

**ESTUDIO EXERGOAMBIENTAL DE UNA CENTRAL TÉRMICA CON UN
MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN
APROVECHANDO LOS GASES DE SALIDA DE LA TURBINA**

SARAY GISELLA GÓMEZ GARNICA

JOHANA MARCELA HERNÁNDEZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA INGENIERÍA EN ENERGÍA

BUCARAMANGA

2019

**ESTUDIO EXERGOAMBIENTAL DE UNA CENTRAL TÉRMICA CON UN
MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN
APROVECHANDO LOS GASES DE SALIDA DE LA TURBINA**

SARAY GISELLA GÓMEZ GARNICA

JOHANA MARCELA HERNÁNDEZ BARAJAS

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar el título de
Ingeniero en Energía

Director: MSc. Carlos A. Díaz González

BUCARAMANGA

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA INGENIERÍA EN ENERGÍA

2019

Nota de aceptación

Aprobado por el Comité Curricular en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Bucaramanga para optar el título de Ingeniero en energía

M Sc. Carlos Alirio Díaz González
Director

Pendiente
Evaluador

Bucaramanga, 18 de mayo de 2019

DEDICATORIA

Saray Gómez,

Dedico este trabajo primero que todo a Dios por permitirme llegar hasta este momento tan especial en mi vida. Por los triunfos y los momentos difíciles que me han enseñado a valorarlo cada día más.

A mis padres, por acompañarme durante todo este camino, son el pilar más fundamental de mi vida, gracias por cada consejo, por cada palabra de aliento cuando creí desfallecer, sin ustedes nada de esto sería posible.

A mis hermanos, por estar siempre para mí, por escucharme y hacerme la vida más llevadera con todo su amor y cariño.

Y, por último, pero no menos importante a mis abuelos por estar siempre con sus palabras llenas de amor y por poner toda su confianza en mí.

Johana Hernández,

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional. A mi madre, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones.

A mi padre, a pesar de nuestra distancia física, sé que este momento es tan especial para él como lo es para mí. A toda mi familia y en especial a mi tío Jesús, a quien quiero como a un padre, por compartir momentos significativos conmigo y por siempre estar dispuesto a escucharme y ayudarme en cualquier momento.

AGRADECIMIENTOS

Queremos expresar nuestra gratitud a Dios, quien con su bendición llena siempre nuestra vida y a toda nuestra familia por estar siempre presentes.

Finalmente queremos expresar nuestro más grande y sincero agradecimiento al Dr. Carlos Díaz, profesor del programa de Ingeniería en Energía y principal colaborador durante todo este proceso, quien con su dirección, conocimiento, enseñanza y colaboración permitió el desarrollo de este trabajo.

Y por último y no menos importante a nuestros compañeros por apoyarnos y acogernos, ellos también aportaron un grano de arena para que esto fuera posible.

Contenido

1. MARCO REFERENCIAL	6
1.1. TURBINA DE GAS.....	6
1.1.1. Ciclo Brayton (ideal y real).....	6
1.1.2. Partes principales de una turbina de gas.....	8
1.1.2.1. Admisión de aire.....	9
1.1.2.2. Compresor de aire.....	9
1.1.2.3. Cámara de combustión.....	9
1.1.2.4. Turbina de expansión	9
1.1.3. Refrigeración en el aire de admisión de las turbinas de gas.....	10
1.1.3.1. Influencia de la temperatura de admisión sobre el gasto másico del compresor.....	10
1.1.3.2. Influencia de la temperatura de admisión sobre el trabajo específico ...	10
1.1.3.3. Influencia de la temperatura de admisión sobre la temperatura de escape de la turbina.....	10
1.2. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	10
1.3. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO	11
1.3.1. Funcionamiento y componente de una máquina de absorción de ciclo simple	12
1.4. CONTEXTO AMBIENTAL.....	12
1.4.1. Contaminantes producidos por las centrales térmicas a base de las turbinas de gas	13
1.4.2. Efectos en la salud.....	13
1.5. ASPEN HYSYS.....	14
1.6. MÉTODO RECIPE 2016	14
1.7. ANÁLISIS EXERGOAMBIENTAL	14
2. OBJETIVOS.....	15
2.1. OBJETIVO GENERAL	15
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
3. METODOLOGÍA	16

