se optimiza en función de la mejor eficiencia térmica; en la Figura 2-2 se presenta el esquema del ciclo. Cheng, en el desarrollo de su investigación concluyó que la implementación de la inyección de vapor incrementa la eficiencia térmica hasta un 40 % y la potencia en un 60 %, además, evidenció que no existían efectos adversos sobre la turbina a causa de la inyección de vapor [19].

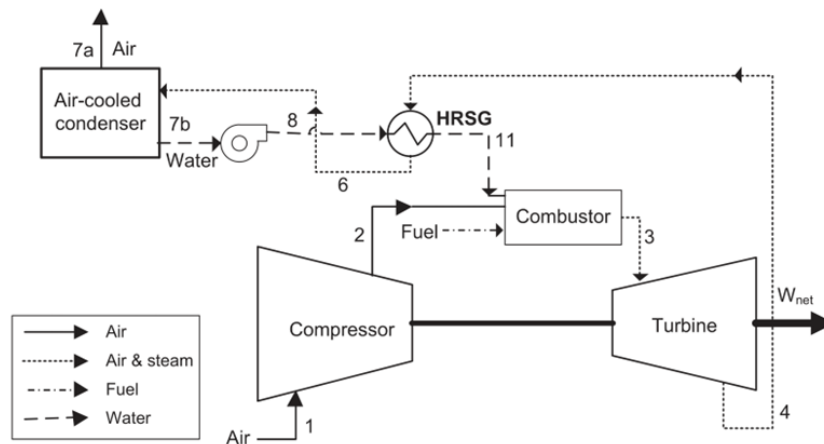


Figura 2-2.: Esquema ciclo Cheng [16].

El ciclo Cheng requiere que se recupere la mayor cantidad de calor de los gases de escape y que estos se encuentren a la mayor temperatura posible, obteniendo de este modo las condiciones de mayor eficiencia del ciclo. Matemáticamente es factible obtener estos parámetros, pero en la práctica se convirtió en un desafío, dado que el ciclo usaba dos fluidos de trabajo en condiciones ambientales (agua - gas). No obstante, la primera planta de generación basada en ciclo Cheng fue construida con turbinas de gas Allison 501KB en 1982 [27], obteniendo así, el éxito del ciclo en el uso comercial, Urbach y otros científicos denominaron al punto de mayor eficiencia como el punto Cheng [22]. La cantidad de vapor sobrecalentado que puede ser inyectado para conseguir una reducción adecuada del NO_x debe ser menor al 5% del gasto másico de aire [16].

El ciclo Cheng ofrece una alta eficiencia y potencia, además, la inversión de capital como costo de unidad de energía se reduce en comparación con el ciclo Brayton [19]. En el ciclo Cheng, la inyección de vapor disminuye la temperatura de la llama de combustión, reduciendo la formación de productos indeseables. De igual modo, al existir la presencia de vapor sobrecalentado en los gases de escape de la turbina incrementa el potencial de energía disponible, permitiendo que la caldera de recuperación (HRSG) extraiga más calor para la misma diferencia de temperatura. Las ventajas del ciclo Cheng en comparación con un ciclo de vapor se pueden resumir en un arranque más rápido, menores emisiones y un uso de área más pequeña [19].

El ciclo Cheng destaca sobre los otros tipos dada su flexibilidad para atender demandas variables tanto de calor como de trabajo. El ciclo Cheng utiliza tres módulos principales que son, la turbina a gas, la caldera de recuperación de calor y el sistema de control y optimización de parámetros [23]. En la Figura **2-3** se muestra el mapa de prestaciones del ciclo Cheng, donde se tiene como variables, la inyección de vapor (yiv) y postcombustión (ypc), a diferentes factores de carga de la turbina de gas (ytg). La línea 1-2 corresponde al funcionamiento de la turbina de gas sin inyección de vapor acoplada a la caldera de recuperación cuando esta última trabaja sin postcombustión [10]. La zona 1-2-4-3-1 corresponde a la operación con postcombustión. Hasta este punto se tiene un sistema convencional con postcombustión basado en el ciclo simple de turbina de gas [10]. Continuando, la línea 2-5 representa el modo de funcionamiento con inyección de vapor en la cámara de combustión de la turbina de gas, partiendo de la potencia nominal en funcionamiento simple sin postcombustión. Por otro lado, La zona 1-2-5-7-1 representa la misma situación partiendo de cualquier otra potencia. Por último, La zona 2-5-6-4-2 corresponde a la operación con postcombustión e inyección de vapor, simultáneamente.

En 1987 GE introdujo al mercado los modelos de turbinas a gas LM2500 y LM5000, que operan bajo el ciclo STIG (Steam injected gas turbine) [27]. El ciclo STIG, consiste en la inyección de vapor, basándose en el ciclo Cheng. La inyección de vapor sobrecalentado a la turbina en

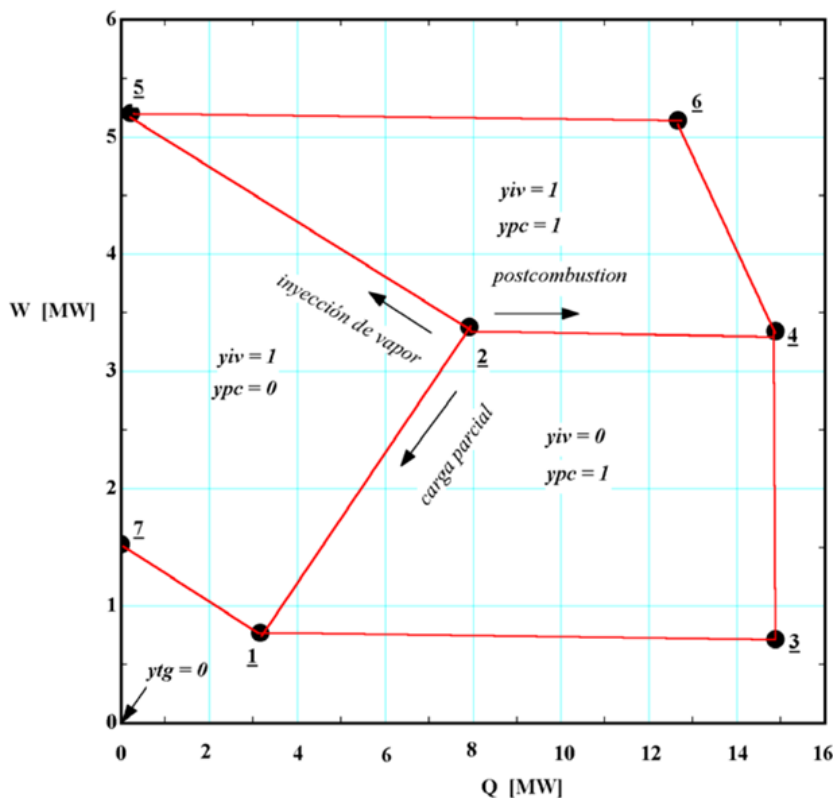


Figura 2-3.: Mapa de prestaciones – Ciclo Cheng [10].

el ciclo STIG es a presión constante. Por otro lado, el ciclo Cheng adopta presiones variables para la inyección de vapor en la turbina, por lo que, la variación de la presión permite aprovechar todo el calor de los gases de escape de la turbina. Así, esta retroalimentación entre la turbina y la caldera para las inyecciones de vapor se realiza con un sistema de control digital [27]. En la Figura 2-4, se muestran los puntos de operación del ciclo STIG y Cheng, donde se observa que el ciclo STIG es menos eficiente que el ciclo Cheng, pero al tener el primero una inyección de vapor a presión constante hace que este ciclo sea más sencillo y fácil de controlar.

La planta de cogeneración analizada en este trabajo opera con 2 turbogeneradores a gas GE LM5000 (Ver Figura 2-5) con una capacidad eléctrica efectiva de 90 MW. La planta de cogeneración opera bajo el esquema de carga por confiabilidad, que fue establecido en diciembre de 2006, mediante la Resolución 071 del mismo año. El objetivo de este esquema es garantizar el suministro de energía confiable y a precio eficiente, atendiendo la demanda cuando los recursos hídricos escasean críticamente en periodos de sequía [5].

Es importante resaltar que, la turbina LM5000 basada en el ciclo STIG fue probada en la planta de cogeneración de Simpson Paper Company en agosto de 1985 [4]. Las pruebas se realizaron inyectando 29 510 kg/h de vapor de agua en la cámara de combustión de la

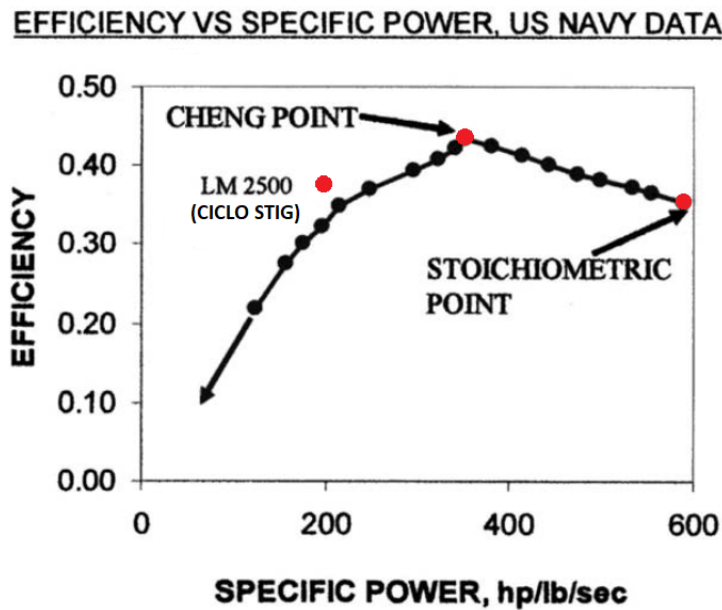


Figura 2-4.: Eficiencia térmica vs potencia – Ciclos de inyección de vapor [27].

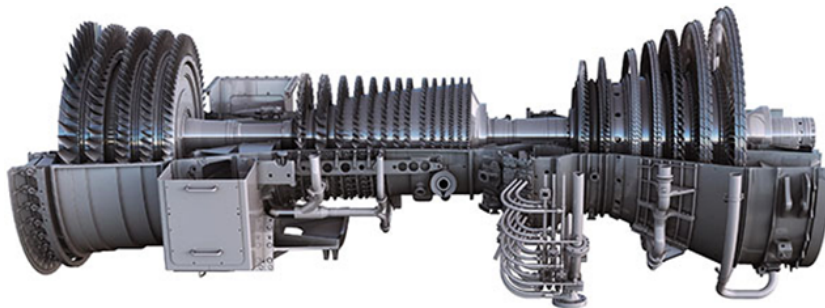


Figura 2-5.: Turbina LM5000 (Fuente: GE).

turbina. Los resultados indicaron que la planta incrementó su potencia de 29,9 MW a 41,9 MW, la eficiencia aumento del 36 % al 41,8 % y se redujeron las emisiones de NO_x a niveles inferiores de 25 ppm. De esta manera, se demostró que el sistema de inyección de vapor en la turbina LM5000 es viable y efectivo como alternativa para incrementar su rendimiento y reducir el NO_x [19].

El enfoque STIG ofrece varios desafíos, tales como: la necesidad de un diseño cuidadoso de la cámara de combustión para permitir una reacción química estable en presencia de vapor [8]; y el potencial de mayor corrosión en la turbina debido a la presencia de agua. Estos aspectos deben analizarse y resolverse cuidadosamente antes de llevar a cabo la implementación práctica.

2.2. Objetivos

2.2.1. Objetivo general

Realizar un análisis energético y exergético de una planta de cogeneración de 90 MW que opera bajo ciclo STIG, y proponer mejoras que permitan incrementar su eficiencia.

2.2.2. Objetivos específicos

- Identificar y evaluar el desempeño de los equipos e instrumentación de la planta de cogeneración.
- Realizar balances de masa y energía, para diferentes escenarios de operación de la planta de cogeneración.
- Llevar a cabo un análisis exergético de la planta de cogeneración, para identificar los puntos de mayores irreversibilidades en el ciclo.
- Proponer mejoras en la planta de cogeneración de acuerdo con los resultados del análisis energético y exergético realizado.

2.3. Metodología

La exergía es la máxima cantidad de trabajo útil que un sistema puede realizar cuando es llevado desde un estado cualquiera hasta las condiciones de referencias ambientales (estado muerto), mediante procesos reversible [18]. La exergía en un sistema no se conserva, una porción se destruye generando irreversibilidades en el proceso. Las irreversibilidades, al igual que la producción de entropía, son medidas de las pérdidas termodinámicas de un sistema, que permiten cuantificar la pérdida de energía en un proceso [26].

Para sistemas que operan en régimen permanente como la centrales de generación, los cambios de energía potencial y cinética son despreciables [18], por lo que para la realización de ese trabajo se utilizaran la Ecuaciones 2-1 y 2-2 para el balance de masa y análisis energético por primera ley de la termodinámica respectivamente.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (2-1)$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{m}_{in}h_{in} = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_{out}h_{out} \quad (2-2)$$

En la Ecuación 2-3 se presenta la segunda ley de la termodinámica, la cual nos establece las limitaciones en la cantidad de trabajo que se puede realizar en un proceso, mediante el concepto de entropía.

$$\sum \dot{m}_{out} S_{out} - \sum \dot{m}_{in} S_{in} \geq \int \frac{\partial \dot{Q}}{T} \quad (2-3)$$

La exergía se divide en 4: física (PH), cinética (KN), potencial (PT) y química (CH) [3], tal como se muestra en la Ecuación 2-4, pero de acuerdo a las consideraciones realizadas para el análisis energético se trabaja únicamente la exergía física y química.

$$\dot{X} = \dot{X}^{PH} + \dot{X}^{KN} + \dot{X}^{PT} + \dot{X}^{CH} \quad (2-4)$$

El cálculo de la exergía física se realiza con la Ecuación 2-5, por otro lado, para la exergía química se utilizó la Ecuación 2-6, donde se tiene el termino \bar{e}^{CH} que corresponde al coeficiente estándar de exergía, que depende de la sustancia que se este trabajando. El valor de los coeficientes estándares de exergía utilizados en este trabajo se reportan en el *Appendix C* del libro *Thermal Design and Optimization* [3] (Ver Anexo B).

$$\chi^{PH} = (h - h_o) - T_o(s - s_o)$$

$$\dot{X}^{PH} = \dot{m} \chi^{PH} \quad (2-5)$$

$$\dot{X}^{CH} = \frac{\dot{m} \bar{e}^{CH}}{M} \quad (2-6)$$

En la Ecuación 2-7 se presenta el balance exergético, a utilizar para los diferentes sistemas de la central de generación. Este balance combina la primera y segunda ley de la termodinámica para obtener la exergía destruida. La eficiencia exergética es la relación entre la exergía útil producida y la consumida [15], y para su calculo se utiliza la Ecuación 2-8, la eficiencia exergética permite determinar que equipo o proceso presenta mayores irreversibilidades.

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \chi_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \chi_{out} - \dot{X}_D = 0 \quad (2-7)$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Exergía util producida}}{\text{Exergía consumida}} \quad (2-8)$$

3. Descripción de la planta

La planta de generación Proeléctrica (Ver Figura 3-1) fue construida y financiada con capital privado, siendo así, la primera empresa privada de generación de energía en Colombia. Esta central, se creó como respuesta a la crisis energética que sufrió el país en 1992 a causa del fenómeno del Niño [12]. La central de generación fue autorizada para entrar en operación mediante el decreto 700 de abril de 1992¹. Proeléctrica actualmente opera bajo el modelo de cargo por confiabilidad es decir, entra en operación de acuerdo a la demanda del SIN y bajo solicitud del Consejo Nacional de Operación (CNO).



Figura 3-1.: Central de generación Proeléctrica (Fuente: Proeléctrica).

¹Ver: <https://www.funcionpublica.gov.co/eva/gestornormativo/norma.php?i=74375>

En la Figura 3-2 se muestra la distribución general de la central de generación y se indican las diferentes áreas que ocupan los sistemas principales. A continuación se hace una descripción de cada uno de los sistemas principales.

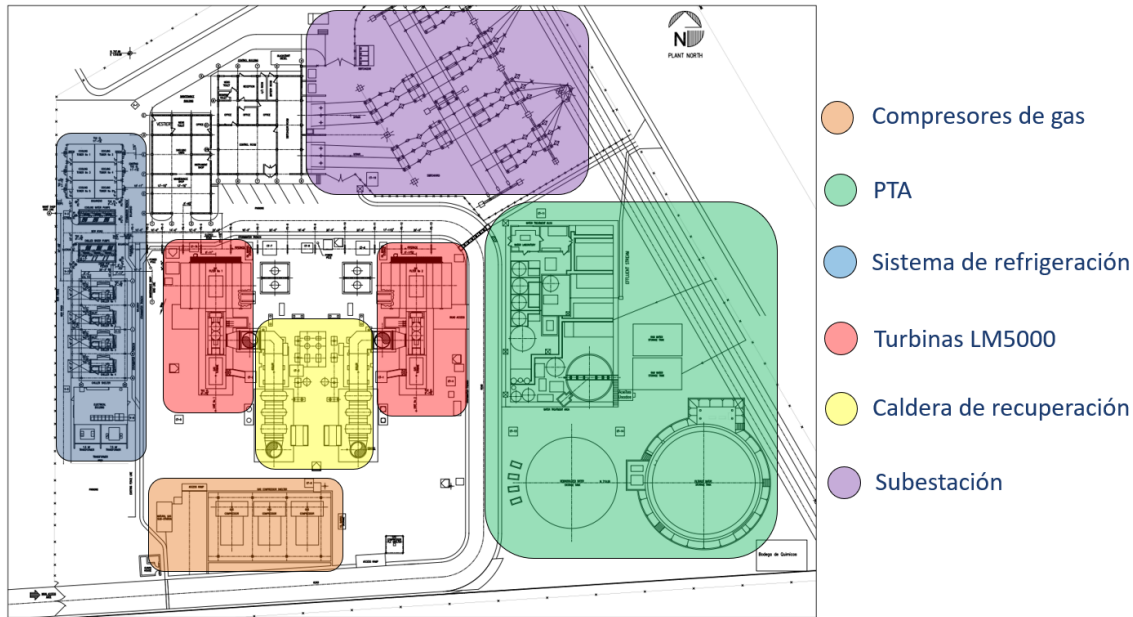


Figura 3-2.: Áreas sistemas principales - Central de generación Proeléctrica (Fuente: Proeléctrica).

3.1. Compresores de gas

Para el funcionamiento de la central de generación se requiere gas natural como combustible. Este es comprado a Ecopetrol mediante contrato outsourcing en la estación Ballenas, para ser transportado posteriormente por Promigas S.A. En la Tabla 3-1², se indica la composición del gas natural que actualmente se está consumiendo en la central.

El suministro de gas natural transportado por parte de Promigas a la estación de regulación y medición (ERM) de la central de generación es a 13,8 bar @ 15,6 °C (200 psig @ 60 °F). El sistema de combustible de las turbinas opera a 46,2 bar (670 psig) por lo tanto, se debe incrementar la presión en $\Delta P = 30,6$ bar (470 psig). Para llevar a cabo esto, la central cuenta con tres unidades compresoras de gas instaladas en forma paralela (Ver Figura 3-3). Cada una de estas unidades consta de un compresor de gas Energy Industries, Inc. modelo FE 65 de dos etapas conectado a un motor recíprocante de 4 tiempos, marca Caterpillar - Modelo 3516.

²Ver: <http://52.247.87.160:52345/Beo/Paginas/ComposicionGasVigente.aspx>

El gas natural saliente de la estación de regulación y medición (ERM) entra a la línea de succión de los compresores hasta un depurador, donde se retira el condensado y sólidos. Posteriormente es dirigido a una botella de pulsación con el fin de disminuir la turbulencia del flujo de gas. Después de esto, el gas natural ingresa a la primera etapa de compresión, siendo compactado hasta 32,8 bar (475 psig), tras esto, se descarga en otra botella de pulsación, después el gas es conducido a un intercambiador de calor para reducir la temperatura. El gas natural enfriado se deposita en otra botella de pulsación e ingresa a la segunda etapa de compresión, donde es compactado hasta 46,2 bar (670 psig). Finalizado este proceso, el gas se entrega al sistema de combustible de las turbinas LM5000.

Tabla 3-1.: Composición gas natural - Turbina LM5000.

Componente	Formula	% Molar
Metano	CH ₄	98,643
Nitrogeno	N ₂	0,782
Dioxido de Carbono	CO ₂	0,210
Etano	C ₂ H ₆	0,244
Propano	C ₃ H ₈	0,055
Agua	H ₂ O	n.d.
Sulfuro de Hidrogeno	H ₂ S	n.d.
Hidrogeno	H ₂	n.d.
Monoxido de Carbono	CO	n.d.
Oxigeno	O ₂	n.d.
n_Butano	C ₄ H ₁₀	0,01
i_Butano	C ₄ H ₁₀	0,031
i_Pentano	C ₅ H ₁₂	0,006
n_Pentano	C ₅ H ₁₂	0,002
n_hexano	C ₆ H ₁₄	0,016
n_Heptane	C ₇ H ₁₆	n.d.
n_Octano	C ₈ H ₁₈	n.d.
n_Nonano	C ₉ H ₂₀	n.d.
n_Decano	C ₁₀ H ₂₂	n.d.
Helio	He	n.d.
Argon	Ar	n.d.



Figura 3-3.: Compresores de gas natural - Central de generación Proeléctrica.

3.2. Planta de tratamiento de agua

El ciclo STIG, requiere para su operación agua desmineralizada, por tal motivo, uno de los sistemas principales de la central de generación es la planta de tratamiento de agua (PTA). El agua cruda para este proceso es proveniente de la estación de bombeo Dolores, perteneciente a la empresa de Aguas de Cartagena. En la Tabla 3-2 se indica la caracterización del agua cruda que recibe la central de generación. El agua que resulta de este proceso debe tener la mayor calidad posible, con la finalidad de reducir incrustaciones y corrosión temprana en las tuberías de la caldera [14]. La PTA está constituida por un tren de pretratamiento y desmineralización.

3.2.1. Tren de pretratamiento

El tren de pretratamiento de la PTA, consta de dos etapas: clarificación y filtración, esta agua obtenida es utilizada para el llenado de tanque del sistema contra incendio y la alimentación del tren de desmineralización.