3.1. FASE 1: ESTABLECIMIENTO DE LA CONDICIÓN ACTUAL DE LA CENTRAL TÉRMICA	16
3.2. FASE 2: REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LOS CASOS PLANTEADOS	17
3.3. FASE 3: REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS AMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS	17
3.4. FASE 4: COMPARACIÓN DE INDICADORES EXERGOAMBIENTALES PARA LOS CASOS PLANTEADOS	17
4. DESARROLLO	18
4.1. SIMULACIÓN EN HYSYS DEL CASO EN CONDICIONES ISO Y ZONA CÁLIDA	19
4.1.1. Condiciones ISO	19
4.1.2. Condiciones zona cálida	22
4.2. SIMULACIÓN EN HYSYS DE LOS CASOS SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL Y EL PROPUESTO PARA MODIFICAR	24
4.2.1. Sistema de enfriamiento actual (Cooler)	24
4.2.2. Sistema de enfriamiento modificado (Chiller de absorción)	26
4.2.3. Análisis exergético para cada caso (ISO, zona cálida, sistema de enfriamiento actual y modificado)	29
4.2.3.1. Cálculo de entalpías y entropías	30
4.2.3.2. Análisis exergético	30
4.3. SIMULACIÓN EN SIMAPRO DE LOS CASOS (ISO, ZONA CÁLIDA, SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL Y MODIFICADO)	34
4.3.1. Simulación del funcionamiento de la turbina de gas en SimaPro	34
4.3.2. Simulación del funcionamiento del chiller de absorción acoplado a la turbina de gas en SimaPro	37
4.3.3. Análisis ambiental para cada caso (ISO, zona cálida, sistema de enfriamiento actual y modificado)	39
4.4. ANÁLISIS EXERGOAMBIENTAL DE LOS CASOS (ISO, ZONA CÁLIDA, SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL Y MODIFICADO)	39
5. RESULTADOS	43
5.1. SIMULACIÓN HYSYS PARA LOS CASOS PLANTEADOS	43

5.2.	ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LOS CASOS PLANTEADOS	46
5.3.	ANÁLISIS AMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS	51
5.4.	ANÁLISIS EXERGOAMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS	52
6.	CONCLUSIONES	58
7.	RECOMENDACIONES	60
8.	BIBLIOGRAFIA	61

LISTA DE TABLAS

Pág.

Tabla 1 Parámetros de entrada del combustible (Gas natural) usado en las simulaciones.	20
Tabla 2 Composición del combustible (Gas natural) usado en las simulaciones.	20
Tabla 3 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones ISO.	20
Tabla 4 Composición del aire de admisión en caso de condiciones ISO.	21
Tabla 5 Parámetros fijos y variables para la realización de las simulaciones.	21
Tabla 6 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones ISO.	22
Tabla 7 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones ISO.	22
Tabla 8 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones de zona cálida y sistema de enfriamiento actual.	23
Tabla 9 Composición del aire de admisión en caso de condiciones de zona cálida.	23
Tabla 10 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones de zona cálida.	23
Tabla 11 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones de zona cálida.	24
Tabla 12 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento actual.	26
Tabla 13 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento actual.	26
Tabla 14 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.	28
Tabla 15 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado.	29
Tabla 16 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado.	29
Tabla 17 Estados de referencia de los flujos pertenecientes a los casos.	30
Tabla 18 Estados de las líneas de los casos planteados.	31
Tabla 19 Exergias estándar de cada compuesto.	32
Tabla 20 Ecuaciones para el cálculo del calor en el condensador y evaporador del chiller de absorción.	33
Tabla 21 Ecuaciones para el cálculo de la exergía del calor en el condensador y evaporador del chiller de absorción.	33

Tabla 22 Ecuaciones para el cálculo de las irreversibilidades en los casos planteados.	33
Tabla 23. Ecuación conversión de flujos para ingresar a SimaPro	35
Tabla 24 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones ISO.	36
Tabla 25 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones de zona cálida	36
Tabla 26 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento actual.	37
Tabla 27 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.	38
Tabla 28 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.	38
Tabla 29 Ecuaciones para halla las tasas de impacto en los casos planteados	41
Tabla 30 Resultados de la simulación en HYSYS de condiciones ISO a cargas parciales (100%-50%).....	43
Tabla 31 Resultados de la simulación en HYSYS de condiciones de zona cálida a cargas parciales (100%-50%).....	44
Tabla 32 Resultados de la simulación en HYSYS del sistema de enfriamiento actual a cargas parciales (100%-50%).	44
Tabla 33 Resultados de la simulación en HYSYS del sistema de enfriamiento modificado a cargas parciales (100%-50%).....	45
Tabla 34 Aumento o reducción de potencia en base al sistema actual	46
Tabla 35 Impactos suministrado por SimaPro de los equipos.	51

LISTA DE ILUSTRACIONES

Pág.

Ilustración 1 Turbina de gas ciclo simple abierto.	6
Ilustración 2 Dibujo termodinámico del ciclo Brayton ideal.	7
Ilustración 3 Dibujo termodinámico del ciclo Brayton real.	8
Ilustración 4 Turbina de gas real.	8
Ilustración 5 Principales partes que componen una turbina de gas.	9
Ilustración 6 Esquema de un enfriador evaporativo acoplado a una turbina de gas	11
Ilustración 7 Esquema de flujos y equipos de un chiller de absorción de simple efecto.	11
Ilustración 8 Fases de desarrollo del proyecto.	16
Ilustración 9 Esquema general Turbina de gas Aspen Hysys.	18
Ilustración 10 Esquema de la turbina con el sistema de enfriamiento actual.	24
Ilustración 11 Resultados simulación Termoflex sistema de enfriamiento evaporativo	25
Ilustración 12 Esquema turbina de gas con sistema de enfriamiento modificado. .	26
Ilustración 13 Configuración interna del chiller de absorción en simulación inicial	27
Ilustración 14 Configuración interna del chiller de absorción en simulación final ...	28
Ilustración 15 Esquema general de los estados a estudiar en los casos planteados.	31
Ilustración 16 Volumen de control de la turbina de gas.	35
Ilustración 17 Volumen de control del chiller de absorción acoplado a la turbina de gas.	37
Ilustración 18 Impacto del método ReCiPe 2016 Midpoint escogido para realizar el estudio en cada caso planteado (Imagen tomada de la simulación del cooler a carga plena).	39

LISTA DE GRÁFICAS

	Pág.
Gráfica 1 Eficiencia del sistema de los casos planteados de acuerdo a los porcentajes de carga.	46
Gráfica 2 Irreversibilidades totales en condiciones ISO a carga plena.	47
Gráfica 3 Irreversibilidades totales en condiciones de zona cálida a carga plena.	48
Gráfica 4 Irreversibilidades totales en condiciones del sistema de enfriamiento actual a carga plena.....	48
Gráfica 5 Irreversibilidades totales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado a carga plena.	49
Gráfica 6 Irreversibilidades totales de los casos propuestos a cargas parciales. ...	50
Gráfica 7 Eficiencia exergetica casos planteados.	51
Gráfica 8 Costo ambiental del combustible.....	52
Gráfica 9 Costo ambiental de la energía.....	53
Gráfica 10 Tasa de impacto de destrucción de exergía	54
Gráfica 11 Diferencia relativa de impacto ambiental.....	55
Gráfica 12 Aumento de energía con el sistema modificado en base al sistema actual	56
Gráfica 13 Ahorro costos ambientales entre el sistema actual y el modificado.....	57