Clarificación

El agua cruda recibida por la estación Dolores es almacenada en dos tanques de 30 m³, por un periodo de tiempo corto, suficiente para inyectar hipoclorito de sodio. Esto se realiza con el fin de combatir la materia orgánica presente en el líquido. Después, el agua es transferida en una tasa promedio de 156,7 m³/h @ 2,1 bar (690 gpm @ 30 psig) al tanque de clarifica-

Tabla 3-2.: Caracterización agua cruda (Fuente: Proeléctrica).

Parámetro	Unidad	Valor
Conductividad	$\mu\text{s}/\text{cm}$	232
Turbidez	NTU	8
Color	Pt-Co	43
Dureza Ca	ppm	72
Dureza Mg	ppm	14
Dureza Total	ppm	86
Alcalinidad M	ppm	32
Alcalinidad P	ppm	0
Alcalinidad Total	ppm	32
Cloruros	ppm	48
Sulfatos	ppm	14
Fosfatos	ppm	2,7
Hierro	ppm	0,03
Aluminio	ppm	0,01
DBO	ppm	5,2
DQO	ppm	25
Sodio	ppm	16
Silice	ppm	33
Sólidos suspendidos	ppm	60
Sólidos disueltos	ppm	80

ción, que consta de un rastrillo de lodos y un mezclador, ubicado en una cámara de reacción tipo campana. El propósito del clarificador es brindar un tratamiento inicial para remover partículas suspendidas del agua cruda, por medio de la adición de un coagulante (alumbre) y un eliminador de materia orgánica (hipoclorito de sodio). Las partículas suspendidas son eliminadas en forma de lodos que se acumulan en el fondo, para ser retirados a través de un sistema de manejo de que consta de una poza receptora de lodos, un sistema de filtro-prensa, tanque de decantación y tanque de agua recuperada.

El clarificador tiene en su parte superior un canal de rebose, a través del cual sale el agua clarificada, cayendo por la gravedad a un tanque que posee una capacidad de 34,1 m³ (9 000 gal). Seguido a esto, se transfiere el líquido al tanque de agua filtrada.

Filtración

La etapa de filtración inicia con la transferencia de agua clarificada a una tasa de, aproximadamente, $156,7 \text{ m}^3/\text{h}$ @ $3,4 \text{ bar}$ (690 gpm @ 50 psig), a través de tres filtros multimedia que operan en paralelo, cada filtro tiene una capacidad de transferir $68,1 \text{ m}^3/\text{h}$ (300 gpm) y están compuestos de las siguiente capas: antracita, arena filtrada, coarse garnet, fine garnet. El agua filtrada es conducida hasta un tanque, que posee una capacidad de $3\,179,8 \text{ m}^3$ ($840\,000 \text{ gal}$).

Ahora bien, si un filtro multimedia se satura es necesario lavarlo, por lo que sale de servicio, quedando únicamente dos en operación. El proceso de lavado de cada filtro multimedia consiste en lo siguiente, un escurrimiento del filtro y un retrolavado que permite entrar agua en contraflujo, con el fin de retirar las partículas de lodos que quedan atrapadas en el filtro. El agua resultante del proceso de lavado es almacenada en un tanque de agua recuperada con capacidad de $113,6 \text{ m}^3$ ($30\,000 \text{ gal}$), para después ser transferida al tanque de agua cruda a una tasa de $45,5 \text{ m}^3/\text{h}$ @ $3,4 \text{ bar}$ (200 gpm @ 50 psig).

3.2.2. Desmineralización

El tren de desmineralización es alimentado con agua filtrada, donde esta atraviesa tres filtros de carbón que remueven los residuos de cloro y cloraminas que se producen de la reacción del cloro con ciertas materias orgánicas. Cada filtro de carbón activo está diseñado para transferir $68,1 \text{ m}^3/\text{h}$ (300 gpm). Normalmente, los tres filtros están en línea, sin embarco, cuando uno de ellos se satura es necesario realizar un retrolavado, utilizando el mismo procedimiento de los filtros multimedia.

El agua filtrada es conducida a tres intercambiadores catiónicos, ubicados en paralelo. Dichos intercambiadores, retiran del agua las partículas de minerales cargadas positivamente (calcio, magnesio, sodio y potasio) mediante el principio de intercambio iónico, de este modo, las partículas metálicas cargadas positivamente quedan adheridas a las resinas sintéticas catiónicas. Cada intercambiador catiónico tiene una capacidad de transferencia de $68,1 \text{ m}^3/\text{h}$ (300 gpm).

El agua resultante de los intercambiadores catiónicos es depositada en un tanque desgasificador de 8 m^3 abierto a la atmósfera, donde se retira el dióxido de carbono contenido en el agua. El dióxido de carbono posee una carga eléctrica negativa que eventualmente podría agotar en forma rápida las resinas aniónicas. Igualmente, el contacto del agua desmineralizada de las calderas con el dióxido de carbono podría formar agua con alta concentración de ácido y PH bajo. Debido a lo anterior, el dióxido de carbono es obligado a salir del desgasificador a la atmósfera por aire inyectado a través de un soplador de tiro forzado.

Seguido a esto, el agua es transferida a tres intercambiadores aniónicos con capacidad de 68,1 m³/h (300 gpm) cada uno. Estos intercambiadores retiran las partículas no metálicas cargadas negativamente (cloruros, sulfatos, bicarbonato alcalino, carbonato alcalino, dióxido de carbono y sílice) mediante el principio de intercambio iónico.

Una vez el agua atraviesa los intercambiadores aniónicos, esta es conducida a los lechos mixtos, que están compuestos por un intercambiador que contiene resina catiónica y aniónica, esencial para retirar las partículas remanentes, cuya carga puede ser postivia o negativa. El agua desmineralizada que sale de los lechos mixtos sale a tasa máxima de 136,3 m³/h (600 gpm) con PH promedio de 6,0. El agua desmineralizada es almacenada en un tanque de acero y pintado interiormente con pintura epoxica con una capacidad de 3 179,8 m³ (840 000 gal). Las características del agua producida en la PTA, se especifican en la Tabla **3-3**.

Tabla 3-3.: Caracterización agua desmineralizada PTA (Fuente: Proeléctrica).

Parámetro	Unidad	Valor
PH	-	6,0
Sodio	ppb	2,3
Silice	ppb	5,0
Cloruros	ppb	5,0
Hierro	ppb	1,0
Sulfatos	ppb	5,0
Dureza	ppb	0,0
Conductividad	mhos	0,05

3.3. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración de la central de generación Proeléctrica se encarga de reducir la temperatura del aire de admisión de las turbinas LM5000. Al ingresar un aire con menor temperatura a la del ambiente, se incrementa la eficiencia del ciclo, dado que ingresa un mayor flujo másico de aire. El sistema de refrigeración está compuesto por los siguientes subsistemas:

- Enfriadores de agua
- Torre de enfriamiento

3.3.1. Enfriadores de agua

El sistema de enfriadores de agua esta conformado por 4 unidades TRANE modelo CVHF 1280 con una capacidad de 1 250 TFR (toneladas de refrigeración) cada una. El enfriamiento del agua se lleva a cabo por medio de un ciclo de refrigeración por compresión usando R-123 como refrigerante.

El sistema de enfriadores de agua tiene dos circuitos, cada uno de estos consta de 2 enfriadores de agua en serie obteniendo una capacidad de refrigeración de 2 500 TFR. La tubería de entrega y descarga es común para los dos circuitos.

Cada turbina LM5000 requiere de 2 500 TFR para enfriar a 12 °C el aire de admisión. El método por el que se realiza el enfriamiento de aire de admisión de cada turbina es la convección, circulando agua fría en los paneles de refrigeración, ubicados en la casa de filtros de cada unidad.

3.3.2. Torres de enfriamiento

Las torres de enfriamiento se encargan de reducir la temperatura del agua proveniente de los condensadores de los enfriadores de agua. La central de generación tiene 2 torres con 3 módulos en serie cada una, cada modulo tiene 6 ventiladores, encargados de impulsar el aire a través de las torres. Las torres de enfriamiento se encuentran diseñadas para enfriar el agua desde 40 °C hasta 31 °C, con una temperatura ambiente de 27 °C en bulbo húmedo.

3.4. Turbina LM5000

La central de generación opera con dos turbinas a gas natural GE LM5000, dispuestas en paquetes idénticos. La turbina LM5000 consta de tres etapas: compresión, combustión y expansión. La etapa de compresión inicia con la admisión del aire que fluye a través de los paneles de enfriamiento, reduciendo la temperatura del aire a 8,9 °C (48 °F). Posteriormente, el aire frío pasa al sistema de filtros, con el fin de retirar el 99 % de las partículas mayores a 5 micrones suspendidas en el aire. Una vez enfriado y filtrado el aire, este ingresa a la etapa de compresión, que consta de 2 zonas:

- Zona de baja presión, compuesta por 5 etapas y una relación de compresión 2.5 : 1
- Zona de alta presión, compuesta de 14 etapas y una relación de compresión 12 : 1

Una vez el aire es comprimido, este ingresa a la cámara de combustión donde se mezcla con el gas natural, que ha sido inyectado a una presión aproximada de 34,5 bar (500 psig). La cámara de combustión es de tipo axial anular y consta de 30 toberas de doble propósito,



(a) Enfriadores de agua



(b) Casa de filtros - Turbina LM5000

Figura 3-4.: Sistema de refrigeración - Central de generación Proeléctrica.

entrada de gas natural y vapor sobrecalentado de alta presión. Una vez realizada la combustión, los gases ingresan a la etapa de expansión, donde se transforma la energía térmica en energía mecánica a través del eje de la turbina, y este, a su vez, está conectado a un generador que se encarga de convertir la energía mecánica en energía eléctrica. La etapa de



Figura 3-5.: Torres de enfriamiento - Central de generación Proeléctrica.

expansión consta de dos zonas: alta y baja presión.

Con relación a la temperatura de los gases, estos se encuentran a 760–788 °C (1400–1450 °F) a la entrada de la turbina de potencia; mientras que, la temperatura de los gases de escape esta alrededor de los 391–407 °C (735 – 765 °F). Estos gases de escape son conducidos a una caldera de recuperación (HRSG), con el fin de generar vapor de alta y baja presión, para después ser inyectados a la turbina - Ciclo STIG. Esta turbina consta de tres puntos de inyección de vapor:

- Vapor de alta presión (41,4 bar @ 327 °C) a través de las toberas de gas para controlar las emisiones de NO_x.
- Vapor de alta presión (41,4 bar @ 327 °C) a través de dos “cuernos” de la descarga del compresor de alta presión con el fin de incrementar el calor específico C_p de la mezcla que ingresará a la cámara de combustión.
- Inyección de vapor de baja presión (10,3 bar @ 293 °C) a través de 32 boquillas en la turbina de baja presión con el fin de incrementar le flujo másico y reducir temperatura de los gases de combustión.

La turbina LM5000 requiere aproximadamente 1 300 m³/s (275 000 ft³/min) de aire limpio para combustión y hasta 50 m³/s (105 000 ft³/min) para enfriamiento y ventilar las áreas adyacentes. Las turbinas tienen un consumo térmico unitario aproximado a plena carga de 10 227 kJ/kW en condiciones locales y sin enfriamiento del aire. El consumo térmico unitario

aproximado con enfriamiento del aire de 8,9 °C (48 °F) esta alrededor de 8 329 kJ/kW por unidad a plena carga. Las dos unidades de generación demandan un consumo aproximado de agua de 4000 m³/día, de los cuales se utilizan 2900 m³ para el ciclo STIG.

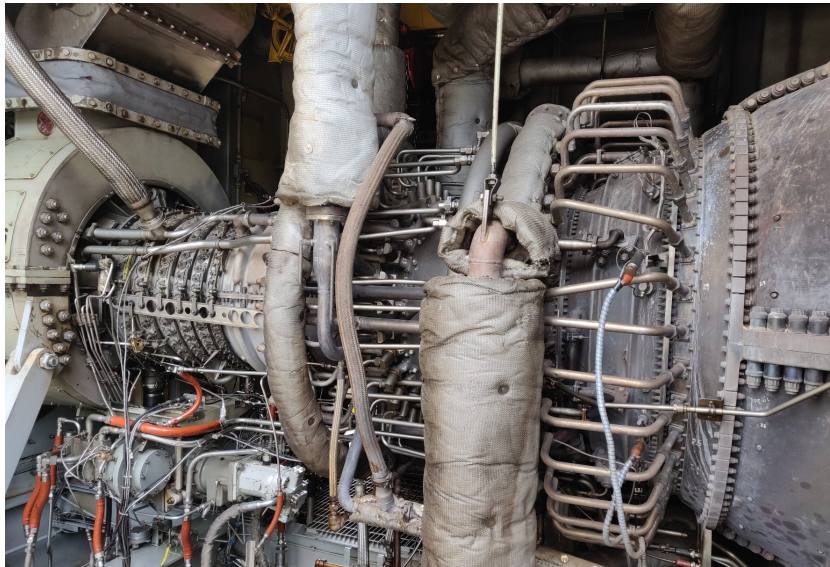


Figura 3-6.: Turbina LM5000 - Central de generación Proeléctrica.

3.5. Caldera de recuperación

Cada turbina LM5000 tiene acoplado a través de un ducto y en forma simétrica una caldera de recuperación de calor que aprovecha los gases de escape de la turbina. Por otro lado, una compuerta de by-pass (diverter) permite dirigir los gases hacia la chimenea de la turbina (operación en ciclo simple) o hacia la caldera (operación en ciclo STIG). Las calderas operan a dos presiones de vapor sobrecalentado. La primera, la de diseño, en el lado de alta presión es de 58,6 bar (850 psig) y en el lado de baja presión es de 24,1 bar (350 psig) . Estas calderas están diseñadas para producir un total de 15,2 kg/s (120 000 lb/h) de vapor cada una. Cabe mencionar que los principales componentes de la caldera de recuperación son:

- Calentador de agua desmineralizada
- Economizador
- Caldera de baja presión
- Sobrecalentadores de baja presión
- Caldera de alta presión



Figura 3-7.: Caldera de recuperación - Central de generación Proeléctrica.

- Sobrecalentadores de alta presión

Estas calderas cuentan con un sistema de alimentación de baja presión para reposición (make-up) de agua desmineralizada, proveniente del tanque con el mismo nombre, al desaireador de una tasa de $63,6 \text{ m}^3/\text{h}$ @ $17,2 \text{ bar}$ (280 gpm @ 250 psig) . El agua de reposición en este tipo de calderas es del 100%, ya que todo el vapor producido por la caldera escapa por la chimenea después de realizar su trabajo en la turbina.

3.6. Subestación

La energía que produce cada una de las turbinas LM5000, se entrega a una tensión de 13.8 kV . Después de esto, es transferida a dos transformadores que se encargan de elevar la tensión 66 kV , cantidad requerida para la conexión al sistema interconectado nacional. La energía se distribuye en este nivel por medio de 4 líneas que están dispuestas en la subestación eléctrica. La energía eléctrica se entrega en la subestaciones de Termocartagena y de Mamonal, es decir, 2 líneas por subestación. Debido a que la central de generación opera por cargo de confiabilidad, solo posee dos estados de despacho de energía 45 MW o 90 MW .



Figura 3-8.: Subestación - Central de generación Proeléctrica.

3.7. Desempeño actual central de generación

La central de generación cuenta con una capacidad de 90 MW y alimenta dos circuitos independientes de 45 MW, Proeléctrica es una de las plantas más solicitadas de la Zona Caribe, ya que permite mayor flexibilidad de maniobra al CNO para suplir la demanda de energía de la región.

En el periodo de tiempo analizado para la realización de este trabajo la Turbina 1 se encontró operativa un 92 %, mientras que la Turbina 2 un 72 %, obteniendo una operación promedio de la central del 82 %. En las Figuras **3-9** y **3-10** se muestra el comportamiento de despacho de energía de la Turbina 1 y Turbina 2, evidenciando una entrega de energía y consumo de combustible similar entre los dos equipos. Del mismo modo, se confirma que las turbinas durante todo su tiempo de operación están trabajando a un factor de carga³ cercano o igual al 100 %.

³Ver: <https://www.creg.gov.co/factor-de-carga>

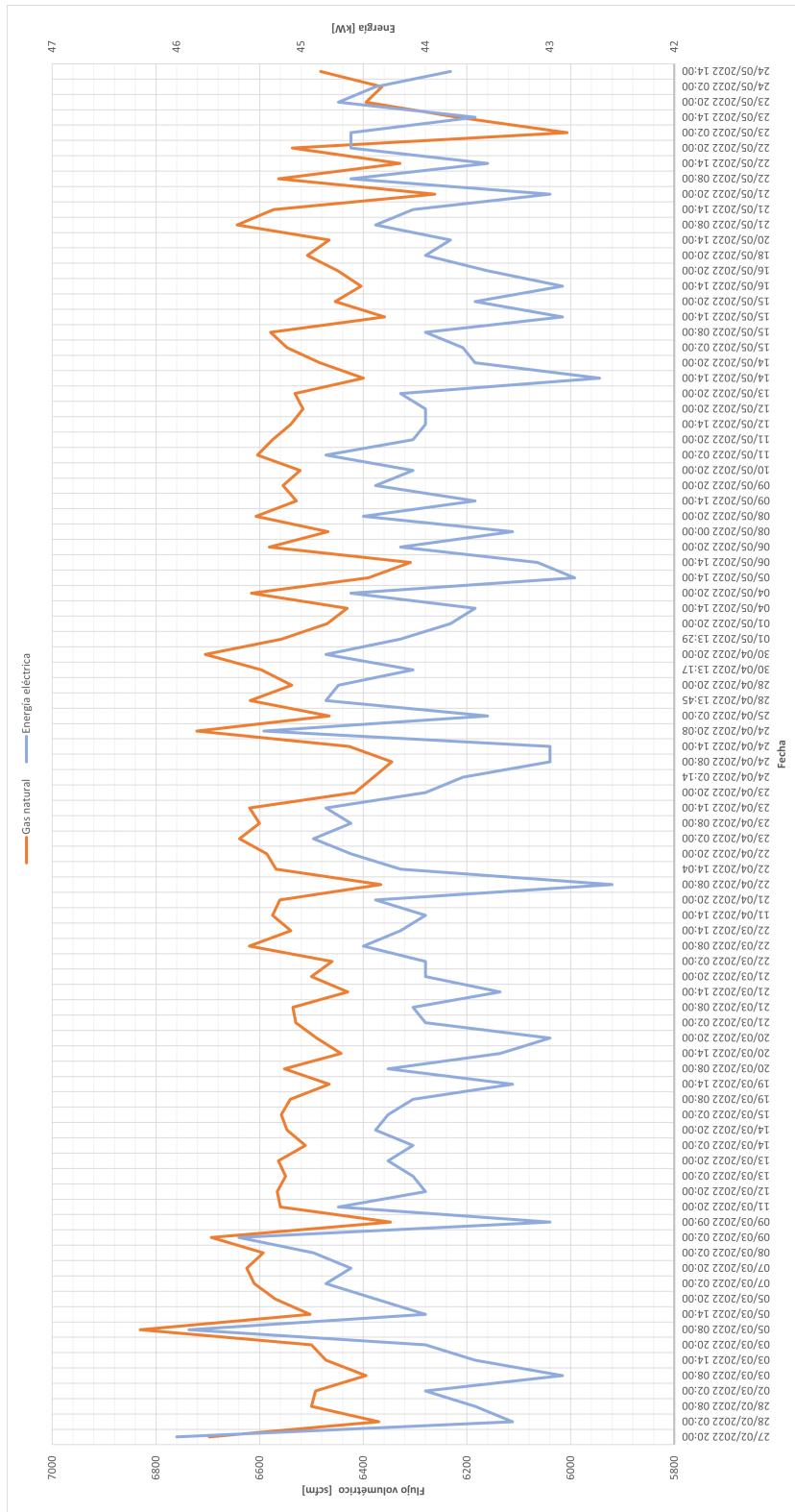


Figura 3-9.: Consumo de gas vs. energía eléctrica - Turbina 1.

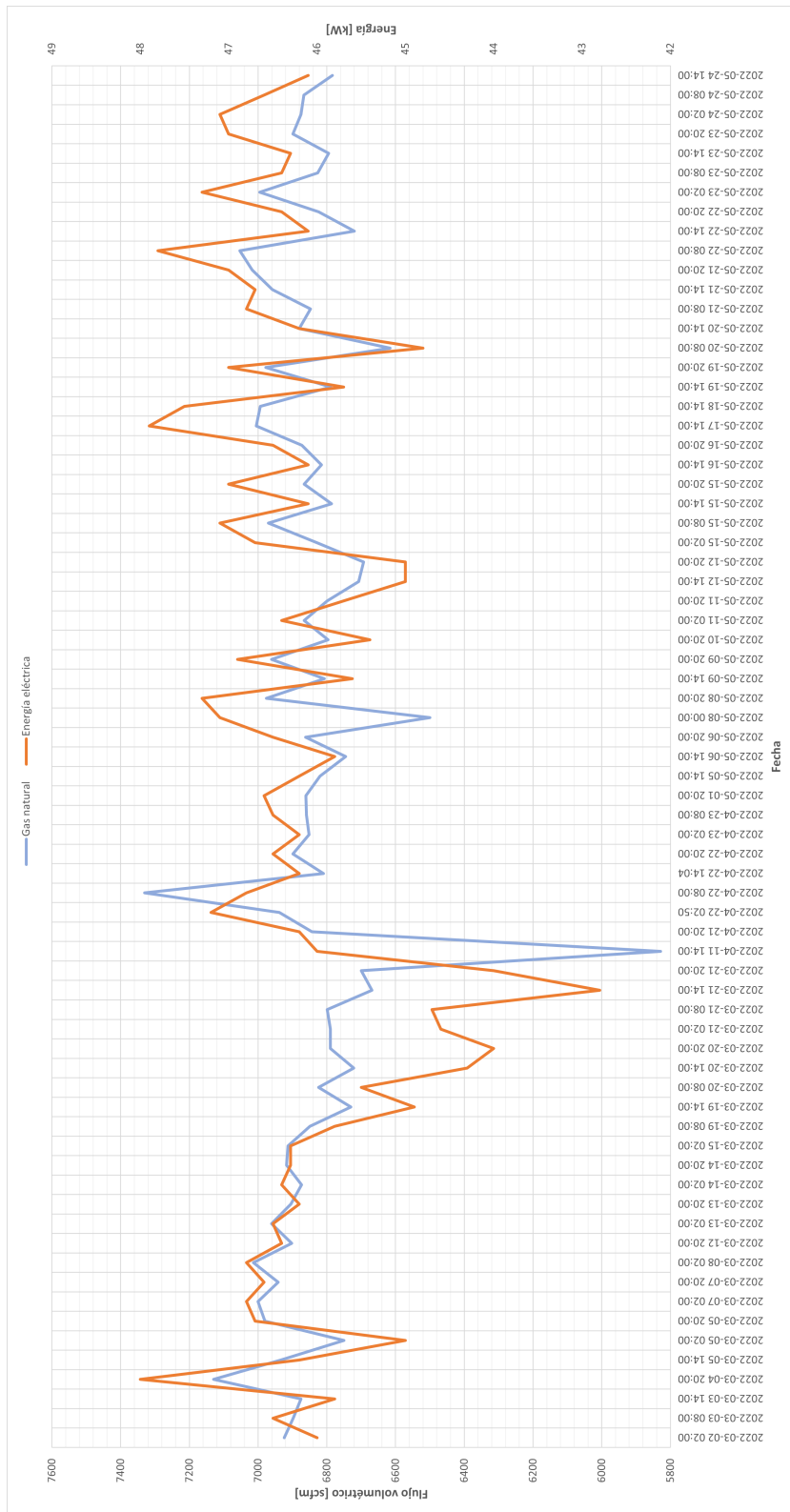


Figura 3-10.: Consumo de gas vs. energía eléctrica - Turbina 2.