NOMENCLATURA

B_{equipo} : Impacto ambiental del equipo, kgCO₂/h

$b_{corriente}$: Costo específico ambiental, kgCO₂/kJex

$Cp_{corriente}$: Calor específico de cada corriente, kJ/kgK

$ex_{corriente}$: Exergía de cada corriente, kJ/kg

$ex_{estandar}$: Exergía estándar de cada compuesto, kJ/kg

$impacto_{corriente}$: Tasa de impacto de cada corriente, kgCO₂/

Irr_{comp} : Irreversibilidades del compresor, kW

Irr_{cc} : Irreversibilidades de la cámara de combustión, kW

Irr_{exp} : Irreversibilidades del expansor, kW

Irr_{gen} : Irreversibilidades del generador, kW

Irr_{cond} : Irreversibilidades del condensador, kW

$Ex_{quimica}$: Exergía química del combustible

$Ex_{Q_{cond}}$: Exergía del calor del condensador, kJ/kg

$Ex_{Q_{Evap}}$: Exergía del calor del evaporador, kJ/kg

$h_{corriente}$: Entalpía de cada corriente, kJ/kg

HR_{ex} : Heat reat exergético, kJex/kWh

$Irr_{válvula}$: Irreversibilidades de la válvula de expansión, kW

Irr_{evap} : Irreversibilidades del evaporador, kW

Irr_{sist} : Irreversibilidades del sistema, kW

$m_{corriente}$: Flujo másico de cada corriente, kg/s

$\eta_{exergetica}$: Eficiencia exergetica

η_i : Eficiencia del equipo, %

PC : Poder calorífico del combustible, kJ/kg

Q_{cond} : Calor del condensador, kJ

Q_{evap} : Calor del evaporador, kJ

R : Constante universal de los gases

$s_{corriente}$: Entropía de cada corriente, kJ/K

$T_{corriente}$: Temperatura de cada corriente, K

W_{neto} : Trabajo neto generado

W_{ideal} : Trabajo ideal, kW

W_{real} : Trabajo real, kW

ω : Humedad relativa

X_{H_2O} : Fracción másica del agua

W_{comp} : Trabajo consumido del compresor, kW

UF : Unidad funcional, kWh

y_i : Fracción molar de cada compuesto

$v_{corriente}$: Volumen del gas natural, m³

y_i : Fracción molar de cada compuesto

ρ_6 : Densidad del gas natural, kg/m³

$\Delta_{especifica_{impacto}}$: Diferencia relativa de impacto ambiental específica

RESUMEN

En este proyecto se propone realizar el estudio exergoambiental una central térmica ubicada en el Magdalena Medio, la cual funciona en un ciclo simple con un sistema de enfriamiento evaporativo convencional que no mejora el desempeño de la turbina a condiciones de alta temperatura donde está ubicada. Para aprovechar los gases de escape de la turbina que aún tienen gran potencial energético se plantea la implementación de un chiller de absorción el cual hará que el agua de trabajo en el enfriamiento evaporativo tenga una menor temperatura para retirar mayor calor del aire de entrada y así obtener un mejor desempeño.

Se plantea la simulación de cuatro casos, los dos mencionados anteriormente y otros dos a condiciones ISO y zona de ubicación, utilizando la herramienta computacional Aspen Hysys. Con los resultados obtenidos se realiza el estudio de impactos ambientales relacionados al desempeño de la planta con la operación del chiller de absorción, posteriormente se lleva a cabo una comparación de dichos impactos teniendo en cuenta las configuraciones mencionadas.

Palabras clave: Turbina de gas, enfriamiento evaporativo, chiller de absorción, impacto ambiental.

ABSTRACT

In this project it is proposed to carry out the environmental exerge study to a thermal power plant located in Colombian Magdalena Medio, which operates in a simple cycle with a conventional evaporative cooling system that does not improve the performance of the turbine at high temperature conditions where it is located. To take advantage of the turbine exhaust gasses that still have great energy potential, the implementation of an absorption chiller is proposed, which will make the working water in the evaporative cooling have a lower temperature to remove more heat from the inlet air and thus get a better performance.

Four simulation cases are proposed, the two former mentioned before and another two to ISO conditions and location area, using the AspenHysys computational tool. With the results obtained in the simulation, the study of environmental impacts related to the performance of the plant with the operation of the absorption chiller, subsequently a comparison of mentions impacts is carried out taking into account the mentioned configurations.

Key words: Gas turbine, evaporative cooling, absorption chiller, environmental impact.

INTRODUCCIÓN

Las centrales termoeléctricas son fundamentales para el desarrollo de los países y garantizan que los precios de la energía sean competitivos. En algunos países estos generadores son la base de la matriz energética y en otros funcionan únicamente como respaldo para suplir la demanda. En los últimos años el sector de la generación termoeléctrica ha venido evolucionando y se constituye como una industria que cumple con los altos estándares de desempeño y estrictas normas ambientales y de seguridad (nacional e internacional). Por estas razones, a nivel mundial se han realizado estudios para optimizar el funcionamiento de la unidad generadora.