4. Análisis energético

Para la realización del análisis energético, primero se procede a determinar las condiciones de diseño empleadas en la construcción de la central de generación, utilizando el PFD (Ver Anexo A) entregado por GE en el dossier del proyecto, seguido se realiza el análisis energético para las condiciones actuales de la planta con los datos recopilados en sitio.

4.1. Condiciones de diseño

A partir del Anexo A se realizó la Figura 4-1, donde se puede observar la existencia de 27 puntos de control para el ciclo de generación. Cabe mencionar que, toda la información de los equipos principales y de proceso se encuentran en unidades anglosajonas, dado que GE es una empresa americana y fue la encargada de la realización de la ingeniería básica y de detalle de la central de generación de Proelétrica.

En el PFD se indican los diferentes puntos de control que GE utilizó para definir las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo a través del ciclo de generación, además indica la dirección y la ruta que sigue cada uno dentro del ciclo de generación. En la Tabla 4-1 se muestran los datos de diseño en unidades del sistema internacionales del proceso presentados en el Anexo A.

Para realizar el análisis energético de la central de generación, utilizando las variables de diseño, se procedió a dividir el estudio en los equipos principales que hacen parte del ciclo STIG: caldera de recuperación y turbina. Para calcular la eficiencia energética de la caldera de recuperación del equipo, se determinó el aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape en cada una de las etapas de la misma. Una vez especificada la eficiencia energética de este equipo se calculó el rendimiento global del ciclo, y una vez obtenido este dato, se calcula la eficiencia energética de la turbina.

4.1.1. Combustión

Las inyecciones de alta presión de vapor sobrecalentado en la cámara de combustión del turbogenerador alteran los productos de la combustión, principalmente la producción de vapor de agua. La cantidad de vapor de agua en los gases de combustión influye altamente las propiedades de los gases de escape, por lo tanto es necesario calcularla. El agua generada

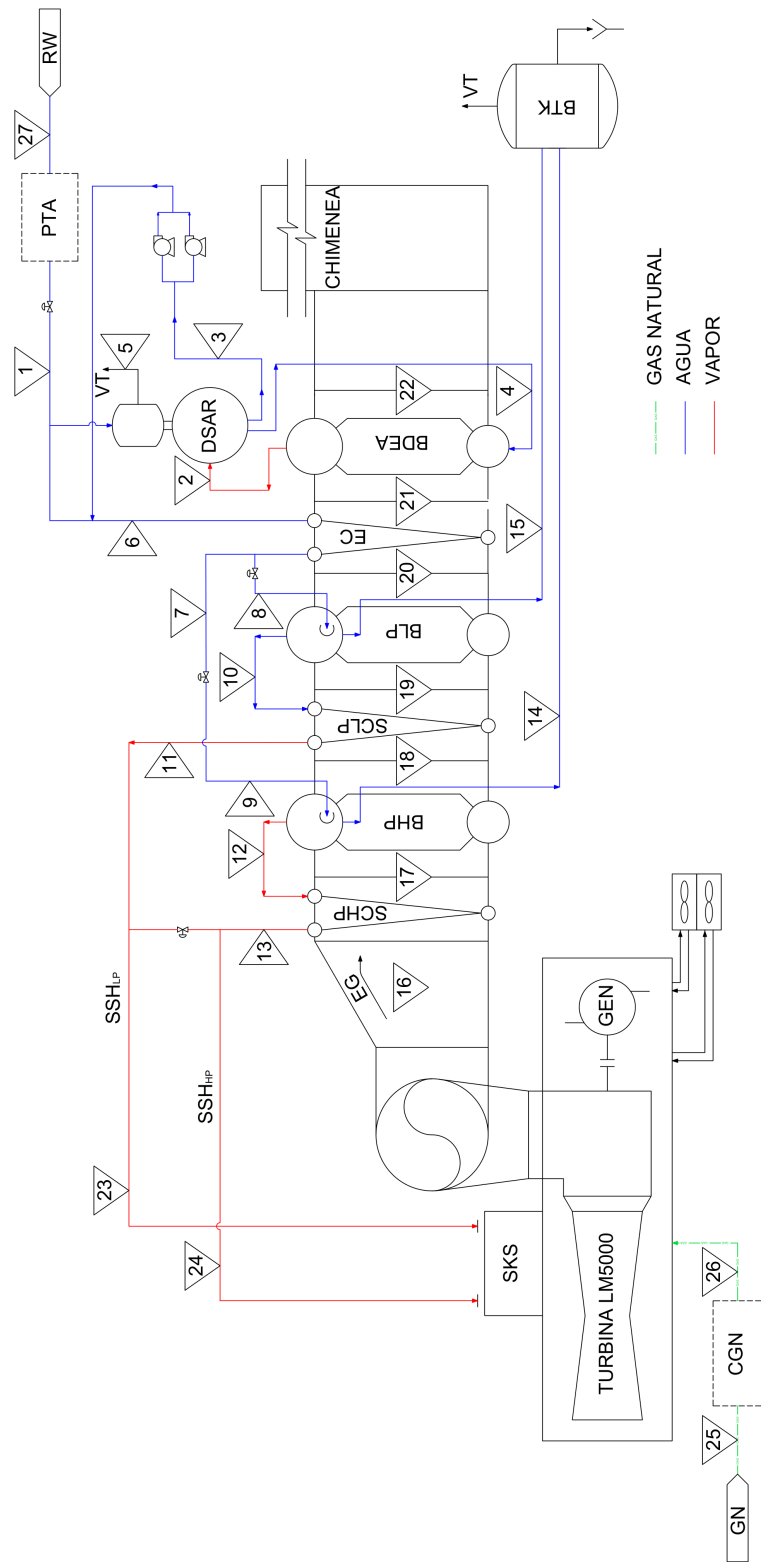


Figura 4-1.: PFD - Central de generación Proeléctrica (Fuente: GE).

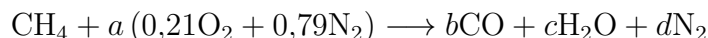
Tabla 4-1.: Datos PFD - Central de generación Proeléctrica (Fuente: GE).

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	FLUJO [kg/s]	PRESIÓN MANOMÉTRICA [bar]	TEMPERATURA [°C]
1	AGUA DESMINERALIZADA	14,69	1,29	15,6
2	VAPOR SATURADO	2,94	1,29	124,7
3	AGUA	14,69	1,29	119,6
4	AGUA	2,94	1,29	119,6
5	VAPOR SATURADO	0,01	1,29	124,7
6	AGUA	14,67	56,20	119,6
7	AGUA	14,67	56,20	192,9
8	AGUA	4,70	16,83	192,9
9	AGUA	9,97	43,60	192,9
10	VAPOR SATURADO	4,61	4,14	206,7
11	VAPOR SOBRECALENTADO	4,61	16,41	265,6
12	VAPOR SATURADO	9,78	43,60	256,9
13	VAPOR SOBRECALENTADO	9,78	42,75	314,0
14	AGUA	0,20	43,60	256,9
15	AGUA	0,09	16,83	206,7
16	COMBUSTION GAS	141,02	0,025	402,5
17	COMBUSTION GAS	141,02	0,025	391,9
18	COMBUSTION GAS	141,02	0,019	278,4
19	COMBUSTION GAS	141,02	0,018	274,2
20	COMBUSTION GAS	141,02	0,013	219,7
21	COMBUSTION GAS	141,02	0,011	191,6
22	COMBUSTION GAS	141,02	0,009	151,2
23	VAPOR SOBRECALENTADO	4,61	16,41	265,6
24	VAPOR SOBRECALENTADO	9,78	42,75	314,0
25	GAS NATURAL	4,51	11,03	18,3-40,6*
26	GAS NATURAL	4,43	48,26	135,0
27	AGUA CRUDA	42,21	2,07	15,6

*La temperatura del gas natural no es constante, depende de las condiciones de suministro del proveedor de gas natural.

durante la combustión se determina por medio de un análisis estequiométrico con base en la composición de gas natural y la de los gases de combustión secos, en la Tabla **3-1** se

muestra la cromatografía del combustible; donde se evidencia que la composición del gas es aproximadamente 99 % de Metano (CH_4), por razón se despreciaran las otras especies. La ecuación estequiométrica para la combustión de metano con aire es:



Se procede a realizar balance de especies:

$$\text{C} \longrightarrow 1(1) = b$$

$$b = 1 \text{ mol}$$

$$\text{H} \longrightarrow 1(4) = 2c$$

$$c = 2 \text{ mol}$$

$$\text{O} \longrightarrow 0,42a = 2b + c$$

$$a = 9,524 \text{ mol}$$

$$\text{N} \longrightarrow 0,79(2)a = 2d$$

$$d = 0,133 \text{ mol}$$

Calculadas las moles de los productos de la reacción estequiométrica, se calcula la relación aire combustible estequiométrica (AFR_{estq}) :

$$AFR = \frac{m_A}{m_f} \quad (4-1)$$

$$AFR_{estq} = 17,127 \quad (4-2)$$

Una vez determinada la relación aire-combustible estequiométrica se realizó el cálculo de la relación aire-combustible real, con el fin determinar la relación de equivalencia de la combustión. Para este paso se determinaron las moles de los productos, que están calculados con base a la Tabla 4-2¹, correspondiente a los resultados de laboratorio del estudio de emisiones atmosféricas de la central de generación.

Se calculó el número de moles de H_2O a partir del flujo másico del punto de control 24 (inyecciones de alta presión).

¹Estudio realizado en el año 2021 por la empresa Control de Contaminación Ltda. - Ver Anexo C.

Tabla 4-2.: Resumen resultado emisiones atmosféricas (Fuente: Proeléctrica).

Componente	Formula	% molar
Dioxido de Carbono	CO ₂	3,13
Monoxido de Carbono	CO	0,00
Oxigeno	O ₂	15,67
Nitrogeno	N ₂	81,2

$$\frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_f} \cdot \frac{M_f}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_f} \quad (4-3)$$

$$\left(\frac{77602 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{17578 \text{ lb}_f} \right) \left(\frac{16,042 \text{ kg}_f}{\text{mol}_f} \right) \left(\frac{\text{mol}_{\text{H}_2\text{O}}}{18,015 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}} \right) = 3,931 \frac{\text{mol}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{mol}_f}$$

Seguido a esto, se calcularon las moles de NO_x, sabiendo se tiene una producción de NO_x de 18,243 kg/h de acuerdo al reporte de emisiones (Ver Anexo C).

$$\frac{m_{\text{NO}_x}}{m_f} \cdot \frac{M_f}{M_{\text{NO}_x}} = \frac{n_{\text{NO}_x}}{n_f} \quad (4-4)$$

$$\frac{18,243 \text{ kg}_{\text{NO}_x}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{17578 \text{ lb}_f} \right) \left(\frac{2,205 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right) \left(\frac{16,042 \text{ kg}_f}{\text{mol}_f} \right) \left(\frac{\text{mol}_{\text{NO}_x}}{30,005 \text{ kg}_{\text{NO}_x}} \right) = 0,00122 \frac{\text{mol}_{\text{NO}_x}}{\text{mol}_f}$$

Además de esto, se tuvo en cuenta la cantidad de agua que ingresa con el aire. En la Tabla 4-3 se reportan las propiedades de aire según diseño, siendo la humedad relativa de este 100%. Lo anterior, es una consecuencia del enfriamiento del aire que se realiza en las casas de admisión de las turbinas LM5000.

Al enfriar el aire este disminuye la capacidad de almacenaje de vapor de agua, haciendo que este se sature y se genere condensación. La casa de filtros debido a esto posee un sistema de recolección y recirculación de estos condensados, que son conducidos a los tanques de filtración de la PTA de la central de generación. El sistema de refrigeración permite trabajar a temperatura y humedad relativa del aire constantes.

La presión de saturación del aire a 48 °F (8,9 °C) es 1139,52 Pa, aplicando Ley de Dalton y bajo la suposición de que el aire se comporta como un gas ideal, se obtiene que la presión del

Tabla 4-3.: Propiedades de aire admisión - Turbina LM5000 (Fuente: Proeléctrica).

Parámetro	Valor
T_{air}	8,9 °C (48 °F)
P_{air}	101 325 Pa (1,01 bar)
HR	100 %

aire seco es 100 185,48 Pa. La composición del aire seco es: $1 \text{ mol}_{DA} = 0,79 \text{ mol}_{O_2} + 0,21 \text{ mol}_{N_2}$, con esta premisa se tiene que:

$$P_{O_2} = 21038,95 \text{ Pa}$$

$$P_{N_2} = 79146,53 \text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = 1139,52 \text{ Pa}$$

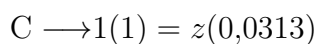
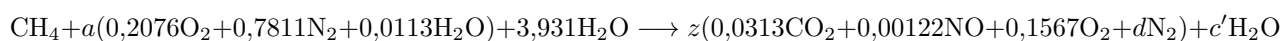
Con las presiones parciales se calcularon las fracciones volumétricas que componen el aire de admisión de la turbina LM5000.

$$y_{O_2} = \frac{21038,95 \text{ Pa}}{101325 \text{ Pa}} = 0,2076$$

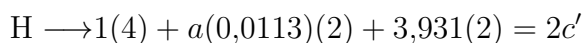
$$y_{N_2} = \frac{79146,53 \text{ Pa}}{101325 \text{ Pa}} = 0,7811$$

$$y_{H_2O} = \frac{1139,52}{101325 \text{ Pa}} = 0,0113$$

Una vez determinadas las moles de los reactantes se procedió a calcular la relación de aire-combustible real:



$$z = 31,949 \text{ mol}$$



$$c' = 6,314 \text{ mol}$$

$$O \longrightarrow a(0,2076)(2) + a(0,0113)(1) + 3,931(1) = z[(0,0313)(2) + (0,00122)(1) + (0,1567)(2)] + c'(1)$$

$$a = 33,844 \text{ mol}$$

$$N \longrightarrow (0,7811)(2)a = z[0,0013(1) + d(2)]$$

$$d = 0,827 \text{ mol}$$

Entonces

$$AFR_{real} = \left(\frac{976,393 \text{ kg}_A}{16,042 \text{ kg}_f} \right) \quad (4-5)$$

$$AFR_{real} = 60,865 \frac{kg_A}{kg_f}$$

Por lo tanto

$$\phi = \frac{AFR_{estq}}{AFR_{real}} = 0,281$$

Una vez determinado la AFR_{real} se determina el flujo másico de aire que ingresa a la turbina con la Ecuación 4-6. Para la determinación del número de moles de agua que salen de la cámara de combustión en forma de vapor de agua se utiliza la Ecuación 4-7.

$$\dot{m}_A = AFR_{real} \dot{m}_f \quad (4-6)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = c' \dot{m}_f \quad (4-7)$$

4.1.2. Caldera de recuperación

El estudio de la caldera de recuperación se hace por medio del análisis independiente de cada una de las etapas presentadas en la Sección 3.5. A continuación se presenta el análisis detallado para cada una de ellas.

Caldera DEA

La caldera DEA, se encarga de suministrar vapor al desaireador, con el fin de eliminar el oxígeno disuelto presente en el agua, mediante el flasheo de vapor [6]. Este equipo opera con la energía de los gases de escape entre el punto 21 y 22 (Ver Figura 4-1), convirtiendo el

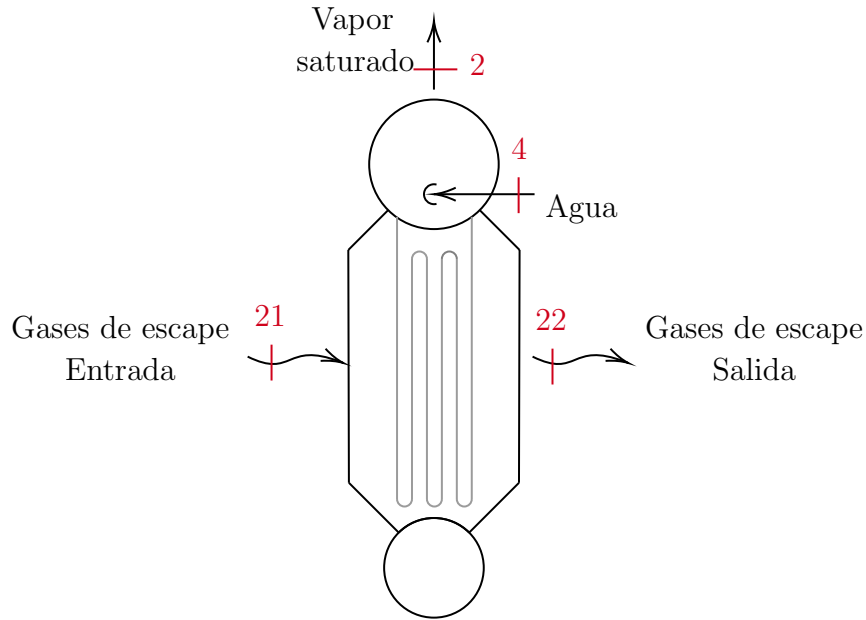


Figura 4-2.: Esquema representativo - Caldera DEA (Diseño).

agua de ingreso del punto 4 en vapor saturado. En la Figura 4-2, se presenta el esquema representativo del equipo junto con sus flujos de entrada y salida.

Balance másico agua - Caldera DEA:

$$\dot{m}_W - \dot{m}_{SS} = 0$$

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_2 = 0 \quad (4-8)$$

Balance másico gases de escape - Caldera DEA:

$$\dot{m}_{CG_{in}} - \dot{m}_{CG_{out}} = 0$$

$$\dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} = 0 \quad (4-9)$$

Balance energético - Caldera DEA:

$$\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{SS} + \dot{Q}_W = 0 \quad (4-10)$$

$$\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = 0 \quad (4-11)$$

$$h_2 = \frac{\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) + \dot{m}_4 h_4}{\dot{m}_2}$$

Eficiencia energética - Caldera DEA:

$$\eta_{BDEA} = \frac{\dot{Q}_{SS} - \dot{Q}_W}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-12)$$

$$\eta_{BDEA} = \frac{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_4}{\dot{Q}_{21} - \dot{Q}_{22}} \quad (4-13)$$

Economizador

El economizador de la caldera aprovecha la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 20 al 21 (Ver Figura 4-1), con el fin de calentar el agua de ingreso a la caldera de baja y alta presión (punto 6 y 7). En la Figura 4-3, se presenta el esquema de este equipo.

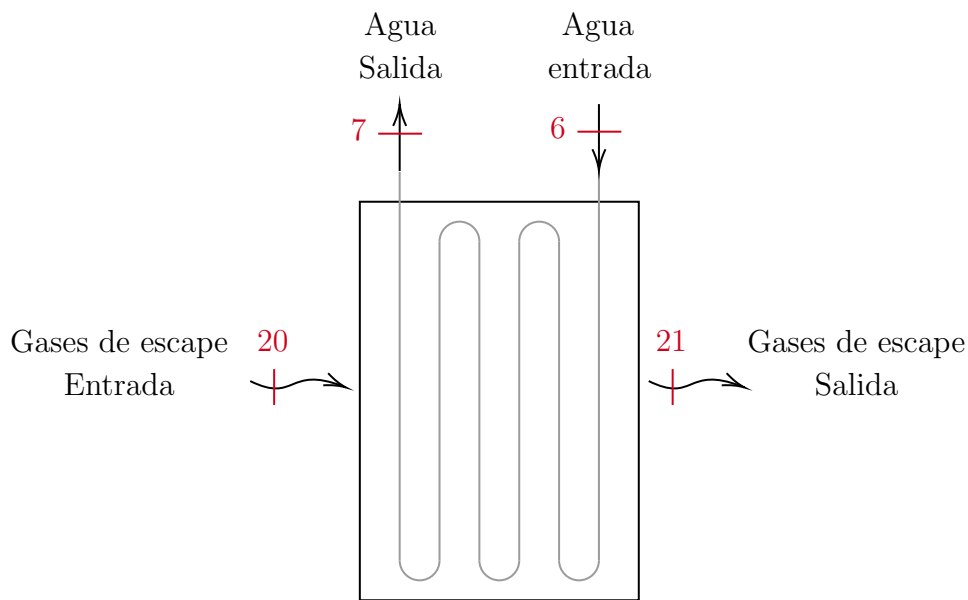


Figura 4-3.: Esquema representativo - Economizador.

Balance másico agua - Economizador:

$$-\dot{m}_{W_{out}} + \dot{m}_{W_{in}} = 0 \quad (4-14)$$

$$-\dot{m}_7 + \dot{m}_6 = 0 \quad (4-15)$$

Balance másico gases de escape - Economizador:

$$\dot{m}_{EG_{in}} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-16)$$

$$\dot{m}_{20} - \dot{m}_{21} = 0 \quad (4-17)$$

Balance energético - Economizador:

$$\dot{Q}_{EG} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{W_{out}} + \dot{Q}_{W_{in}} = 0 \quad (4-18)$$

$$\dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}) - \dot{m}_6(h_7 - h_6) = 0 \quad (4-19)$$

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21})}{\dot{m}_6} + h_6$$

Eficiencia energética - Economizador:

$$\eta_{EC} = \frac{\dot{Q}_{W_{out}} - \dot{Q}_{W_{in}}}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-20)$$

$$\eta_{EC} = \frac{\dot{Q}_7 - \dot{Q}_6}{\dot{Q}_{20} - \dot{Q}_{21}} \quad (4-21)$$

Los gases de escape de la turbina LM5000 son una mezcla de aire, vapor de agua y productos de la combustión; para la realización de este análisis energético, se asumió que el componente de aire y productos de combustión son únicamente aire, dado que la masa de los productos de combustión son despreciables en comparación con la masa de aire y vapor de agua. A continuación, se muestra el balance másico para los gases de escape:

$$\dot{m}_{EG} = \dot{m}_A + \dot{m}_{CP} + \dot{m}_S \quad (4-22)$$

Una vez obtenida el agua caliente se regula la presión, para la alimentación de la caldera de baja y la de alta presión, a las condiciones de operación del ciclo STIG establecidas por GE, ya que las inyecciones de vapor sobrecalentado a la turbina deben realizarse a presiones constantes.

Caldera de baja presión

El agua de alimentación se regula a una presión de 17,8 bar, este equipo se encarga de generar vapor saturado para alimentar el sobrecalentador de baja presión, aprovechando la energía de los gases de escape comprendida entre los puntos 19 al 20 (Ver Figura 4-1). En la Figura 4-4 se indica los flujos energéticos de los fluidos que circulan en este equipo.

En esta etapa, de acuerdo al PFD de diseño, se debe obtener vapor saturado, que será conducido al sobrecalentador de baja presión. Es imperativo que, la calidad del agua sea lo más

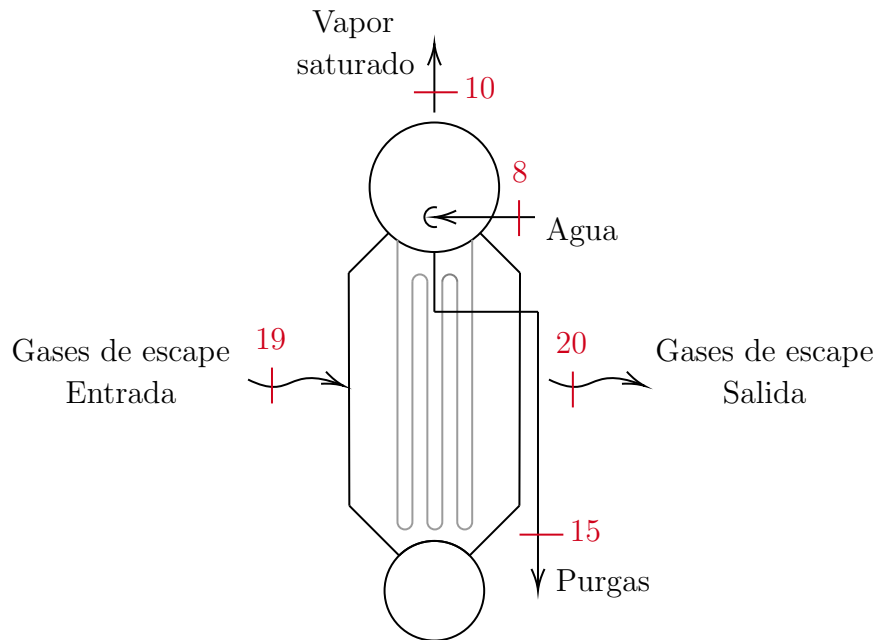


Figura 4-4.: Esquema representativo - Caldera de baja presión.

cercano a 1 para alargar la vida útil de la caldera, ya que esto evita la condensación excesiva en la tubería y ralentiza la corrosión de la misma [25].

Balance másico agua - Caldera de baja presión

$$-\dot{m}_{SS} - \dot{m}_P + \dot{m}_W = 0 \quad (4-23)$$

$$-\dot{m}_{10} - \dot{m}_{15} + \dot{m}_8 = 0 \quad (4-24)$$

Balance másico gases de escape - Caldera de baja presión

$$\dot{m}_{EG_{in}} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-25)$$

$$\dot{m}_{19} - \dot{m}_{20} = 0 \quad (4-26)$$

Balance energético - Caldera de baja presión

$$\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{SS} - \dot{Q}_P + \dot{Q}_W = 0 \quad (4-27)$$

$$\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20}) - \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_8h_8 = 0 \quad (4-28)$$

$$h_{10} = \frac{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20}) - \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_8h_8}{\dot{m}_{10}}$$

Eficiencia energética - Caldera de baja presión

$$\eta_{BLP} = \frac{\dot{Q}_{SS} + \dot{Q}_P - \dot{Q}_W}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-29)$$

$$\eta_{BLP} = \frac{\dot{Q}_{10} + \dot{Q}_{15} - \dot{Q}_8}{\dot{Q}_{19} - \dot{Q}_{20}} \quad (4-30)$$

Sobrecalentador de baja presión

El sobrecalentador de baja de presión utiliza la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 18 al 19 (Ver Figura 4-1), para generar vapor sobrecalentado de baja presión que será inyectado en la etapa de expansión de la turbina. Esto se lleva a cabo con el fin de incrementar el flujo másico y reducir temperatura. En esta etapa, se debe contar con la seguridad de que en la salida del sobrecalentador se obtenga vapor sobrecalentado, debido a que es una condición de diseño que la inyección de agua sea realizada en estado gaseoso. En caso de lo contrario, se producirían daños a los alabes de la turbina.

Balance másico agua - Sobrecalentador de baja presión:

$$-\dot{m}_{W_{out}} + \dot{m}_{W_{in}} = 0 \quad (4-31)$$

$$-\dot{m}_{11} + \dot{m}_{10} = 0 \quad (4-32)$$

Balance másico gases de escape - Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_{EG} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-33)$$

$$\dot{m}_{18} - \dot{m}_{19} = 0 \quad (4-34)$$

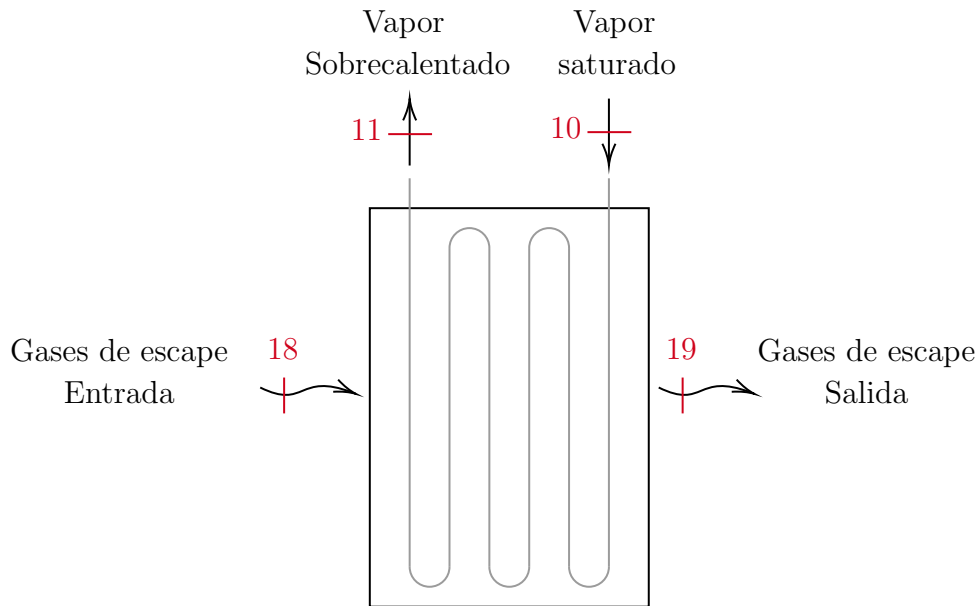


Figura 4-5.: Esquema representativo - Sobrecalentador de baja presión.

Balance energético - Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{Q}_{EG} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{SH_{out}} + \dot{Q}_{SS_{in}} = 0 \quad (4-35)$$

$$\dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) - \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) = 0 \quad (4-36)$$

$$h_{11} = \frac{\dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19})}{\dot{m}_{10}} + h_{10}$$

Eficiencia energética - Sobrecalentador de baja presión:

$$\eta_{SCLP} = \frac{\dot{Q}_{SSH} - \dot{Q}_{SS}}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-37)$$

$$\eta_{SCLP} = \frac{\dot{Q}_{11} - \dot{Q}_{10}}{\dot{Q}_{18} - \dot{Q}_{19}} \quad (4-38)$$

Caldera de alta presión

El agua de alimentación se regula a una presión de 44,62 bar, este equipo se encarga de generar vapor saturado para alimentar el sobrecalentador de baja presión, aprovechando la energía de los gases de escape comprendida entre los puntos 17 al 18 (Ver Figura 4-1). En

la Figura 4-6 se indica los flujos energéticos de los fluidos que circulan en este equipo.

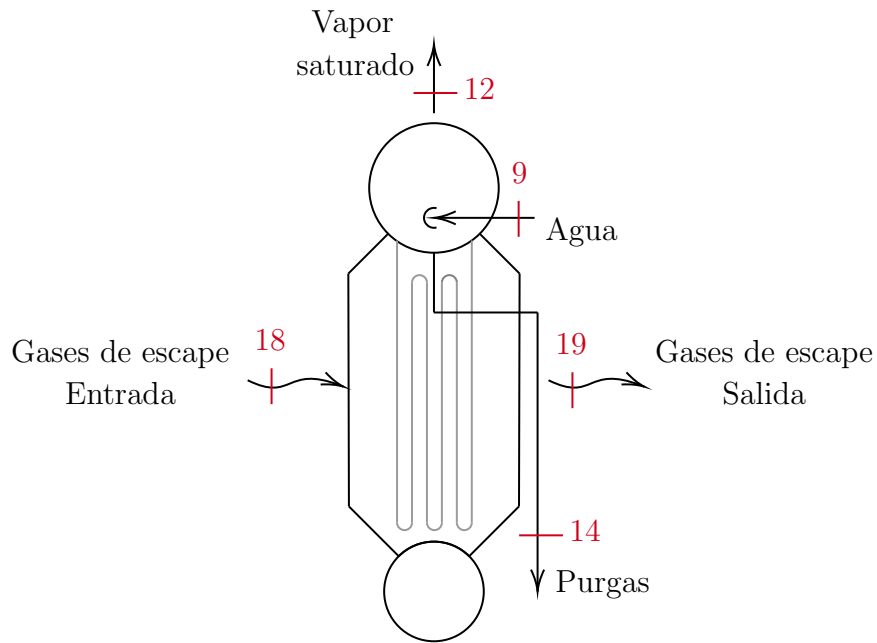


Figura 4-6.: Esquema representativo - Caldera de alta presión.

Balance másico agua - Caldera de alta presión:

$$-\dot{m}_{SS} - \dot{m}_P + \dot{m}_W = 0 \quad (4-39)$$

$$-\dot{m}_{12} - \dot{m}_{14} + \dot{m}_9 = 0 \quad (4-40)$$

Balance másico gases de escape - Caldera de alta presión:

$$\dot{m}_{EG_{in}} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-41)$$

$$\dot{m}_{18} - \dot{m}_{19} = 0 \quad (4-42)$$

Balance energético - Caldera de alta presión:

$$\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{SS} - \dot{Q}_P + \dot{Q}_W = 0 \quad (4-43)$$

$$\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_9h_9 = 0 \quad (4-44)$$

$$h_{12} = \frac{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) - \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_9h_9}{\dot{m}_{12}}$$

Eficiencia energética - Caldera de alta presión:

$$\eta_{BHP} = \frac{\dot{Q}_{SS} + \dot{Q}_P - \dot{Q}_W}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-45)$$

$$\eta_{BHP} = \frac{\dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{13} - \dot{Q}_9}{\dot{Q}_{18} - \dot{Q}_{19}} \quad (4-46)$$

Sobrecalentador de alta presión

El sobrecalentador de alta de presión utiliza la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 16 al 17 (Ver Figura 4-1), para generar vapor sobrecalentado de alta presión, que será inyectado en dos puntos de la turbina LM5000. La primera inyección se realiza en las toberas de gas para controlar las emisiones de NO_x, mientras que, la segunda se inyecta en la descarga del compresor de alta presión.

Balance másico agua - Sobrecalentador de alta presión:

$$-\dot{m}_{SSH_{out}} + \dot{m}_{SS_{in}} = 0 \quad (4-47)$$

$$-\dot{m}_{13} + \dot{m}_{12} = 0 \quad (4-48)$$

Balance másico gases de escape - Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_{EG} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-49)$$

$$\dot{m}_{16} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (4-50)$$

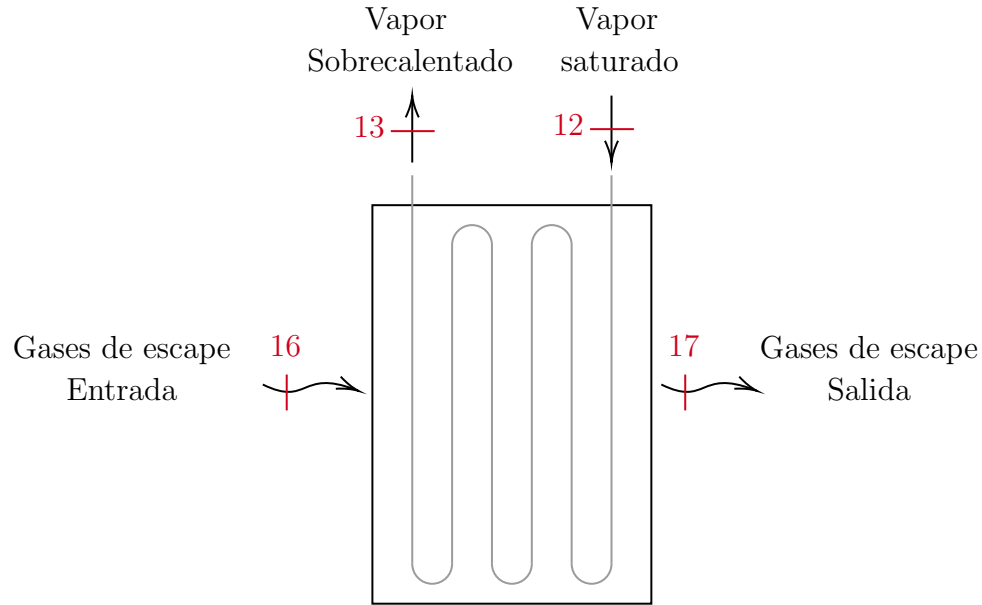


Figura 4-7.: Esquema representativo - Sobrecalentador de alta presión.

Balance energético - Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{Q}_{EG} - \dot{Q}_{EG_{out}} - \dot{Q}_{SSH_{out}} + \dot{Q}_{SS_{in}} = 0 \quad (4-51)$$

$$\dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17}) - \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) = 0 \quad (4-52)$$

$$h_{13} = \frac{\dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17})}{\dot{m}_{12}} + h_{12}$$

Eficiencia energética - Sobrecalentador de alta presión:

$$\eta_{SHP} = \frac{\dot{Q}_{SSH} - \dot{Q}_{SS}}{\dot{Q}_{EG_{in}} - \dot{Q}_{EG_{out}}} \quad (4-53)$$

$$\eta_{SHP} = \frac{\dot{Q}_{13} - \dot{Q}_{12}}{\dot{Q}_{16} - \dot{Q}_{17}} \quad (4-54)$$

La eficiencia global de la caldera de recuperación se calcula de la siguiente forma, la energía térmica de los gases de escape aprovechado por las diferentes etapas de la caldera de recuperación vs. la energía térmica comprendida entre los puntos 16 - 21 (Ver Figura 4-1).

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{SCHP} + \dot{Q}_{BHP} + \dot{Q}_{SCLP} + \dot{Q}_{BLP} + \dot{Q}_{EC}}{\dot{Q}_{16-21}} \quad (4-55)$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{35\,459,73 \text{ kW}}{36\,956,27 \text{ kW}} = 95,95 \%$$

4.1.3. Turbina

La eficiencia energética de la turbina se determina de manera indirecta. Dado que, el consumo de combustible es uno de los datos de mayor control e interés en una central de este tipo y conociendo la generación de energía eléctrica, se obtiene la eficiencia global del ciclo. Dato compuesto por la eficiencia del generador eléctrico y de la turbina, Así, se procede a despejar la eficiencia de la turbina, teniendo en cuenta que, el dato del generador eléctrico es conocido y equivale a 98 %.

La generación de energía eléctrica de diseño de la central es de 46,3 MW con un consumo de 7 973 kg/h (17 578 lb/h) de gas natural. Tomando las propiedades del gas natural reportadas en la Tabla **3-1**, se procede a calcular el consumo volumétrico de gas natural.

$$\Phi_{V_{GN}} = \frac{Q_{M_{GN}}}{\rho_{GN}} \quad (4-56)$$

$$\Phi_{V_{GN}} = \frac{7\,973 \text{ kg/h}}{0,685 \text{ kg/m}^3} = 11\,646,1 \frac{\text{m}^3}{h}$$

Una vez determinado el flujo volumétrico de gas natural y con el poder calorífico inferior (LHV) del gas natural se determina la energía del combustible.

$$\dot{E}_{GN} = \Phi_{V_{GN}} LHV$$

$$\dot{E}_{GN} = 3,24 \frac{\text{m}^3}{s} \left(34\,022,3 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\dot{E}_{GN} = 110\,062,5 \text{ kW} = 110,06 \text{ MW}$$

Seguido se procede a calcular la eficiencia energética global del ciclo.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{E}_{ELC}}{\dot{E}_{GN}} \quad (4-57)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{46,3 \text{ MW}}{110,06 \text{ MW}} = 44,16 \%$$

Conocida la eficiencia global del ciclo se procede a calcular la eficiencia de la turbina LM5000 operando bajo el ciclo STIG.

$$\eta_T = \frac{\eta_{ciclo}}{\eta_{GEN}}$$

$$\eta_T = \frac{44,16 \%}{98 \%} = 45,06 \%$$

Una vez calculada la eficiencia energética global de la turbina se procede a realizar el análisis energético para cada uno de los subsistemas de esta. En la Figura 4-8 se muestra el esquema de la turbina donde se identifican los subsistemas: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión.

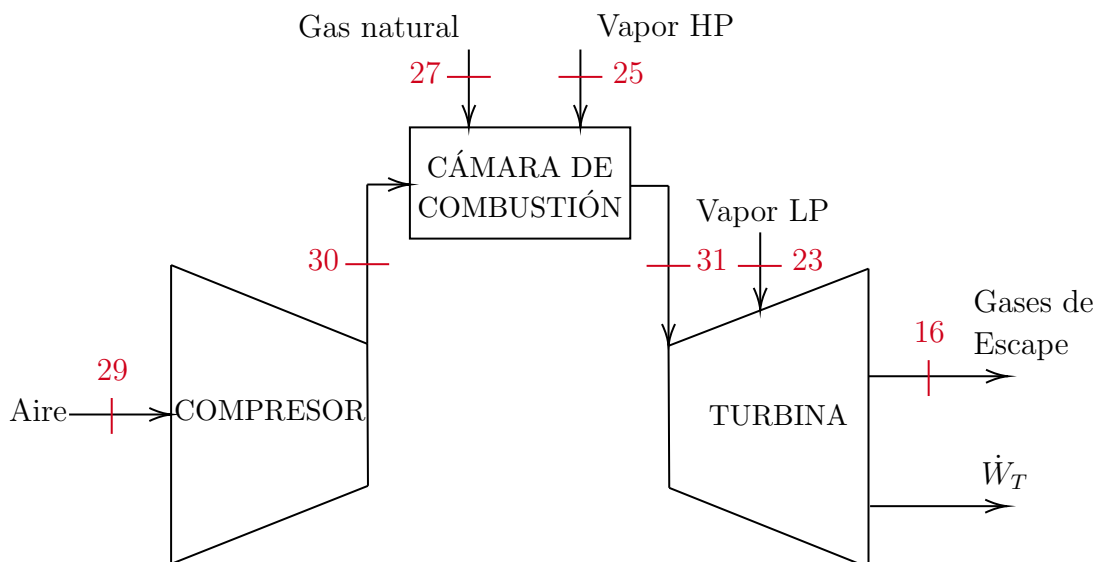


Figura 4-8.: Esquema Turbina - Subsistemas.

4.1.4. Compresor

El compresor de la turbina se encarga de aumentar la presión de admisión del aire de la cámara de combustión. En la Figura 4-9 se muestra el esquema del compresor de la turbina

con los respectivos flujos que intervienen en este equipo, con esta información se procede a plantear las Ecuaciones 4-59 y 4-60 correspondiente al balance másico y energético respectivamente.

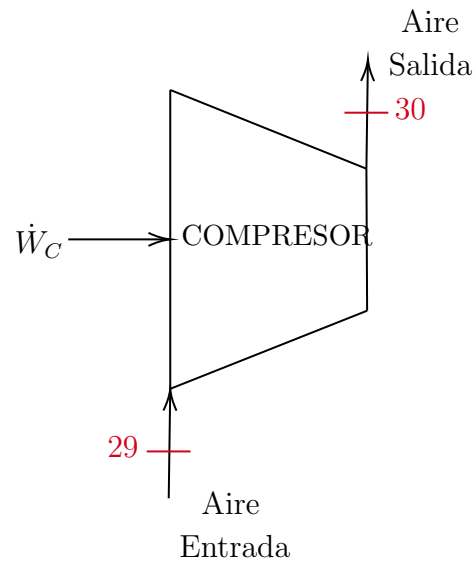


Figura 4-9.: Esquema representativo - Compresor turbina.

Balance másico - Compresor turbina

$$\dot{m}_{A_{in}} - \dot{m}_{A_{out}} = 0 \quad (4-58)$$

$$\dot{m}_{29} - \dot{m}_{30} = 0 \quad (4-59)$$

Balance energético - Compresor turbina

$$\dot{W}_C + \dot{m}_A(h_{A_{in}} - h_{A_{out}}) = 0$$

$$\dot{W}_C + \dot{m}_{29}(h_{31} - h_{30}) = 0 \quad (4-60)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{29}(h_{30} - h_{31})$$

4.1.5. Cámara de combustión

En la cámara de combustión se produce la reacción química entre la mezcla de aire y el combustible, generando el calor que será transmitido al fluido de trabajo. En la Figura 4-10 se muestra el esquema de la cámara de combustión, donde se indican los flujos que

intervienen en este equipo, con esta información se procedió a plantear las ecuaciones 4-64 y 4-64, correspondientes al balance másico y energético respectivamente.