La revista Internacional de Ingeniería Aeroespacial y Mecánica publicó un artículo titulado *“Comparación de diferentes métodos de enfriamiento de aire de entrada de turbina de gas”* en el cual construyen un modelo termodinámico de una turbina de gas para calcular la tasa de calor, la potencia de salida y la eficiencia térmica en diferentes condiciones de temperatura del aire de entrada que se compararon con los resultados obtenidos a condiciones ISO. Los autores presentaron una simulación numérica de una turbina de gas de un solo eje que utiliza dos técnicas de enfriamiento para la entrada de aire. Los resultados mostraron que ambos métodos (enfriamiento evaporativo y enfriador de absorción) mejoran la potencia de salida y la eficiencia térmica en comparación con el caso inicial. [1]

De igual forma en Polonia la Universidad Tecnológica de Varsovia desarrolló un artículo titulado *“Impacto de la refrigeración del aire de entrada en el rendimiento de la turbina de gas”* el cual presenta diferentes opciones para la refrigeración del aire de entrada de la turbina de gas, también métodos para definir la ganancia de potencia ocasionada por el enfriamiento del aire y a su vez los resultados de la configuración para varias turbinas de gas y una turbina de gas en ciclo combinado en condiciones ambientales. En el artículo se concluye que en condiciones de alta humedad y en climas donde la humedad relativa varía en un amplio rango es conveniente usar enfriadores por absorción ya que pueden aumentar la potencia eléctrica de la turbina de gas en un 15-20% y la eficiencia en un 1-2% ya que su funcionamiento no está limitado por la temperatura del bulbo húmedo. [2]

En Colombia se han enfocado en optimizar estos sistemas de generación de energía como lo hizo un estudiante de la Universidad Tecnológica de Bolívar, quien realizó un trabajo de grado titulado *“Análisis de las tecnologías para disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor y su influencia sobre los indicadores energéticos en una planta cogeneradora con turbina a gas (TG) y generador de vapor recuperador de calor (HRSG'S)”*. El proyecto consiste en realizar un estudio teórico de las diversas tecnologías que existen para disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor especificando criterios termodinámicos, técnicos y argumentos económicos que definen cual tecnología satisface de manera óptima el ahorro de energía.[3]

En zonas cálidas se presentan problemas relacionados con la disminución significativa de la potencia de salida, ya que las turbinas de gas son equipos que funcionan en ciclo abierto y por lo tanto son sensibles a los cambios de la

temperatura ambiente. Por lo que se implementan sistemas de enfriamiento del aire de admisión que al mismo tiempo mejoran de la calidad de los humos a la salida de la chimenea, cumpliendo con las leyes establecidas acerca de los índices de emisiones que están relacionados con la cantidad de emisiones y la cantidad de energía generada.

La central térmica escogida para el estudio se encuentra ubicada en una zona con condiciones de alta temperatura y humedad, estas afectan el funcionamiento de la turbina y a pesar de que cuenta con un sistema de enfriamiento evaporativo para disminuir la temperatura de entrada de aire al compresor, no se evidencian mejoras representativas en el desempeño de la turbina.

El objetivo general propuesto en el proyecto es realizar un estudio del desempeño exergoambiental de la planta comparando dos configuraciones del sistema de enfriamiento del aire de admisión. Las herramientas computacionales escogidas para realizar el estudio fueron Aspen Hysys, Thermoflex y SimaPro, así mismo se estableció trabajar en condiciones estables con variaciones de parámetros de sitio y de funcionamiento que afecten el desempeño del ciclo.

Los gases de escape de la turbina tienen gran potencial energético que puede ser aprovechado, por lo tanto, se estudia la posibilidad de agregar un chiller de absorción para el enfriamiento del agua. Esta implementación hará que el agua de trabajo en el enfriamiento evaporativo tenga una menor temperatura para retirar mayor calor del aire de entrada y así obtener un mejor desempeño y mejorar los índices de emisiones de la central relacionados con la emisión de gases de efecto invernadero y de NOx.