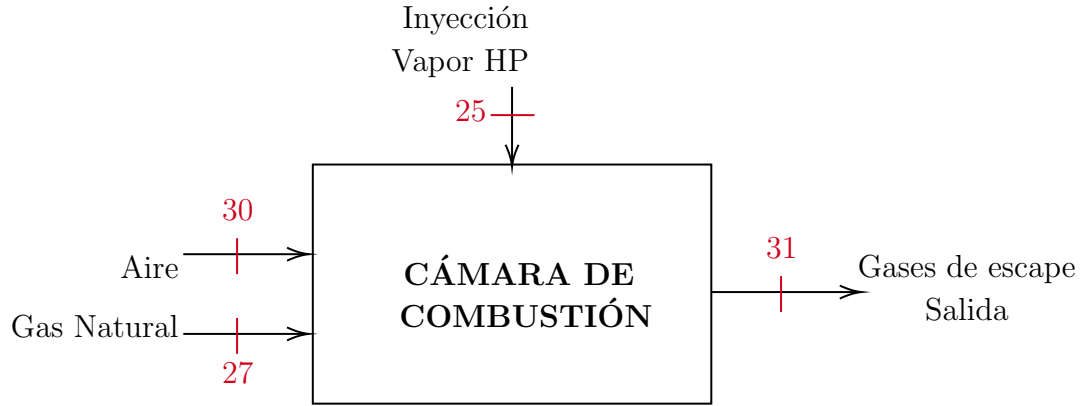


Figura 4-10.: Esquema representativo - Cámara de combustión.

Balance másico - Cámara de combustión

$$\dot{m}_{A_{in}} + \dot{m}_f + \dot{m}_{SSH\text{P}} - \dot{m}_{EG} = 0 \quad (4-61)$$

$$\dot{m}_{30} + \frac{\dot{m}_{27}}{2} + \dot{m}_{25} - \dot{m}_{31} = 0 \quad (4-62)$$

Balance energético - Cámara de combustión

$$\dot{m}_{A_{in}} h_{A_{in}} + \dot{m}_{V_f} LHV_f + \dot{m}_{SH\text{P}} h_{SH\text{P}} - \dot{m}_{EG} h_{EG} = 0 \quad (4-63)$$

$$\dot{m}_{30} h_{30} + \frac{\dot{m}_{27}}{2} LHV_f + \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{31} h_{31} = 0 \quad (4-64)$$

4.1.6. Turbina de expansión

La turbina de expansión convierte la energía térmica del fluido de trabajo en energía mecánica, aprovechando así, la expansión del fluido para hacer girar el eje de potencia que esta conectado a un generador, convirtiendo de este modo la energía mecánica en eléctrica. En la Figura 4-11 se presenta el esquema de este equipo, donde se muestran los flujos que intervienen en este. Utilizando esta información, se plantearon las ecuaciones 4-66 y 4-68 correspondientes al balance másico y energético respectivamente.

Balance másico - Turbina de expansión

$$\dot{m}_{IG} + \dot{m}_{SSLP} - \dot{m}_{EG} = 0 \quad (4-65)$$

$$\dot{m}_{31} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{16} = 0 \quad (4-66)$$

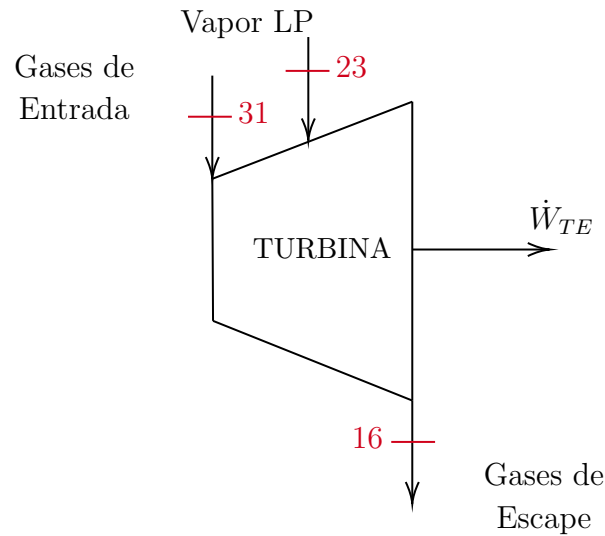


Figura 4-11.: Esquema representativo - Turbina de expansión.

Balance energético - Turbina de expansión

$$-W_{TE} + \dot{m}_{SSLP}h_{SSLP} + \dot{m}_{EG}(h_{IG} - h_{EG}) = 0 \quad (4-67)$$

$$-W_{TE} + \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{16}(h_{31} - h_{16}) = 0 \quad (4-68)$$

$$W_{TE} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{16}(h_{31} - h_{16})$$

4.1.7. Resultados

La verificación de las variables del proceso presentado por GE, se realizó mediante una hoja de cálculo de Excel, en la que se utilizaron macros para la determinación de las propiedades térmicas del agua y gases de escape, este último tratándolo como aire + vapor. Realizados los cálculos se evidencia que existe una variación en la temperatura y estado del agua en comparación a los datos reportados en el PFD de diseño. En la Figura 4-12 se reportan los resultados del comportamiento de la temperatura del agua calculada vs. diseño a través del ciclo.

En la Figura 4-12 y Tabla 4-4, se observa que el estado termodinámico y condiciones de salida de las calderas difieren entre la calculada y la de diseño. Se infiere que para los puntos 2, 4, 10 y 12 (Ver Figura 4-1) la energía térmica de los gases de escape utilizada en los cálculos de diseño es superior a la reportada en este trabajo, teniendo desviaciones entre un 2-2,5%, siendo un margen aceptable. Por otro lado, se evidencia que en los cálculos de diseño se presenta un error en las condiciones termodinámicas reportadas en los puntos 11

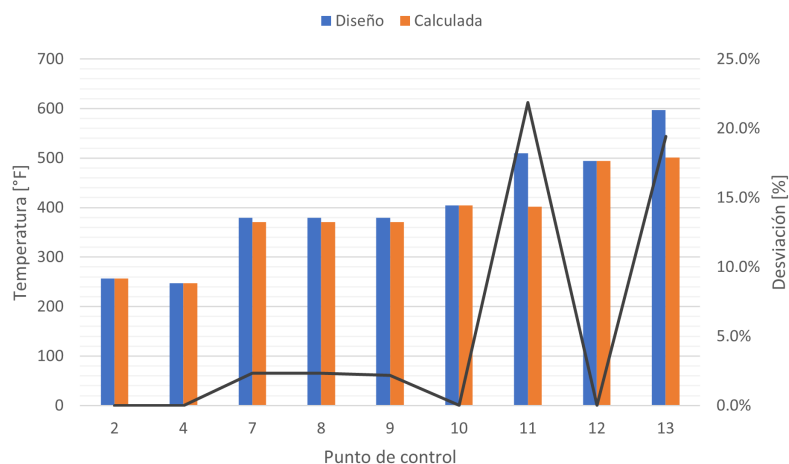


Figura 4-12.: Comparación temperatura agua calculadas vs. diseño - Circuito generación vapor

y 13 ya que, para obtener el resultado indicado en el PFD de diseño se requeriría adicionar energía externa a los sobrecalentadores, por lo tanto el estado obtenido del fluido no es el indicado para llevar a cabo las inyecciones de vapor a la turbina, es necesario validar con datos de campo el estado real de estas inyecciones.

Tabla 4-4.: Estados de proceso diseño vs calculadas - Proceso de generación de vapor.

Punto de control	Estado termodinámico		
	Diseño GE	Calculada	Calidad
2	Vapor saturado	Vapor	0,98
4	Agua	Agua	-
6	Agua	Agua	-
7	Agua	Agua	-
8	Agua	Agua	-
9	Agua	Agua	-
10	Vapor	Vapor	0,92
11	Vapor sobrecalentado	Vapor	0,99
12	Vapor saturado	Vapor	0,91
13	Vapor sobrecalentado	Vapor sobrecalentado	1,01

4.2. Estado actual central de generación

Una vez realizado el análisis energético para las condiciones de diseño, se procedió a realizar lo mismo para las condiciones actuales de la central de generación, que cuenta con un sistema de control y de supervisión llamado “Foxboro”. Este sistema recopila la información de todas las variables de los procesos que cuentan con monitoreo. Puesto que, para este trabajo se utilizó información que fue recopilada durante 4 meses, se encontraron ciertas dificultades, siendo la más importante, la organización de información e identificación de las variables requeridas para poder realizar el planteamiento de las ecuaciones de balance de masa y energía.

Posteriormente, se realizó el análisis energético a los casos reportados en la Tabla 4-5, donde se indica la fecha y hora de la supervisión. Estos casos fueron seleccionados por dos motivos; el primero, se basa en que los datos registrados coinciden con los horarios de supervisión de la central de generación. En segundo lugar, los casos escogidos contienen toda la información disponible para realizar el análisis energético. Cabe aclarar que, al contar con una cantidad limitada de variables de proceso medidas, fue necesario obtener la información de las variables de proceso faltantes de manera indirecta, en las secciones posteriores se indicará con detalle las suposiciones que se realizaron.

Casos	Fecha	Hora
1	23/04/2022	02:00
2	22/04/2022	08:00
3	11/04/2022	14:00
4	11/03/2022	20:00

Tabla 4-5.: Casos - Análisis energético central de generación Proeléctrica.

Por otro lado, en la revisión de la información de diseño y la obtenida en la central de generación se encontró una desviación respecto a lo expuesto en el PFD. La alimentación de vapor al desaireador se realiza a través de una extracción de la caldera de baja presión y no de la caldera DEA, tal como lo muestra el PFD de diseño de la central de generación (Ver Figura 4-1). Esta modificación, se realizó porque la caldera DEA no recibía la suficiente energía de los gases de escape para la generación vapor saturado. Este equipo actualmente trabaja como un calentador del agua del desaireador, con el fin de incrementar la temperatura del agua de ingreso del economizador. En la figura 4-13, se muestra el diagrama de flujo con el cual opera, actualmente, la central de generación Proeléctrica.

Como parte de la revisión de la información, se identificaron las variables de proceso que actualmente se monitorean y permiten definir las propiedades térmicas de los diferentes puntos de control del ciclo de generación. En la Tabla 4-6, se lista el nombre de las variable de

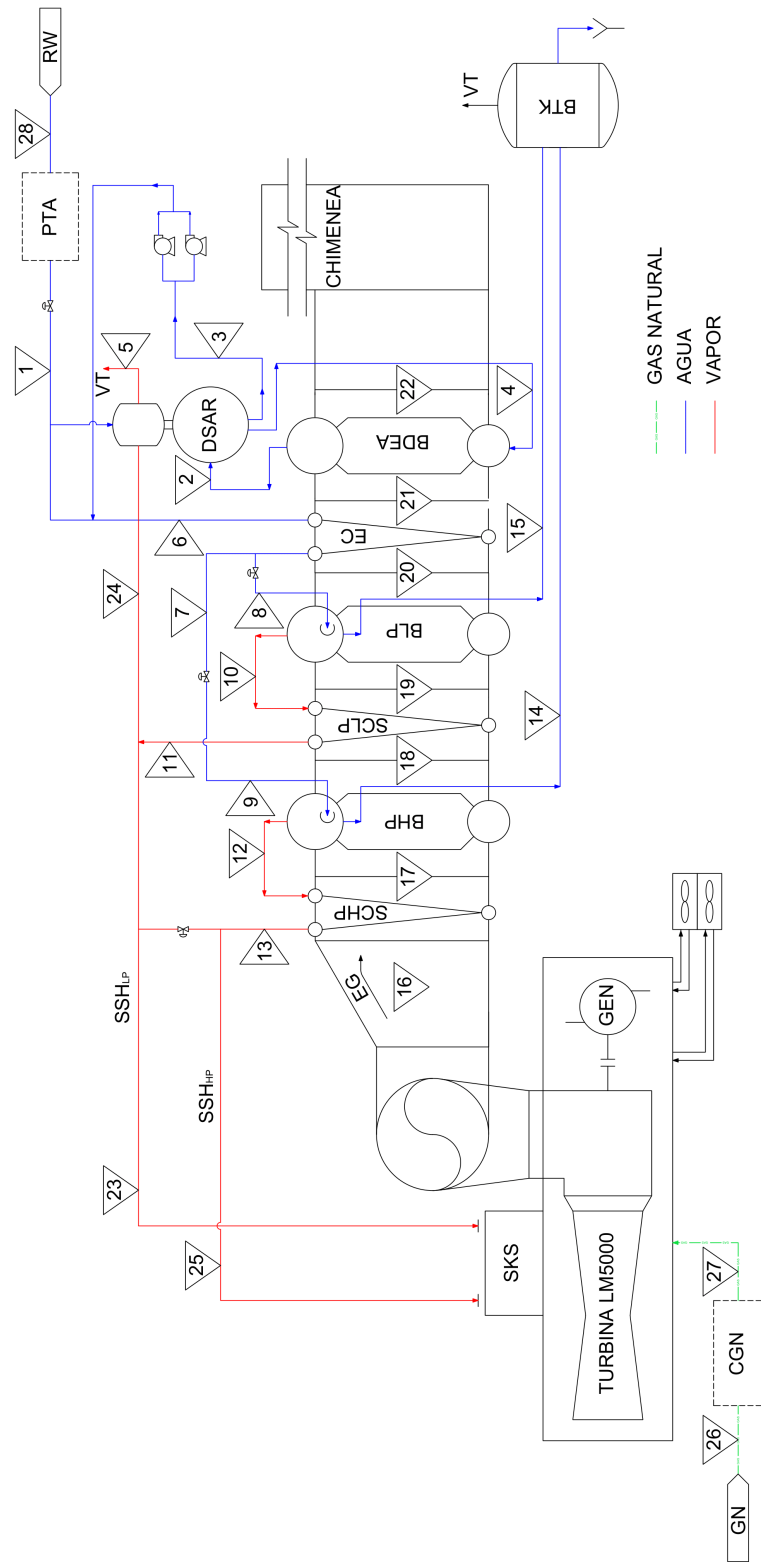


Figura 4-13.: PFD Actualizado - Central de generación Proeléctrica.

proceso y su correspondencia con el punto de control del PFD de la central generación (Ver Figura 4-13).

Tabla 4-6.: Variables de proceso - Monitoreo Proeléctrica.

FLUIDO	PUNTO DE CONTROL	VARIABLE DE PROCESO
AGUA DESMINERALIZADA	1	TEMPERATURA
AGUA	6	PRESIÓN
AGUA	7	TEMPERATURA
AGUA	8	FLUJO MASICO
AGUA	9	FLUJO MASICO
VAPOR SOBRECALENTADO	11	PRESIÓN
VAPOR SOBRECALENTADO	11	TEMPERATURA
VAPOR SATURADO	12	PRESIÓN
VAPOR SOBRECALENTADO	13	TEMPERATURA
GASES DE ESCAPE	16	TEMPERATURA
VAPOR SOBRECALENTADO	23	FLUJO MASICO
VAPOR SOBRECALENTADO	23	PRESIÓN
VAPOR SOBRECALENTADO	24	PRESIÓN
VAPOR SOBRECALENTADO	25	PRESIÓN
VAPOR SOBRECALENTADO	25	TEMPERATURA

Como primera parte del ejercicio, se determinó el calor aprovechado de los gases en cada una de las etapas de la caldera de recuperación. La central de generación no cuenta con una medición del flujo de gases de escape, por lo que se obtuvo este dato de manera indirecta y se realizó mediante la ecuación de conservación de masa. En la Figura 4-14 se muestran los diferentes flujos que entran y salen de la Turbina LM5000.

Balance másico - Turbina LM5000:

$$\dot{m}_A + \dot{m}_f + \dot{m}_{SSLP} + \dot{m}_{SSHP} = \dot{m}_{EG} \quad (4-69)$$

Una vez obtenido el flujo másico de los gases de escape, se determinó la cantidad de vapor que hace parte de estos gases. Para lograr este objetivo, se realizó el mismo planteamiento de combustión llevado a cabo en a la sección 4.1.1, determinando el número de moles de agua producida por cada mol de combustible. Una vez determinado el aporte de agua por la combustión se le suma el flujo másico de la inyección de vapor de baja presión. Ya con

la composición de los gases de escape, se procedió a calcular la energía disponible para cada una de la etapas de la caldera de recuperación.

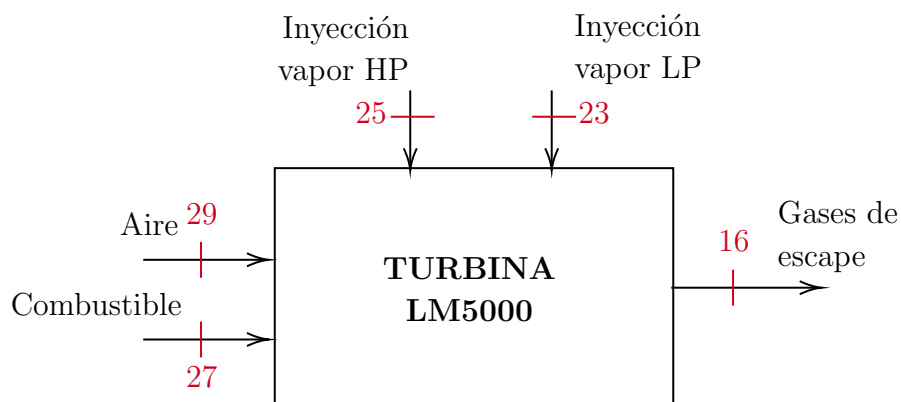


Figura 4-14.: Flujos ciclo STIG - Balance másico.

4.2.1. Caldera de recuperación de calor

El análisis de la caldera de recuperación se realizó de acuerdo al flujo másico de los gases de escape, disponible en cada uno de los casos a analizar, y con la distinción de aporte energético de los gases de combustión y vapor. A continuación, se procede a realizar el análisis energético para cada una de las etapas de la caldera de recuperación.

Caldera DEA y Desaireador

La caldera DEA, actualmente, esta trabajando como un calentador de agua del desaireador. En la Figura 4-15 se indican los diferentes flujos con los cuales opera estos equipos.

Para obtener la entalpía de salida de la caldera DEA, fue necesario realizar un balance donde interviniera la inyección de vapor de baja presión que se realiza al desaireador. Por lo tanto, para el análisis energético se tuvo en cuenta la caldera DEA acoplada al desaireador. La planta de generación no cuenta con una medición del caudal másico del agua que fluye por la caldera DEA, por lo que, se usó el parámetro de diseño utilizado en PFD entregado por GE, el cual establece que este flujo es el 20% del flujo másico del agua de alimentación del desaireador ($\dot{m}_2 = \dot{m}_4 = 0,2 \dot{m}_1$).

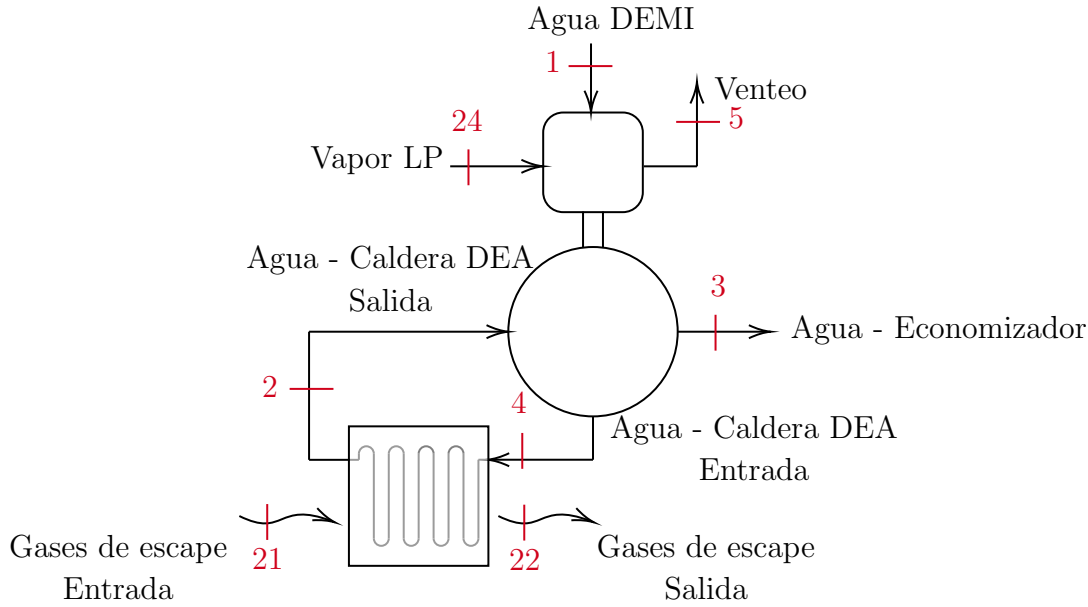


Figura 4-15.: Esquema representativo - Caldera DEA y Desaireador.

Balance másico agua - Caldera DEA y desaireador:

$$\dot{m}_{DEA} + \dot{m}_{SSLP} - \dot{m}_V - \dot{m}_W + \dot{m}_{HW} - \dot{m}_{EC} = 0 \quad (4-70)$$

$$\dot{m}_{24} - \dot{m}_5 - \dot{m}_2 + \dot{m}_4 - \dot{m}_3 = 0 \quad (4-71)$$

Balance másico gases de escape - Caldera DEA y desaireador:

$$\dot{m}_{EG_{in}} - \dot{m}_{EG_{out}} = 0 \quad (4-72)$$

$$\dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} = 0 \quad (4-73)$$

Balance energético - Caldera DEA y desaireador:

$$\dot{Q}_{CG_{in}} - \dot{Q}_{CG_{out}} + \dot{Q}_{DEMI} + \dot{Q}_{SSLP} - \dot{Q}_V - \dot{Q}_W + \dot{Q}_{HW} - \dot{Q}_{P-ECO} = 0 \quad (4-74)$$

$$\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 = 0 \quad (4-75)$$

$$h_2 = \frac{\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_2}$$

Economizador

El economizador se encarga de calentar el agua de alimentación de las calderas de alta y baja presión, aprovechando la energía de los gases de escape comprendida entre los puntos 20 al 21 (Ver Figura 4-13). La central de generación no cuenta con la medición de flujo másico que fluye a través de este equipo, este dato se obtiene de la suma de los flujos másicos que ingresan a la caldera de alta y baja presión, las purgas de estos dos equipos y la inyección de vapor del desaireador, este último dato también se obtiene de manera indirecta y corresponde a la diferencia entre el flujo másico que sale de la caldera de baja presión y el flujo másico de la inyección de baja presión de la turbina. El esquema de los flujos que intervienen en este equipo se muestran en la Figura 4-3, para el balance másico se utiliza la Ecuación 4-17 y para el balance energético la Ecuación 4-19.

Caldera baja presión

La caldera de baja presión aprovecha la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 19 al 21 (Ver Figura 4-13), para el análisis de este equipo, únicamente se tienen datos del flujo másico y presión de entrada, y se utiliza la premisa de diseño donde se establece que las purgas continuas corresponden al 2% del flujo másico de entrada. El esquema de los flujos que intervienen en este equipo se muestran en la Figura 4-4, para el balance másico se utiliza la Ecuación 4-25 y para el balance energético la Ecuación 4-28.

Sobrecalentador de baja presión

El Sobrecalentador de baja presión aprovecha la energía de los gases de escape comprendida entre los puntos 18 al 19 (Ver Figura 4-13), para este equipo la central de generación monitorea las condiciones de salida del vapor, con el fin de garantizar que este se encuentre en estado sobrecalentado. El esquema de los flujos que intervienen en este equipo se muestran en la Figura 4-5, para el balance másico se utiliza la Ecuación 4-34 y para el balance energético la Ecuación 4-36.

Caldera de alta presión

La caldera de alta presión aprovecha la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 17 al 18 (Ver Figura 4-13), para este equipo los datos monitoreados son la temperatura y presión de ingreso del agua a la caldera. El esquema de los flujos que intervienen en este equipo se muestran en la Figura 4-6, para el balance másico se utiliza la Ecuación 4-42 y para el balance energético la Ecuación 4-44.

Sobrecalentador de alta presión

El Sobrecalentador de alta presión aprovecha la energía de los gases de escape, comprendida entre los puntos 16 al 17 (Ver Figura 4-13), a este equipo le es monitoreada la temperatura y

presión de salida del vapor; esta es la caldera en la que el personal de operación presta mayor atención, puesto que las inyecciones de vapor de alta presión son de alta criticidad para el correcto funcionamiento de la turbina LM5000. El esquema de los flujos que intervienen en este equipo se muestran en la Figura 4-7, para el balance másico se utiliza la Ecuación 4-50 y para el balance energético la Ecuación 4-52.

4.2.2. Turbina

Las turbinas LM5000 son los equipos de mayor importancia de la central de generación Proeléctrica. En la Figura 4-16, se presenta el esquema de los flujos que intervienen en este equipo. En la Ecuación 4-77 se presenta el balance másico global y en la Ecuación 4-77 el balance energético global. Todas las variables de entrada para este equipo son conocidas a excepción del calor aportado por la combustión, este dato se puede obtener fácilmente despejando la Ecuación 4-77. En el desarrollo de este trabajo para el cálculo de la eficiencia se utilizó el procedimiento realizado en la sección 4.1.3.

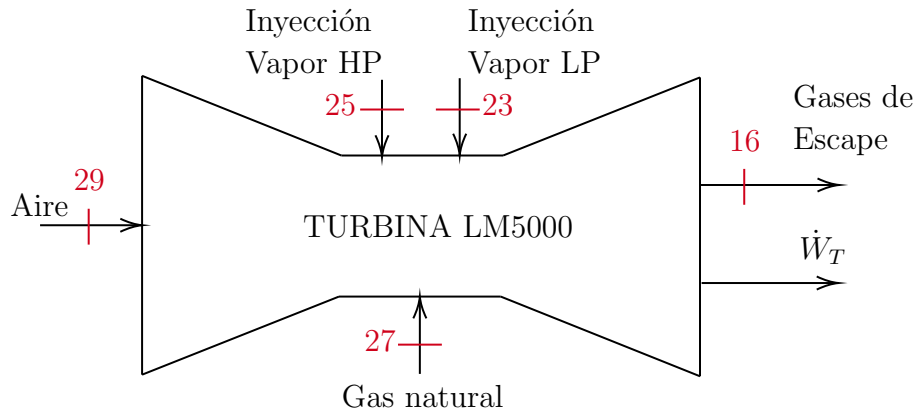


Figura 4-16.: Esquema representativo - Turbina.

Balance másico - Turbina LM5000:

$$\dot{m}_f + \dot{m}_A + \dot{m}_{SSHP} + \dot{m}_{SSLP} - \dot{m}_{EG} = 0 \quad (4-76)$$

Balance energético - Turbina LM5000:

$$\dot{Q}_f + \dot{m}_{Ain} h_{inA} + \dot{m}_{SSHP} h_{SSHP} + \dot{m}_{SSLP} h_{SSLP} - \dot{m}_{EG} h_{EG} - W = 0 \quad (4-77)$$

4.2.3. Resultados

En la Tablas 4-8, 4-9, 4-10 y 4-11 se presentan los valores de procesos obtenidos en el análisis energético para cada uno de los casos. Se puede observar que para todos los casos la

presión de los gases de escape se mantuvo igual a las condiciones de diseño. Esto se debe a que la caldera no cuenta con una medición de presión en cada uno de los puntos de control. Se reportan las propiedades de un punto de control adicional, el número 24, que corresponde a la inyección de vapor al desaireador.

Una vez obtenidos los datos de proceso de cada uno de los puntos de control, se procede a calcular la eficiencia energética de la caldera de recuperación de la turbina y eficiencia del ciclo, en la Tabla 4-7 se presentan los resultados correspondientes. En la figura 4-17 se muestra la energía eléctrica y térmica producida por el ciclo de generación, en los diferentes casos analizados, evidenciando que la relación entre la producción de energía eléctrica y energía térmica es similar en todos los casos, indicando que el comportamiento de la central no se ve influenciado de manera significativa por las condiciones del ambiente. Esto se debe al sistema de enfriamiento, dado que permite mantener en un rango cerrado las propiedades del aire de admisión, permitiendo que el equipo opere de manera similar a lo largo del día.

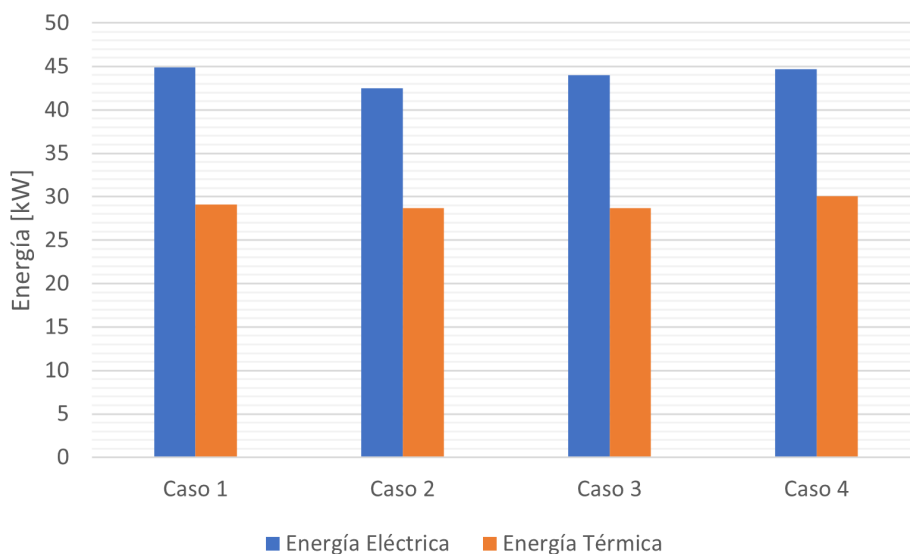


Figura 4-17.: Generación energía eléctrica y térmica - Casos de estudio

Tabla 4-7.: Eficiencia térmica de equipos y ciclo de generación - Casos de estudio.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Caldera de recuperación	83,2 %	85,4 %	82,5 %	86,8 %
Turbina	43,0 %	42,4 %	42,5 %	43,3 %
Global	42,1 %	41,6 %	41,7 %	42,4 %

En la Figura 4-18, se muestra el diagrama de Sankey [2] correspondiente al caso 1, donde se puede ver de manera gráfica los flujos energéticos del ciclo STIG, facilitando la identificación y magnitud de los mismos.

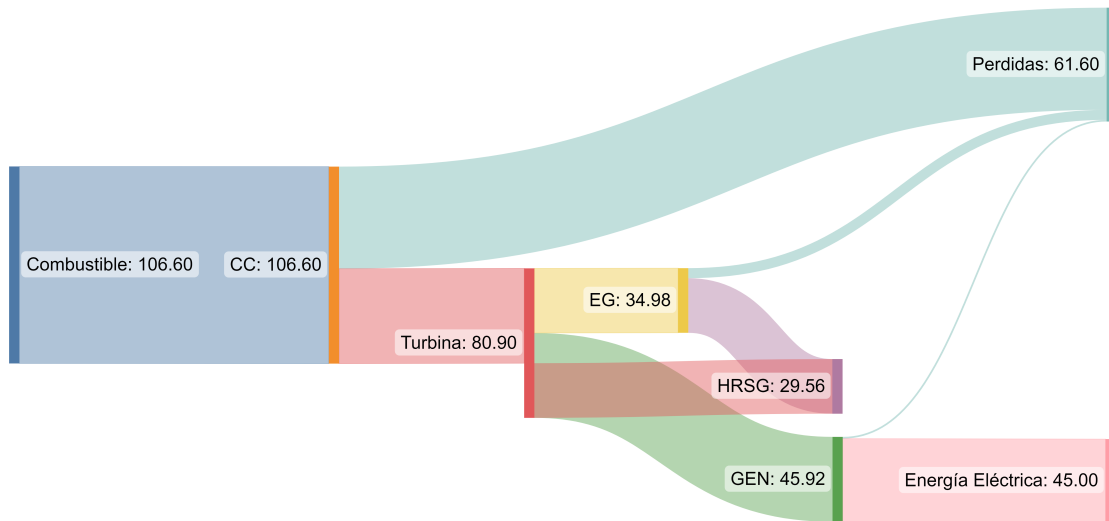


Figura 4-18.: Diagrama de Sankey flujos energeticos - Caso 1

Tabla 4-8.: Resultados variables de proceso - Caso 1.

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	FLUJO [kg/s]	PRESIÓN MANOMÉTRICA [bar]	TEMPERATURA [°C]
1	AGUA DESMINERALIZADA	10,30	1,29	31,7
2	AGUA	2,06	1,29	121,1
3	AGUA	10,38	1,29	41,7
4	AGUA	2,06	1,29	41,7
5	VAPOR SATURADO	0,01	1,29	124,7
6	AGUA	10,38	54,47	41,7
7	AGUA	10,38	54,47	178,3
8	AGUA	4,41	10,48	178,8
9	AGUA	5,97	35,92	178,6
10	VAPOR SATURADO	4,32	10,48	186,1
11	VAPOR SOBRECALENTADO	4,32	10,48	260,0
12	VAPOR SATURADO	5,86	35,92	245,7
13	VAPOR SOBRECALENTADO	5,86	35,92	296,1
14	AGUA	0,11	35,92	245,6
15	AGUA	0,09	10,48	186,0
16	COMBUSTION GAS	136,58	0,025	400,0
17	COMBUSTION GAS	136,58	0,025	394,0
18	COMBUSTION GAS	136,58	0,019	315,6
19	COMBUSTION GAS	136,58	0,018	310,6
20	COMBUSTION GAS	136,58	0,013	252,3
21	COMBUSTION GAS	136,58	0,011	211,8
22	COMBUSTION GAS	136,58	0,009	206,9
23	VAPOR SOBRECALENTADO	4,32	10,27	260,0
24	VAPOR SOBRECALENTADO	0,00	0,95	244,4
25	VAPOR SOBRECALENTADO	5,86	34,89	296,1
26	GAS NATURAL	4,29	11,03	18,3-40,6*
27	GAS NATURAL	4,29	48,26	135,0
28	AGUA CRUDA	20,76	2,07	15,6

*La temperatura del gas natural no es constante, depende de las condiciones de suministro del proveedor de gas natural.

Tabla 4-9.: Resultados variables de proceso - Caso 2.

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	FLUJO [kg/s]	PRESIÓN MANOMÉTRICA [bar]	TEMPERATURA [°C]
1	AGUA DESMINERALIZADA	10,02	1,29	31,7
2	AGUA	2,00	1,29	121,1
3	AGUA	10,07	1,29	39,8
4	AGUA	2,00	1,29	39,8
5	VAPOR SATURADO	0,01	1,29	124,7
6	AGUA	10,07	54,61	39,8
7	AGUA	10,07	54,61	178,4
8	AGUA	4,35	10,41	178,9
9	AGUA	5,72	35,78	178,6
10	VAPOR SATURADO	4,26	10,41	185,8
11	VAPOR SOBRECALENTADO	4,26	10,41	260,7
12	VAPOR SATURADO	5,61	35,78	245,5
13	VAPOR SOBRECALENTADO	5,61	35,78	297,2
14	AGUA	0,11	35,78	245,4
15	AGUA	0,09	10,41	185,8
16	COMBUSTION GAS	130,97	0,025	400,1
17	COMBUSTION GAS	130,97	0,025	394,0
18	COMBUSTION GAS	130,97	0,019	317,3
19	COMBUSTION GAS	130,97	0,018	309,7
20	COMBUSTION GAS	130,97	0,013	250,9
21	COMBUSTION GAS	130,97	0,011	210,1
22	COMBUSTION GAS	130,97	0,009	205,0
23	VAPOR SOBRECALENTADO	4,20	10,27	260,7
24	VAPOR SOBRECALENTADO	0,06	0,95	245,2
25	VAPOR SOBRECALENTADO	5,61	34,80	297,2
26	GAS NATURAL	4,11	11,03	18,3-40,6*
27	GAS NATURAL	4,11	48,26	135,0
28	AGUA CRUDA	20,14	2,07	15,6

*La temperatura del gas natural no es constante, depende de las condiciones de suministro del proveedor de gas natural.

Tabla 4-10.: Resultados variables de proceso - Caso 3,

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	FLUJO [kg/s]	PRESIÓN MANOMÉTRICA [bar]	TEMPERATURA [°C]
1	AGUA DESMINERALIZADA	10,44	1,29	32,2
2	AGUA	2,09	1,29	121,1
3	AGUA	10,57	1,29	44,8
4	AGUA	2,09	1,29	44,8
5	VAPOR SATURADO	0,01	1,29	124,7
6	AGUA	10,57	58,26	44,8
7	AGUA	10,57	58,26	177,8
8	AGUA	4,54	10,41	178,3
9	AGUA	6,04	35,65	178,0
10	VAPOR SATURADO	4,45	10,41	185,8
11	VAPOR SOBRECALENTADO	4,45	10,41	260,0
12	VAPOR SATURADO	5,91	35,65	245,3
13	VAPOR SOBRECALENTADO	5,91	35,65	298,3
14	AGUA	0,12	35,65	245,2
15	AGUA	0,09	10,41	185,8
16	COMBUSTION GAS	135,27	0,025	400,0
17	COMBUSTION GAS	135,27	0,025	393,7
18	COMBUSTION GAS	135,27	0,019	315,0
19	COMBUSTION GAS	135,27	0,018	315,0
20	COMBUSTION GAS	135,27	0,013	255,5
21	COMBUSTION GAS	135,27	0,011	215,7
22	COMBUSTION GAS	135,27	0,009	210,9
23	VAPOR SOBRECALENTADO	4,31	10,20	260,0
24	VAPOR SOBRECALENTADO	0,14	0,97	244,5
25	VAPOR SOBRECALENTADO	5,91	34,61	298,3
26	GAS NATURAL	4,25	11,03	18,3-40,6*
27	GAS NATURAL	4,25	48,26	135,0
28	AGUA CRUDA	21,14	2,07	15,6

*La temperatura del gas natural no es constante, depende de las condiciones de suministro del proveedor de gas natural.

Tabla 4-11.: Resultados variables de proceso - Caso 4.

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	FLUJO [kg/s]	PRESIÓN MANOMÉTRICA [bar]	TEMPERATURA [°C]
1	AGUA DESMINERALIZADA	10,36	1,29	32,2
2	AGUA	2,07	1,29	121,1
3	AGUA	10,45	1,29	43,0
4	AGUA	2,07	1,29	43,0
5	VAPOR SATURADO	0,01	1,29	124,7
6	AGUA	10,45	55,64	43,0
7	AGUA	10,45	55,64	178,9
8	AGUA	4,54	10,48	179,4
9	AGUA	5,92	35,99	179,1
10	VAPOR SATURADO	4,45	10,48	186,1
11	VAPOR SOBRECALENTADO	4,45	10,48	259,4
12	VAPOR SATURADO	5,80	35,99	245,8
13	VAPOR SOBRECALENTADO	5,80	35,99	290,0
14	AGUA	0,12	35,99	245,7
15	AGUA	0,09	10,48	186,0
16	COMBUSTION GAS	134,96	0,025	396,7
17	COMBUSTION GAS	134,96	0,025	396,7
18	COMBUSTION GAS	134,96	0,019	319,7
19	COMBUSTION GAS	134,96	0,018	306,4
20	COMBUSTION GAS	134,96	0,013	246,7
21	COMBUSTION GAS	134,96	0,011	206,3
22	COMBUSTION GAS	134,96	0,009	201,4
23	VAPOR SOBRECALENTADO	4,34	10,27	259,4
24	VAPOR SOBRECALENTADO	0,11	0,90	243,6
25	VAPOR SOBRECALENTADO	5,80	34,96	290,0
26	GAS NATURAL	4,24	11,03	18,3-40,6*
27	GAS NATURAL	4,24	48,26	135,0
28	AGUA CRUDA	20,91	2,07	15,6

*La temperatura del gas natural no es constante, depende de las condiciones de suministro del proveedor de gas natural.

5. Análisis exergético

En este capítulo, se presenta el cálculo realizado para obtener la eficiencia exergética y la exergía destruida de los equipos analizados en el capítulo 4. Teniendo en cuenta que la influencia del ambiente no afecta de manera significativa el comportamiento del ciclo, el análisis se realiza solamente para el caso 1.

Siendo así, el análisis exergético de la central de generación posibilitó identificar los equipos con mayor pérdida de exergía, permitiendo priorizar las intervenciones que se deben realizar en la central para incrementar la eficiencia de la misma. Para la realización del análisis exergético, se utilizaron los resultados del análisis energético reportados en la Tabla 4-8. Como punto de referencia para el estado muerto se utilizan las condiciones reportadas en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1.: Propiedades de referencia para el punto muerto - Análisis exergético.

Propiedad	Valor
Temperatura - T_o	25 °C
Presión - P_o	1.01 bar

En la Tabla 5-2 se indican los resultados obtenidos en cada uno de los puntos de control. Conocida la exergía en cada uno de estos puntos, se desarrolló el cálculo de exergía destruida para la caldera de recuperación y turbina; para este último equipo, se planteó por separado el análisis de cada subsistema: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión. Esta distinción, se realizó dado que en la cámara de combustión se esperaba tener la mayor pérdida de exergía de todo el ciclo de generación.

5.1. Caldera de recuperación

La caldera de recuperación consta de varias etapas, razón por la que se realizó el análisis exergético de cada una de estas, con el fin de determinar el comportamiento y la influencia de estos subsistemas en el proceso de generación de vapor.

Tabla 5-2.: Exergía puntos de control central de generación Proeléctrica - Caso 1.

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	X^{PH} [kW]	X^{CH} [kW]	X [kW]
1	AGUA DESMINERALIZADA	4,5	25,7	30,2
2	AGUA	111,3	5,1	116,4
3	AGUA	20,9	25,9	46,8
4	AGUA	4,1	5,1	9,3
5	VAPOR SATURADO	0,6	0,0	0,6
6	AGUA	76,1	25,9	102,0
7	AGUA	1365,2	25,9	1391,2
8	AGUA	565,6	11,0	576,6
9	AGUA	777,1	14,9	792,0
10	VAPOR SATURADO	3621,3	10,8	3632,1
11	VAPOR SOBRECALENTADO	3925,7	10,8	3936,5
12	VAPOR SATURADO	5781,8	14,6	5796,4
13	VAPOR SOBRECALENTADO	6201,4	14,6	6216,0
14	AGUA	28,4	0,3	28,7
15	AGUA	12,3	0,2	12,5
16	GASES DE ESCAPE	34980,8	1147,9	36128,7
17	GASES DE ESCAPE	34359,0	1147,9	35506,9
18	GASES DE ESCAPE	26467,9	1147,9	27615,8
19	GASES DE ESCAPE	25836,1	1147,9	26983,9
20	GASES DE ESCAPE	20401,0	1147,9	21548,9
21	GASES DE ESCAPE	17375,7	1147,9	18523,6
22	GASES DE ESCAPE	16446,8	1147,9	17594,6
23	VAPOR SOBRECALENTADO	3914,5	10,8	3925,2
24	VAPOR SOBRECALENTADO	1,7	0,0	1,7
25	VAPOR SOBRECALENTADO	6190,7	14,6	6205,4
26	GAS NATURAL	3940,2	110228,5	114168,8
27	GAS NATURAL	16119,6	110228,5	126348,1
28	AGUA CRUDA	17,6	51,9	69,4

5.1.1. Caldera DEA

La caldera DEA opera con dos flujos tal como se muestra en la Figura 4-2, gases de escape y agua. De acuerdo al diagrama de proceso de la central de generación (Ver Figura 4-13),

los puntos de control que intervienen en este equipo son el 21 - 22 para los gases de escape y 4 - 2. Reemplazando la Ecuación 2-7, de acuerdo a los flujos y a los puntos de control que intervienen en este equipo, se obtiene la Ecuación 5-1 para el correspondiente cálculo de exergía destruida.

$$\dot{X}_4 + \dot{X}_{21} - \dot{X}_2 - \dot{X}_{22} = \dot{X}_{DBDEA} \quad (5-1)$$

5.1.2. Economizador

En la Figura 4-3, se muestran los flujos que intervienen en el Economizador de la caldera de recuperación, donde se tienen los gases de escape que fluyen desde el punto de control 20 al 21 (Ver Figura 4-13) y el agua de alimentación de las calderas del punto 6 - 7. Con estas consideraciones se planteó la Ecuación 5-2 para determinar la exergía destruida de este equipo.

$$\dot{X}_6 + \dot{X}_{20} - \dot{X}_7 - \dot{X}_{21} = \dot{X}_{DEC} \quad (5-2)$$

5.1.3. Caldera de baja presión

La caldera de baja presión opera de acuerdo al esquema presentado en la Figura 4-4, donde fluyen los gases de escape del punto 19 al 21 (Ver Figura 4-13) y agua del punto 8, generando vapor saturado en el punto de control 10 y purgas en el punto de control 15. De acuerdo con esta información de entrada, se calculó la exergía destruida por este equipo con la Ecuación 5-3.

$$\dot{X}_8 + \dot{X}_{19} - \dot{X}_{10} - \dot{X}_{15} - \dot{X}_{20} = \dot{X}_{DBLP} \quad (5-3)$$