Se plantea las simulaciones utilizando AspenHysys, parametrizando las variables del proceso que afecten el desempeño tales como temperatura ambiente, humedad relativa del ambiente y carga de la turbina. Con los resultados obtenidos en la simulación de AspenHysys y SimaPro se realiza el estudio de impactos ambientales relacionados al desempeño de la planta con la operación del chiller de absorción, posteriormente se llevará a cabo una comparación de dichos impactos teniendo en cuenta las dos configuraciones.

Finalmente se determina si la mejora propuesta incrementa el desempeño del ciclo de la turbina de gas de la central térmica ubicada en el Magdalena medio, lo que a su vez conlleva a la reducción del impacto ambiental de la misma.

1. MARCO REFERENCIAL

Para la realización del trabajo se tienen en cuenta puntos importantes con el fin de comprender cómo trabaja una turbina de gas en una central térmica, cuáles son las partes que la componen, sus condiciones óptimas de funcionamiento, cuál es la importancia de una turbina de gas y qué efectos tienen sus emisiones sobre la salud humana con el fin de evaluar la implementación de otra tecnología para el mejoramiento de los sistemas de enfriamiento en estas centrales.

1.1. TURBINA DE GAS

La turbina de gas pertenece al grupo de turbomáquinas térmicas que trabaja con un fluido de combustible, generalmente gas natural. Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna, donde a partir de la energía aportada por el combustible se produce energía mecánica y se genera una importante cantidad de calor en forma de gases calientes.

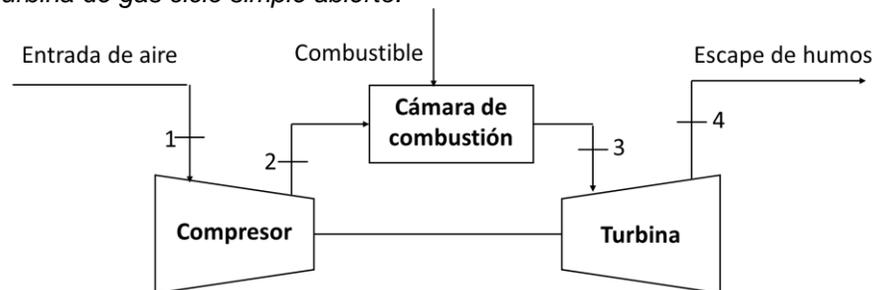
A lo largo de la historia se han utilizado para la realización de trabajo mecánico, en el campo de la aeronáutica como elemento propulsor, como elemento motor para la generación de energía eléctrica en donde han desarrollado modelos específicos que han tratado de adaptarse a las exigencias de ese mercado.

1.1.1. Ciclo Brayton (ideal y real)

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo de Brayton y pueden ser de ciclo abierto o cerrado. Las turbinas de gas de ciclo abierto simple utilizan una cámara de combustión interna para suministrar calor al fluido de trabajo y las turbinas de gas de ciclo cerrado simple utilizan un proceso de transferencia para agregar o remover calor del fluido de trabajo. El ciclo básico de Brayton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos: compresión, combustión, expansión y enfriamiento.

En la siguiente ilustración se observa el diagrama de bloques del proceso de una turbina de gas de ciclo simple abierto.

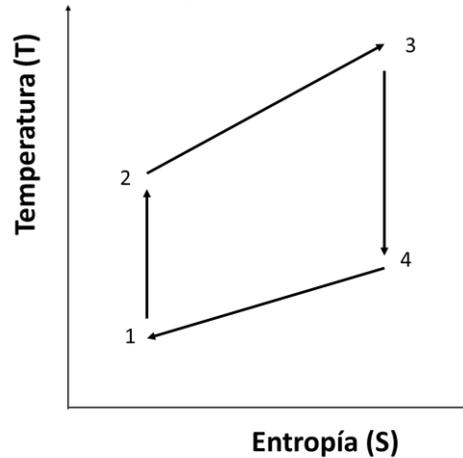
Ilustración 1 Turbina de gas ciclo simple abierto.



Fuente: Autores

La ilustración 2 muestra el diagrama termodinámico del ciclo simple Brayton ideal, pero hay que tener en cuenta que existe un ciclo real.

Ilustración 2 Dibujo termodinámico del ciclo Brayton ideal.



Fuente: Autores

Los procesos desarrollados en el ciclo se describen a continuación:

1-2. Compresión isentrópica en un compresor.