5.1.4. Sobrecalentador de baja presión

A través del sobrecalentador de baja presión fluyen los gases de escape del punto de control 18 al 19 (Ver Figura 4-13), aportando la energía requerida para la generación de vapor sobrecalentado (Punto 11). Para las inyecciones de baja presión a la turbina, a partir del vapor saturado (Punto 10), tal como se indica en la Figura 4-5. En la Ecuación 5-4 se desarrolló el cálculo de la exergía destruida para este equipo.

$$\dot{X}_{10} + \dot{X}_{18} - \dot{X}_{11} - \dot{X}_{19} = \dot{X}_{DSCLP} \quad (5-4)$$

5.1.5. Caldera de alta presión

En la Figura 4-6 se muestran los flujos que intervienen en la operación de la caldera de alta presión. Gases de escape del punto de control 17 al 18, además del ingreso de agua (Punto

9) para la generación de vapor saturado (Punto 12) y purgas (Punto 14). De acuerdo con estos flujos, en la Ecuación 5-5 se indica el cálculo de exergía destruida para este equipo.

$$\dot{X}_9 + \dot{X}_{17} - \dot{X}_{12} - \dot{X}_{14} - \dot{X}_{18} = \dot{X}_{D_{BHP}} \quad (5-5)$$

5.1.6. Sobrecalentador de alta presión

Este sobrecalentador trabaja con los flujos que se indican en la Figura 4-7, generando vapor de alta presión (Punto 13) para las dos inyecciones de la turbina, a partir de vapor saturado (Punto 9); utilizando así, el aporte energético de los gases de escape del punto de control 16 al 19. La exergía destruida para este equipo se calcula de acuerdo con la Ecuación 5-6.

$$\dot{X}_{12} + \dot{X}_{16} - \dot{X}_{13} - \dot{X}_{17} = \dot{X}_{D_{SCHP}} \quad (5-6)$$

Una vez obtenida la exergía destruida por cada uno de los subsistemas que hacen parte de la caldera de recuperación, se calculó la exergía destruida total utilizando la Ecuación 5-7 y la eficiencia exerética de la caldera de recuperación. En la Figura 5-1 se muestran los flujos que intervienen en esta caldera de manera global y bajo este esquema se desarrolla la Ecuación 5-8 para determinar la eficiencia exerética.

$$\dot{X}_{D_{HRSG}} = \dot{X}_{D_{Caldera\ DEA}} + \dot{X}_{D_{Economizador}} + \dot{X}_{D_{Caldera\ LP}} + \dot{X}_{D_{Sobrecalentador\ LP}} + \dot{X}_{D_{Caldera\ HP}} + \dot{X}_{D_{Sobrecalentador\ HP}} \quad (5-7)$$

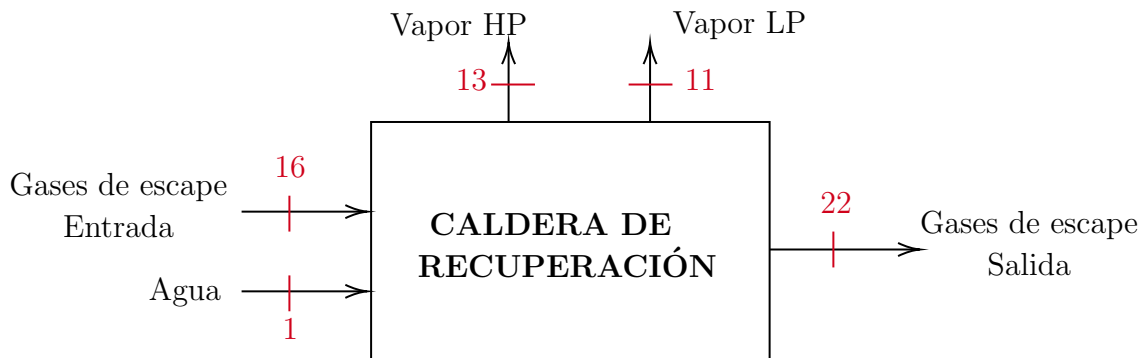


Figura 5-1.: Esquema - Caldera de recuperación.

$$\varepsilon_{HRSG} = \frac{\dot{X}_{13} + \dot{X}_{11} - \dot{X}_1}{\dot{X}_{16} - \dot{X}_{22}} \quad (5-8)$$

5.2. Turbina

El análisis exergético de la turbina se desarrolló para los tres subsistemas que hacen parte del equipo: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión. El esquema de la turbina se muestra en la Figura 4-8, donde se evidencian los flujos que intervienen en los tres subsistemas. Debido a que, en los puntos de control reportados en el diagrama de proceso actualizado (Ver Figura 4-13), no se incluyen las condiciones de fluido para el compresor y la cámara de combustión, se procedió a determinar las mismas.

La condición de entrada del aire de admisión al compresor se obtuvo directamente de los datos reportados por Proeléctrica, siendo la temperatura de 15 °C (59 °F) a presión atmosférica para el caso 1. Se evidencia que la temperatura es superior a los 8,9 °C (48 °F) de diseño del sistema de refrigeración, esta desviación se debe a que el chiller 4 se encontraba fuera de servicio durante el periodo analizado por el caso 1. Por otro lado, las condiciones de entrada del aire a la cámara de combustión se obtuvieron conociendo que la relación de compresión del compresor de la turbina es 1:30, además de esto, se tuvo en cuenta que este aumento de presión conlleva a un aumento de temperatura. Este incremento se determinó tratando al aire como un gas ideal, en la Tabla 5-3 se reportan los datos de los nuevos puntos de control, que serán utilizados como datos de entrada para correspondiente análisis exergético.

Tabla 5-3.: Puntos de control - Turbina.

PUNTO DE CONTROL	FLUIDO	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [bar]	\dot{X}^{PH} [kW]	\dot{X}^{CH} [kW]	\dot{X} [kW]
29	AIRE	118,41	15,0	0,00	23,2	0,0	23,2
30	AIRE	118,41	514,7	30,40	60045,7	0,0	60045,7
31	GASES DE ESCAPE	1259,3	30,40	440,9	145730,5	1141,9	146872,5

Una vez determinadas las propiedades de los nuevos puntos de control, se realizó el análisis exergético para cada subsistema de la turbina.

5.2.1. Compresor

Se utiliza la Figura 4-9 para determinar los flujos que intervienen en el equipo. Del mismo modo, a partir de la Ecuación 2-7 y realizando las consideraciones necesarias se obtuvo la Ecuación 5-9, que determina la exergía destruida.

$$\dot{W}_C + \dot{X}_{29} - \dot{X}_{30} = \dot{X}_{DC} \quad (5-9)$$

5.2.2. Cámara de combustión

Para el cálculo de la exergía destruida en la cámara de combustión, se tiene que la componente de exergía del combustible es la más alta de los puntos de control, causando que este equipo sea la fuente principal de exergía del ciclo de generación. De acuerdo con los flujos de la Figura 4-10, se planteó la Ecuación 5-10 para calcular la exergía destruida.

$$\dot{X}_{29} + \dot{X}_{27} + \dot{X}_{25} - \dot{X}_{16} = \dot{X}_{DCC} \quad (5-10)$$

5.2.3. Turbina de expansión

Con la Ecuación 5-11 se procede a calcular la exergía destruida de la turbina de expansión

$$-\dot{W}_C + \dot{X}_{31} + \dot{X}_{23} - \dot{X}_{16} = \dot{X}_{DET} \quad (5-11)$$

Una vez estimadas las exergías de los subsistemas de la turbina, se procedió a calcular la exergía total destruida, para este efecto se utilizó la Ecuación 5-12. Seguido a esto, se procedió a plantear la Ecuación 5-13 para el cálculo de la eficiencia exerética de la turbina.

$$\dot{X}_{DT} = \dot{X}_{DCC} + \dot{X}_{DCT} + \dot{X}_{DET} \quad (5-12)$$

$$\varepsilon_{TE} = \frac{\dot{W}}{\dot{X}_{29} + \dot{X}_{25} + \dot{X}_{13} + \dot{X}_{11} - \dot{X}_{16}} \quad (5-13)$$

Calculadas las eficiencias de la caldera de recuperación y la turbina de expansión, se procedió a medir la eficiencia exerética de ciclo de generación, de acuerdo con la Figura 5-2, en la que se muestra el esquema de los flujos que intervienen en el ciclo y con los que se planteó la Ecuación 5-14.

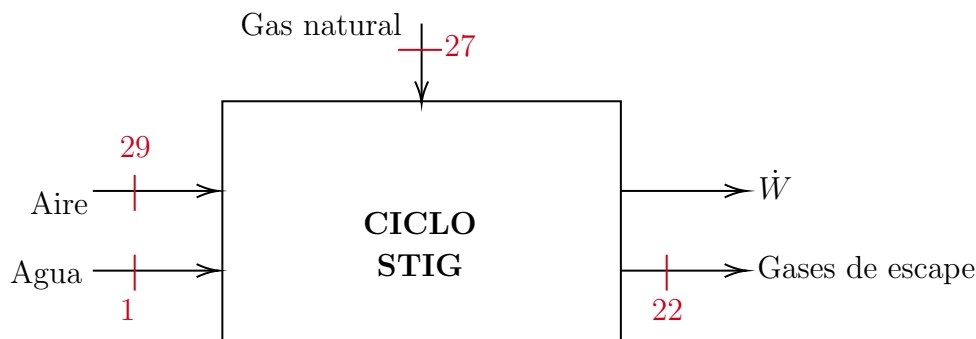


Figura 5-2.: Esquema global ciclo STIG.

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{\dot{W}}{\dot{X}_1 + \dot{X}_{29} + \dot{X}_{27} - \dot{X}_{22}} \quad (5-14)$$

5.3. Resultados

La Tabla 5-4 muestra las eficiencias exergéticas para los equipos del ciclo STIG. Se observa que el equipo con menor eficiencia exergética es la turbina, debido a que en esta se encuentra la cámara de combustión, cuyo proceso químico posee altas irreversibilidades que afectan significativamente la eficiencia total del equipo.

Tabla 5-4.: Eficiencia exergética equipos y central de generación - Caso 1.

Equipo	Eficiencia exergética
Caldera de recuperación	54,61 %
Turbina	28,56 %
Global	35,62 %

En la Figura 5-3, se muestra la exergía destruida por cada uno de los equipos del ciclo STIG, demostrando que la mayor pérdida de exergía es en la cámara de combustión, seguida por la turbina de expansión. Esta última, presenta un porcentaje alto de exergía destruida, debido a la inyección de vapor de baja presión aplicada, que incrementa la irreversibilidad del proceso al interior de la turbina de expansión.

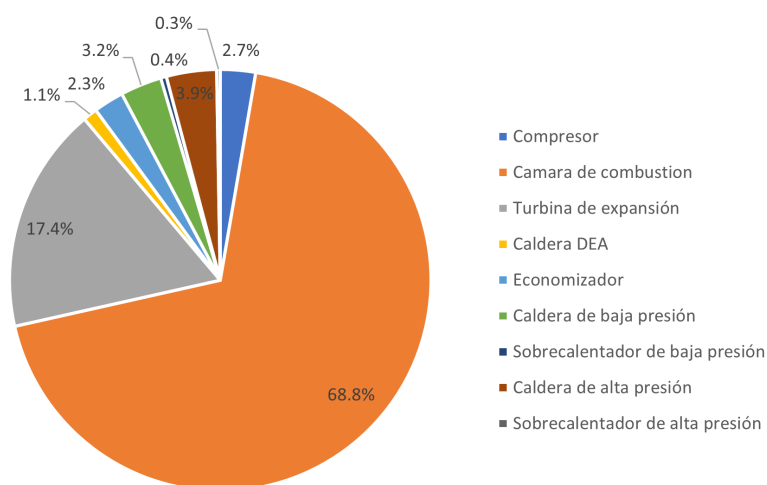


Figura 5-3.: Exergía destruida equipos - Ciclo STIG.

En la Figura 5-4, se observa que el comportamiento de la eficiencia energética de la turbina y la caldera de recuperación es superior a la eficiencia exergética; por otra parte, se evidencia que la eficiencia energética y exergética de todo el ciclo son muy similares.

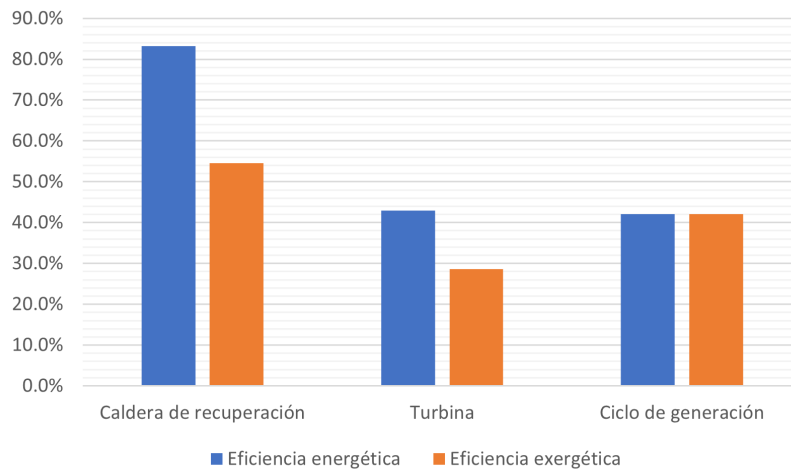


Figura 5-4.: Eficiencia energética vs. exerética - Caso 1.

En la Figura 5-5, se muestra el diagrama de Sankey, correspondiente al caso 1, donde se evidencia los flujos exeréticos del ciclo STIG, y se visualiza fácilmente que la cámara de combustión es el equipo que más exeréta destruye en el proceso de generación de energía.

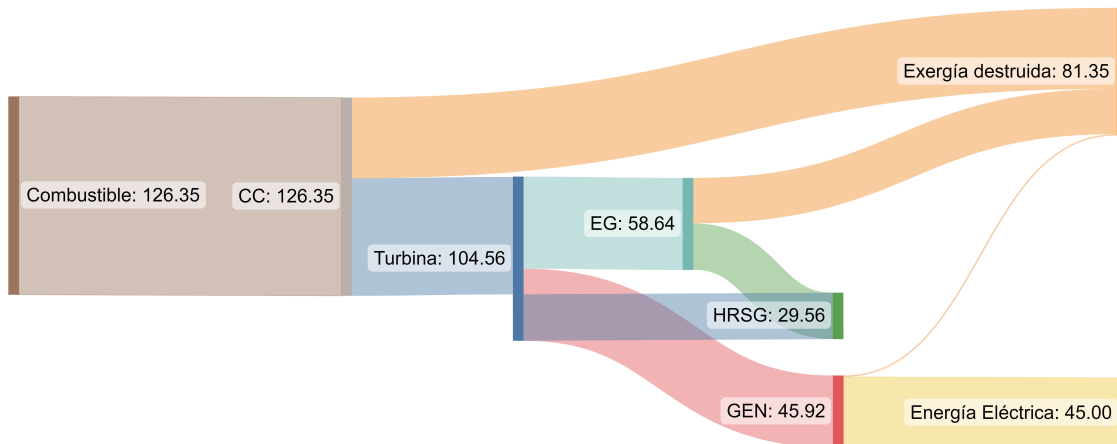


Figura 5-5.: Diagrama de Sankey flujos exeréticos - Caso 1

6. Análisis de sensibilidad y propuestas de mejoras

6.1. Propuestas de mejoras - Equipos

La central de generación presenta un deterioro avanzado en los equipos tras 29 años de operación, presenta un deterioro avanzado en equipos, principalmente en la caldera de recuperación, donde se evidencia una reducción de su eficiencia en un 12,71 %, en comparación a los parámetros de diseño. Realizando una inspección del sistema, se observó desgaste en todo el material aislante que hace parte del equipo. Asimismo, el personal de operación informó que las tuberías de la caldera de recuperación se encuentran en malas condiciones, problema que obliga a detener la generación en varias ocasiones. Bajo este escenario, se propone realizar un cambio total de las tuberías que interconectan los diferentes subsistemas de la caldera de recuperación, además de reacondicionar el aislamiento de todos los equipos que intervengan en el proceso de generación de vapor.

Al momento de la visita y toma de información se evidenció que la unidad de enfriamiento de agua 4 se encontraba fuera de operación, según lo informado en campo, esto se debe a la obsolescencia del sistema de control del equipo. En consecuencia, se propone actualizar la totalidad del sistema con el fin de reactivar el equipo lo antes posible, ya que, actualmente el aire de admisión de las turbinas ronda los 15 °C, valor alejado de los 8,9 °C (48 °F) de diseño, reduciendo así la generación de energía. Las intervenciones propuestas para la caldera de recuperación y la unidad de enfriamiento de agua, tienen el objetivo de incrementar su eficiencia por medio de operaciones de mantenimiento correctivo

Por otro lado, se observó que el sistema de compresión de gas natural funciona mediante compresores de doble pistón, acoplados a un motor reciprocante Caterpillar, cercanos a las 100 000 h de operación, tiempo correspondiente a la vida útil de especificada por el fabricante. Por esta razón se propone actualizar el sistema con compresores actuados por motores eléctricos, los cuales tienen una eficiencia de un 96 % vs. 35 % de los motores reciprocantes. Además de contar con un mantenimiento más barato y fácil en comparación a un motor reciprocante.

6.2. Análisis de sensibilidad

En búsqueda de un incremento de eficiencia en la central de generación, sin intervenir ningún equipo, se procedió a realizar un análisis de sensibilidad del ciclo de generación, con el objetivo de hallar los parámetros óptimos de operación que permitan incrementar la eficiencia de la central. Para la realización de este análisis de sensibilidad se tuvieron en cuenta las siguientes premisas:

- Las presiones de inyección de vapor de alta y baja presión no se modifican, debido a que el funcionamiento del ciclo STIG.
- La temperatura de combustión se debe mantener igual, ya que según lo informado en campo, se encuentran operando a la temperatura máxima posible, limitado por los materiales de la cámara de combustión
- Se mantiene constante el flujo de combustible a la turbina, para tener la misma energía disponible en todos los casos de análisis.
- Se mantiene constante el flujo másico de agua que ingresa al ciclo de generación, con el fin de generar la misma cantidad de vapor en todos los casos de análisis.

Una vez definidas las premisas para realizar el análisis de sensibilidad del ciclo de generación, se evaluó que variables se podían modificar para incrementar la eficiencia del ciclo y que fueran posibles de ajustar en el cuarto de control de la central de generación. Así, se determinó que la única variable modificable era el porcentaje de flujo másico de la inyección de alta y baja presión a la turbina. En la Tabla 6-1 se presentan los escenarios y resultados obtenidos para la eficiencia de la caldera de recuperación, turbina y global.

Tabla 6-1.: Eficiencias energética vs. inyección de vapor HP y vapor LP.

%VAPOR HP - %VAPOR LP	80-20	70-30	60-40	50-50	40-60	30-70	20-80
CALDERA DE RECUPERACIÓN	84,76 %	84,77 %	84,77 %	84,77 %	84,78 %	84,78 %	84,78 %
TURBINA	43,28 %	43,23 %	43,17 %	43,12 %	43,06 %	43,01 %	42,95 %
GLOBAL	42,42 %	42,36 %	42,31 %	42,25 %	42,20 %	42,15 %	42,09 %

De este modo, se evidencia que la eficiencia energética de la caldera de recuperación aumenta cuando la inyección de vapor de HP disminuye, mientras que, la eficiencia de la turbina y global disminuyen si la inyección también lo hace. En la Figura 6-1 se muestra la gráfica de la variación de las eficiencias de los equipos, teniendo como referencia la relación 50-50. Actualmente, la central de generación está operando con una relación 60-40, configuración establecida por GE en el momento que inició la operación de la planta.

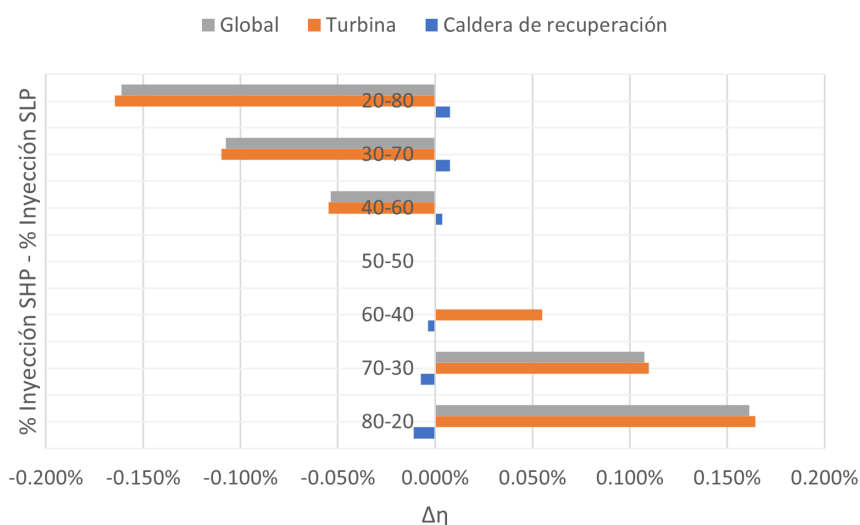


Figura 6-1.: Variación eficiencias energéticas - Inyección de vapor HP y vapor LP.

Al conocer que la eficiencia del ciclo incrementa al tener una mayor inyección de vapor HP, se revisó la capacidad máxima que tiene la caldera de recuperación para la generación de este, que de acuerdo a la placa de diseño es de 8,19 kg/s (65 000 lb/h). Sin embargo, debido a la pérdida de eficiencia se estimó que este valor ha disminuido a 7,18 kg/s (57 000 lb/h), aproximadamente. Tras identificar estos valores, se propone modificar la relación de la inyección de vapor a 70-30, con lo que se calcula un incremento de la eficiencia global del 0,054 %, estimando una producción de 17 496 kWh/mes adicional a la actual, por cada turbina.

Una vez seleccionado los porcentajes de inyección de HP y LP, se procede a evaluar que afectación que tiene este escenario de mejora (inyección de vapor a 70-30) sobre la exergía destruida en cada uno de los equipos de la central de generación. En la Tabla 6-2 se muestra los resultados de exergía destruida para el escenario actual y el de mejora propuesta, donde se evidencia que se reduce en un 5,27 %, 7,41 % y 11,70 % la exergía destruida de la cámara de combustión, caldera de alta presión y sobrecalentador de alta presión respectivamente, y se incrementa en 20,74 % y 12,59 % la exergía destruida de la caldera de baja presión y sobrecalentador de baja presión.

La reducción de la exergía destruida en la cámara de combustión, es muy favorable dado que incrementar la eficiencia exergética de este equipo es únicamente posible con variaciones de parámetros de operación y no con intervenciones directas del personal de la central de generación.