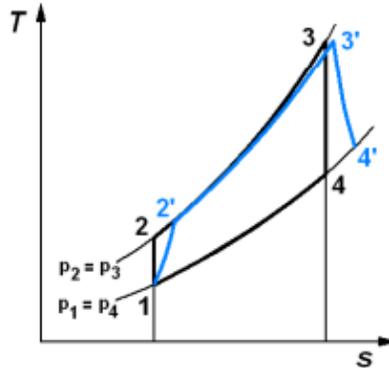
2-3. Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión.

3-4. Expansión isentrópica en una turbina.

4-1. Remoción de calor del fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o en la atmósfera.

Como se mencionó anteriormente, existe un diagrama termodinámico para el ciclo real, este contempla que la eficiencia del ciclo se ve afectada por las pérdidas en el compresor, en la turbina y en las caídas de presión en la cámara de combustión y otros pasajes. Se puede observar en el siguiente diagrama que las condiciones en el ciclo real disminuyen consecuentemente la eficiencia.[4]

Ilustración 3 Dibujo termodinámico del ciclo Brayton real.



Fuente:

Tomando el sistema real la eficiencia del compresor y la turbina se determinan de la siguiente forma[5]:

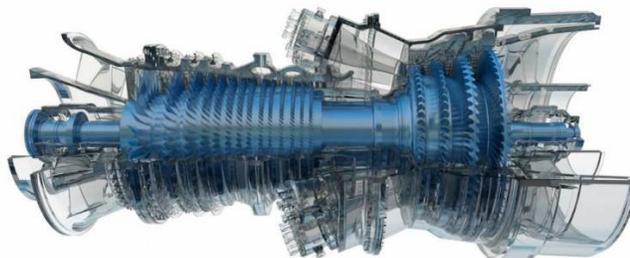
$$\eta_{compresor} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{h_{2ideal} - h_1}{h_{2real} - h_1}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{h_3 - h_{4real}}{h_3 - h_{4ideal}}$$

1.1.2. Partes principales de una turbina de gas

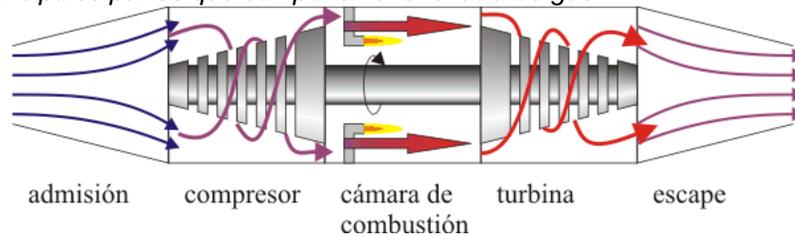
En las siguientes imágenes se observa una turbina de gas real y un dibujo ilustrativo de cómo se encuentran ubicadas las partes principales. Haciendo una similitud de los dos dibujos en la primera sección de álabes, zona izquierda, es el compresor. En el centro se encuentran los inyectores de la cámara de combustión y finalmente el expansor o turbina que son los álabes que se observan en la parte derecha de la ilustración 4. A continuación se explicará el funcionamiento de cada una de las partes [6].

Ilustración 4 Turbina de gas real.



Fuente:

Ilustración 5 Principales partes que componen una turbina de gas.



Fuente:

1.1.2.1. Admisión de aire

El sistema de admisión de aire consta de todos los elementos necesarios para que el aire entre en la turbina en las condiciones más adecuadas de presión, temperatura y limpieza. Para ello cuenta con filtros de varios tipos, que se encargarán de eliminar la suciedad que pueda arrastrar el aire; y de una serie de sistemas que acondicionarán la temperatura para facilitar que entre a la turbina la mayor cantidad posible de masa de aire.

1.1.2.2. Compresor de aire

La función del compresor es elevar la presión del aire de combustión antes que entre en la cámara de combustión, en una relación que varía según la turbina pero que normalmente está entre 10:1 y 40:1. El control de la entrada de aire para la combustión se realiza variando el ángulo de inclinación de los álabes del compresor. A mayor ángulo, mayor cantidad de aire de entrada al compresor, y lo por tanto, a la turbina. Este método se usa para mejorar el comportamiento a carga parcial de la turbina de gas.