En el escenario de mejora se observa que se tienen un incremento sustancial en la exergía

destruida del circuito de baja presión, aunque el porcentaje de exergía destruida es mayor el valor de cambio es menor en comparación con la mejora de la cámara de combustión. Este circuito esta conformado por equipos que el personal de la central de generación realiza mantenimiento directamente, por lo tanto los esfuerzos de mejoras descritos en la Sección 6.1, se debe enfocar en estos para obtener un incremento mayor en la eficiencia del ciclo de generación.

Tabla 6-2.: Exergía destruida equipos ciclo STIG actual vs. mejora

EQUIPO	\dot{X}_{ACT} [kW]	\dot{X}_{MEJ} [kW]	$\Delta\dot{X}$ [kW]	$\%\Delta\dot{X}$
Compresor	2024,9	2024,9	0,0	0,00 %
Cámara de combustión	54292,4	51428,6	-2863,8	-5,27 %
Turbina de expansión	13005,3	13024,0	18,6	0,14 %
Caldera DEA	857,2	857,2	0,0	0,00 %
Economizador	1901,8	1901,9	0,1	0,00 %
Caldera de baja presión	1972,8	2382,0	409,2	20,74 %
Sobrecalentador de baja presión	291,0	327,7	36,7	12,59 %
Caldera de alta presión	3119,7	2888,6	-231,2	-7,41 %
Sobrecalentador de alta presión	229,0	202,2	-26,8	-11,70 %

7. Conclusiones y recomendaciones

7.1. Conclusiones

En la concepción de diseño, la central de generación Proeléctrica tenía una eficiencia global del 44,16 %, después de 29 de años de operación se determinó que la eficiencia actual es del 42,12 %, evidenciando una reducción de 2,04 %. Además de esto, se determinó que la caldera de recuperación es el equipo que ha perdido mayor eficiencia, pasando del 95,95 % al 83,24 %; esta disminución se debe, principalmente, al deterioro del material aislante del sistema de generación de vapor y a la pérdida de eficiencia de transferencia de calor de la tubería interna de las diferentes etapas de la caldera de recuperación.

El análisis exergético determinó que el equipo que destruye más exergía es la cámara de combustión, representando un 68,8 %, seguida por la turbina con un 17,4 % y, por último, la caldera de recuperación con un 13,8 %. La eficiencia exergética del ciclo de generación es 35,62 %, valor que es bastante similar a la eficiencia energética; mientras que, para la caldera de recuperación y la turbina se observó una disminución entre la eficiencia energética y la exergética, siendo 29,9 % y 14,3 % respectivamente.

Por otro lado, se verificó que las condiciones ambientales no influyen de manera significativa en la eficiencia del ciclo de generación, razón por la que el análisis energético y exergético se puede realizar con datos tomados a cualquier hora del día. Lo anterior, se debe a que la central cuenta con un sistema de refrigeración de aire para la admisión de la turbina, por lo tanto, las propiedades del aire de admisión se manejan en un rango cerrado.

Por último, se evidenció que la eficiencia de la central de generación está directamente relacionada con la relación de flujo másico de inyección de vapor de alta y baja presión, incrementando la eficiencia cuando es mayor el flujo másico de vapor de HP. No obstante, se identificó que la caldera de recuperación es un limitante para la relación de la inyección de HP, ya que, actualmente, esta solo cuenta con una capacidad de 57 000 lb/h; por lo tanto, se recomienda trabajar la turbina con una relación 70-30 para lograr un incremento de la eficiencia en un 0,054 %.

El escenario propuesto de mejora descrito en este trabajo disminuye la exergía destruida de la cámara de combustión en un 5,27 % e incrementa en un 20,74 % y 12,59 % la de la caldera

de baja presión y sobrecalentador de baja presión respectivamente. Este escenario permite que las acciones de mantenimiento correctivo propuestas sean más efectivas en búsqueda de aumentar la eficiencia global del ciclo.

7.2. Recomendaciones

En primer lugar, para realizar un análisis energético más acertado es necesario tomar la temperatura de los gases de escape en cada una de las etapas de la caldera de recuperación, dado que, para la realización de este trabajo solo estuvo disponible la temperatura de los gases en la salida de la chimenea. Por lo anterior, se propone utilizar medidores externos en cada uno de los puntos de control del diagrama de proceso de la ciclo de generación.

Por otro lado, para una investigación futura, basada en este trabajo, se recomienda realizar un modelo de la cámara de combustión que permita determinar de modo más detallado la composición y la temperatura de los gases de escape. Asimismo, se recomienda realizar un cálculo más refinado para la exergía química del combustible.

Sobre el análisis de sensibilidades, se propone variar las presiones de las inyecciones de vapor de alta y baja presión, con el fin de determinar si los puntos operativos establecidos por el fabricante son los más óptimos para obtener la mayor eficiencia del ciclo de generación.

Por último, en búsqueda de un análisis energético y exergético más minucioso de la central de generación, se propone incluir el sistema de refrigeración y compresión de gas en los análisis de trabajos posteriores.

Bibliografía

- [1] Isam H. Aljundi. “Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan”. En: *Applied Thermal Engineering* 29.2-3 (2009), págs. 324-328. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029>.
- [2] Fabrizio Ascione et al. “5.21 Energy Management in Hospitals BT - Comprehensive Energy Systems”. En: *Comprehensive Energy Systems* 5 (2018), págs. 827-854. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128095973005411>.
- [3] Adrian Bejan, George Tsatsaronis y Michael Moran. *Thermal Design and Optimization*. Wiley, 1995, págs. 144-145. ISBN: 978-0-471-58467-4.
- [4] J. B. Burnham, M. H. Giuliani y D. J. Moeller. “Development, installation, and operating results of a steam injection system (STIGTM) in a general electric LM5000 gas generator”. En: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 109.3 (1987), págs. 257-262. ISSN: 15288919. DOI: 10.1115/1.3240033.
- [5] Comisión de Regulación de Energía y Gas - CREG. *CREG 079 de 2006. Por la cual se adicionan, aclaran y modifican algunas disposiciones de la Resolución CREG-071 de 2006*. 2006.
- [6] Owen S. Degenhardt et al. “Comparison of the effectiveness of various deaeration techniques”. En: *Dissolution Technologies* 11.1 (feb. de 2004), págs. 6-11. ISSN: 1521298X. DOI: 10.14227/DT110104P6.
- [7] Stephen Hall. “Process Evaluation”. En: *Branan’s Rules of Thumb for Chemical Engineers*. Elsevier, 2012, págs. 280-299. DOI: 10.1016/b978-0-12-387785-7.00017-7.
- [8] J. R. Johnston. “Performance and Reliability Improvements for Heavy Duty Gas Turbines”. En: *American Society of Mechanical Engineers (Paper)* (mar. de 2015). ISSN: 04021215. DOI: 10.1115/87-GT-24. URL: <http://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-pdf/GT1987/79276/V005T15A001/2397525/v005t15a001-87-gt-24.pdf>.
- [9] Ravinder Kumar. “A critical review on energy, exergy, exergoeconomic and economic (4-E) analysis of thermal power plants”. En: *Engineering Science and Technology, an International Journal* 20.1 (feb. de 2017), págs. 283-292. ISSN: 2215-0986. DOI: 10.1016/J.JESTCH.2016.08.018.

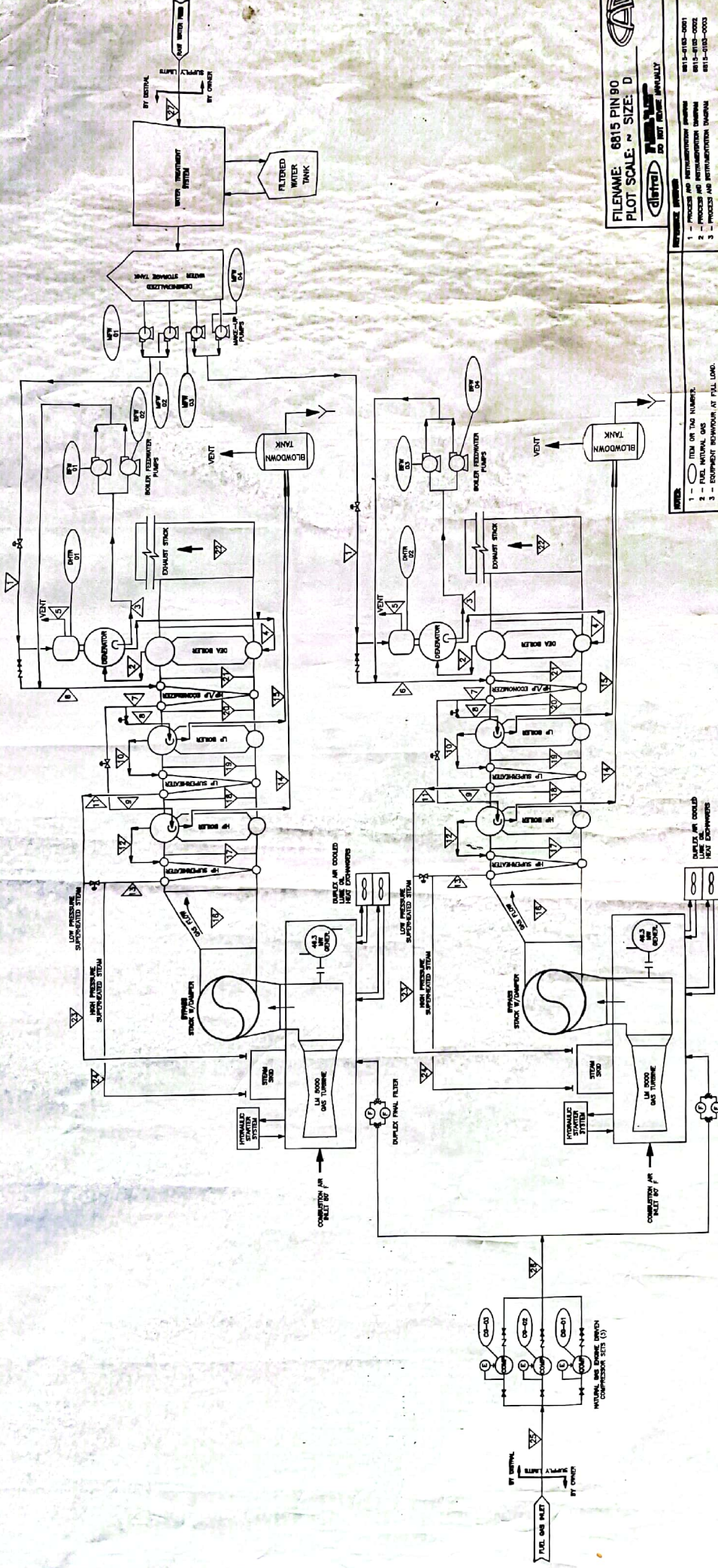
- [10] Miguel A Lozano. “Fundamentos y aplicaciones - Síntesis de sistemas de cogeneración”. En: *Universidad de Zaragoza* (2014). DOI: 10.13140/2.1.3175.6807.
- [11] Omid Mahian et al. “Exergy analysis in combined heat and power systems: A review”. En: *Energy Conversion and Management* 226.July (2020). ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113467.
- [12] Camilo Mateus. “Energy Crisis in Colombia”. En: *TIA (Tecnología, Investigación y Academia) - Universidad Distrital Francisco José de Caldas* (2016). ISSN: 2344-8288. URL: <http://revistas.udistrital.edu.co/ojs/index.php/tia/issue/archive>.
- [13] Michael J. Moran y Howard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Second Edition*. 7th. 1. Wiley, 2011, págs. 493-571. ISBN: 9780470495902. DOI: 10.1080/03043799308928176.
- [14] Bhabani Shankar Panigrahi y Krishnamurthy Ganapathysubramanian. “Boiler Water Treatment”. En: *Mineral Scales and Deposits: Scientific and Technological Approaches* (mayo de 2015), págs. 639-655. DOI: 10.1016/B978-0-444-63228-9.00026-7.
- [15] Hernán Darío Patiño-Duque y Bryan Darío Rosero-Coral. “Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado”. En: *Ingeniería Investigación y Desarrollo* 17.1 (ene. de 2017), págs. 49-58. ISSN: 1900-771X. DOI: 10.19053/1900771X.V17.N1.2017.5228.
- [16] Manuel Perej, Soriano Tutor y Antonio Mu. “Trabajo Fin de Grado Ingeniería de Tecnologías Industriales Ciclos húmedos de las turbinas de gas: Simulación de una turbina STIG y análisis de sensibilidad.” En: *Universidad de Sevilla* (2020).
- [17] Alejandro Rivera-Alvarez et al. “Comparative analysis of natural gas cogeneration incentives on electricity production in Latin America”. En: *Energy Policy* 142.May (2020), pág. 111466. ISSN: 03014215. DOI: 10.1016/j.enpol.2020.111466. URL: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2020.111466>.
- [18] Daniel Sanz Amaya. *Análisis y optimización exergética de una planta de cogeneración para la industria azucarera*. 2014. URL: <https://hdl.handle.net/11059/4921>.
- [19] Marcus Thern. *Humidification processes in gas turbine cycles*. Lund University, 2005, 250 p. ISBN: 9162866966; 9789162866969.
- [20] UPME. “Capacidad instalada de autogeneración y cogeneración en sector de industria, petróleo, comercio y público del país informe final presentado a: unidad de planeación minero energética-UPME”. En: *Unidad de Planeación Minero Energética* (2014), pág. 278.
- [21] UPME. *Informe mensual de variables de generación y del mercado eléctrico colombiano - Agosto de 2018*. Inf. téc. Unidad de Planeación Minero Energética, 2018. URL: www.upme.gov.co.

- [22] Herman B. Urbach et al. “A Steam-Augmented Gas Turbine With Reheat Combustor for Surface Ships”. En: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 1* (dic. de 2014). DOI: 10.1115/97-GT-254. URL: <http://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-pdf/GT1997/78682/V001T02A009/2408778/v001t02a009-97-gt-254.pdf>.
- [23] J. Rents V. Ganapathy B. Heil. “Heat Recovery Steam Generator for Cheng”. En: *ASME - Industrial Power Conference 4* (1988), pág. 5.
- [24] Saba Valiani, Nassim Tahouni y M. Hassan Panjeshahi. “Optimization of pre-combustion capture for thermal power plants using Pinch Analysis”. En: *Energy* 119 (2017), págs. 950-960. ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/j.energy.2016.11.046. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.046>.
- [25] Eng Waleed y A Dirbas. “Effect of Corrosion on Heat Transfer through Boiler Tube”. En: *Global Scientific* 10.1 (2022). ISSN: 2320-9186. URL: www.globalscientificjournal.com.
- [26] Nico Woudstra et al. “Thermodynamic evaluation of combined cycle plants”. En: *Energy Conversion and Management* 51.5 (mayo de 2010), págs. 1099-1110. ISSN: 0196-8904. DOI: 10.1016/J.ENCONMAN.2009.12.016.
- [27] Dah Yu Cheng. “The distinction between the Cheng and STIG cycles”. En: *ASME Turbo Expo* (2006). DOI: 10.1115/GT2006-90382.

A. Anexo: PFD central de generación

PFD original central de generación Proeléctrica (Fuente: General Electric)

2
3
4
5
6
7
8



FILENAME: 8815 PIN 90
PLOT SCALE: 1/2" SIZE: D

APR 15 1989

- 1 - PROCESSED AND INSTRUMENTATION
- 2 - FUEL NATURAL GAS
- 3 - PROCESSED AND INSTRUMENTATION DRAWING

STEWART AND STEVENSON
GAS TURBINE PRODUCTS DIVISION
HOUSTON, TEXAS

DISTRICT DISTRICTAL S. A.
BOGOTA, COLOMBIA

PROELECTRICA Ltda. MAMONAL
MASS AND HEAT BALANCE
"H R S G"

DRAWING NO. 6815-0103-0004

- 1 - ITEM ON THE INVENTORY
- 2 - FUEL NATURAL GAS
- 3 - EQUIPMENT BEHAVIOR, AT FULL LOAD.

APPROVED FOR INFORMATION

NO.	DATE	BY	REVISION
1	12-28-88	SA	GENERAL REVISIONS
2	03-24-88	SA	GENERAL REVISIONS
3	04-04-88	SA	GENERAL REVISIONS

AS BUILT

FLUID	FLOW (LB/HR)	WATER	STEAM	SATURATED STEAM	WATER	STEAM	SATURATED STEAM	WATER	STEAM	SATURATED STEAM	SATURATED STEAM	RAW WATER
	110582	23336	111822	111822	111822	111822	111822	111822	111822	111822	111822	35013
	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	700
	60	2566.5	2472.2	2566.5	2472.2	2566.5	2472.2	2566.5	2472.2	2566.5	2472.2	275

FLUID	TEMP. (° F)	WATER	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	COMBUSTION GAS	GAS FUEL	RAW WATER
	1552.4	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	1119222	35786	35013
	632.4	10" WC	7.48"W.C	5.14"W.C	4.46"W.C	3.53"W.C	2.38	820	820	820	160	700	30
	494.5	404.1	756.5	737.5	533.1	525.6	427.4	376.9	304.2	510.1	597.2	65-105	60

2
3
4
5
6
7
8

B. Anexo: Tabla de coeficientes exergía química estándar molar

Tabla de coeficientes exergía química estándar molar (Fuente: Appendix C del libro Thermal Design and Optimization)

Table C.2. Standard molar chemical exergy, \bar{e}^{CH} (kJ/kmol), of various substances at 298.15 K and p_0

Substance	Formula	Model I ^a	Model II ^b
Nitrogen	N ₂ (g)	639	720
Oxygen	O ₂ (g)	3,951	3,970
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	14,176	19,870
Water	H ₂ O(g)	8,636	9,500
Water	H ₂ O(l)	45	900
Carbon (graphite)	C(s)	404,589	410,260
Hydrogen	H ₂ (g)	235,249	236,100
Sulfur	S(s)	598,158	609,600
Carbon monoxide	CO(g)	269,412	275,100
Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	301,939	313,400
Nitrogen monoxide	NO(g)	88,851	88,900
Nitrogen dioxide	NO ₂ (g)	55,565	55,600
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	133,587	—
Hydrogen sulfide	H ₂ S	799,890	812,000
Ammonia	NH ₃ (g)	336,684	337,900
Oxygen	O(g)	231,968	233,700
Hydrogen	H(g)	320,822	331,300
Nitrogen	N(g)	453,821	—
Methane	CH ₄ (g)	824,348	831,650
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	—	1,265,800
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	—	1,361,100
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	1,482,033	1,495,840
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	—	2,003,900
Propane	C ₃ H ₈ (g)	—	2,154,000
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	—	2,805,800
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	—	3,463,300
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	—	3,303,600
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	—	5,413,100
Methanol	CH ₃ OH(g)	715,069	722,300
Methanol	CH ₃ OH(l)	710,747	718,000
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	1,348,328	1,363,900
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	1,342,086	1,375,700

^aJ. Ahrendts, "Die Exergie chemisch reaktionsfähiger Systeme," *VDI-Forschungsheft*, 579, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977, pp. 26–33. Also see, "Reference States," *Energy—Int. J.*, Vol. 5, 1980, pp. 667–677. In this model, $p_0 = 1.019$ atm.

^bFrom J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York, 1988, pp. 297–309. In this model, $p_0 = 1.0$ atm.

C. Anexo: Estudio de emisiones central de generación

Estudio realizado en el año 2021 por la empresa Control de Contaminación Ltda.

7 REPORTE DE RESULTADOS DE ANALISIS

7.1 Presentación de resultados del Monitoreo

En la tabla 12 se resumen los resultados generales obtenidos del monitoreo.

7.1.1 CALDERA 2

Tabla 12. Resumen de resultados – CALDERA 2

FUENTE:		CALDERA 2				Fecha de Muestreo	
DESCRIPCIÓN		RESUMEN DE RESULTADOS				2021/10/08	
METODOS PRELIMINARES	SÍMBOLO	PRELIMINAR	R1	R2	R3	PROMEDIO	UNIDAD
Temp. Promedia de la Chimenea	(ts)avg	163,44				163,44	°C
Presión Absoluta de la Chimenea	(Ps)	755,10				755,10	mm Hg
Volum. Stand. de Gas del Medidor	(Vm)std	0,00				0,00	dscm
Humedad Calculada	(Bws(calc))	0,10				0,10	%
COMPOSICIÓN DE LOS GASES							
Dióxido de Carbono	(%CO2)	3,13				3,13	%
Oxígeno	(%O2)	15,67				15,67	%
Monóxido de Carbono	(%CO)	0,00				0,00	%
Nitrógeno	(%N2)	81,20				81,20	%
Peso Molecular Seco del Gas	(Md)	29,13				29,13	g/g-mole
Peso Molecular Húmedo del Gas	(Ms)	28,02				28,02	g/g-mole
Factor Calculado del Combustible	Fo	1,67				1,67	
Exceso de Aire	(%EA)	271,51				271,51	%
MUESTREO							
Velocidad Promedio del Gas	(vs)	15,57				15,57	m/sec
Área Seccional de la chimenea	(As)	7,07				7,07	m ²
Rata de Flujo Actual en la Chimen.	(Qa)	4404,74				4404,74	acmm
Rata de Flujo Standard Seco	(Qsd)	3964,26				3964,26	dscmm
METODO 7 ÓXIDOS DE NITRÓGENO							
Datos de la Emisión de Óxidos de Nitrógeno	SÍMBOLO	M1	M2	M3	M4	PROMEDIO	UNIDAD
Concentración NOx a Cond. Estándar	C _{CS}	75,687	76,969	72,330	81,807	76,698	mg/m ³
Concentración NOx a Cond. de Referencia	C _{CR}	74,417	75,677	71,116	80,435	75,411	mg/m ³
Concentración NOx a CR y Oxígeno de Ref.	C _{CR} O _{2REF}	83,719	85,137	79,509	90,489	84,714	mg/m ³
Emisión de NOx	RE NOx	18,003	18,307	17,204	19,458	18,243	kg/h

Se presentan los resultados del monitoreo en las siguientes condiciones:

- C_{CS}: Concentración a Condiciones estándar
- C_{CR}: Concentración a Condiciones de Referencia
- C_{CR}O_{2REF}: Concentración a Condiciones de Oxígeno de Referencia 15%

Tabla 13. Resultados de concentración de Óxidos de Nitrógeno – CALDERA 2

Parámetro	Unidades	C _{CS}	C _{CR}	C _{CR} O _{2ref}	Emisión Kg/h	Norma	Declaración de conformidad
ÓXIDOS DE NITROGENO	mg/m ³	76,70	75,41	84,71	18,24	120	CUMPLE