1.1.2.3. Cámara de combustión

En ella tiene lugar la combustión a presión constante del gas combustible junto con el aire. Esta combustión a presión obliga a que el combustible sea introducido a un nivel de presión adecuado, que oscila entre 16 y 50 bar. Parte del aire que procede del compresor, se dirige directamente hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

1.1.2.4. Turbina de expansión

En la turbina es donde tiene lugar la conversión de la energía contenida en los gases de combustión, en forma de presión y temperatura elevada (entalpía), a potencia mecánica (en forma de rotación de un eje). Una parte importante de esta potencia es absorbida directamente por el compresor.

Los gases, que entran a la turbina a una temperatura de 1200-1400°C y una presión de 10 a 30 bar., salen a unos 450-600°C.[7]

1.1.3. Refrigeración en el aire de admisión de las turbinas de gas

Se conoce que las turbinas de gas generan menos potencia cuando más alta es la temperatura del aire de admisión. Dado que la refrigeración es un proceso que trata el aire desde unas condiciones exteriores (ambiente) hasta la entrada a la primera corona de rotor del compresor, es necesario definir las propiedades del aire húmedo en estos dos puntos. Estas características se pueden determinar con los siguientes parámetros[8].

1.1.3.1. Influencia de la temperatura de admisión sobre el gasto másico del compresor

La temperatura del aire de admisión influye en el gasto másico de aire aspirado por el compresor debido a la densidad. A su vez, la potencia desarrollada por la turbina de gas es función del gasto másico de aire. Es decir que, si se reduce la temperatura del aire de admisión, la densidad del aire de entrada aumenta, y de esta forma aumenta el flujo másico de aire, y con ello, también la potencia.

1.1.3.2. Influencia de la temperatura de admisión sobre el trabajo específico

Cuando aumenta la temperatura de admisión, aumenta el trabajo específico de compresión y el de expansión se reduce, por lo tanto, el trabajo específico del ciclo se reduce. Y como se mencionó la potencia disminuye a medida que aumenta la temperatura del aire admisión por esto es importante refrigerarlo.

1.1.3.3. Influencia de la temperatura de admisión sobre la temperatura de escape de la turbina.

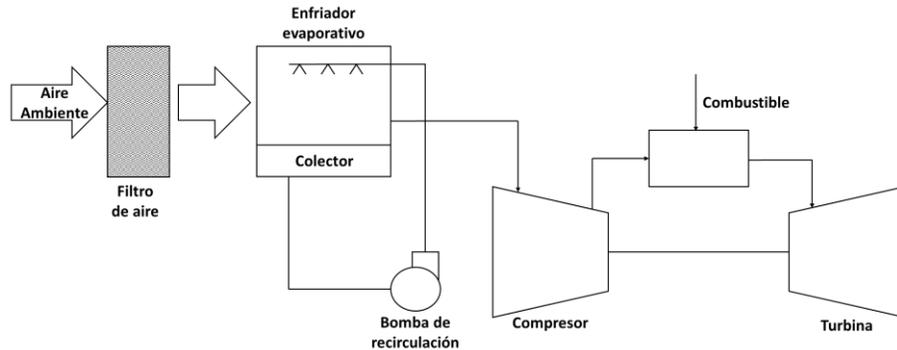
Mientras más alta sea la temperatura del aire de admisión, mayor será la de los gases de escape, y por esto, se puede decir que el flujo de gases de chimenea queda en el ambiente con una exergía mayor, por lo que es de esperar que el rendimiento térmico del ciclo sea menor.

1.2. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

La refrigeración del aire de admisión por medio del enfriamiento evaporativo es aplicable en lugares donde la temperatura del aire es alta y más efectivo si el ambiente es seco ya que reduce la temperatura de una corriente de aire a través de la evaporación de agua. Esto se logra haciendo pasar el aire entre un filtro por el

cual se deja derramar agua y parte de esta se evapora como se observa en la ilustración 6. Un enfriador evaporativo puede incrementar la humedad relativa hasta valores alrededor del 85%. Es un sistema de bajos costos iniciales y facilidad en la operación.[9]

Ilustración 6 Esquema de un enfriador evaporativo acoplado a una turbina de gas

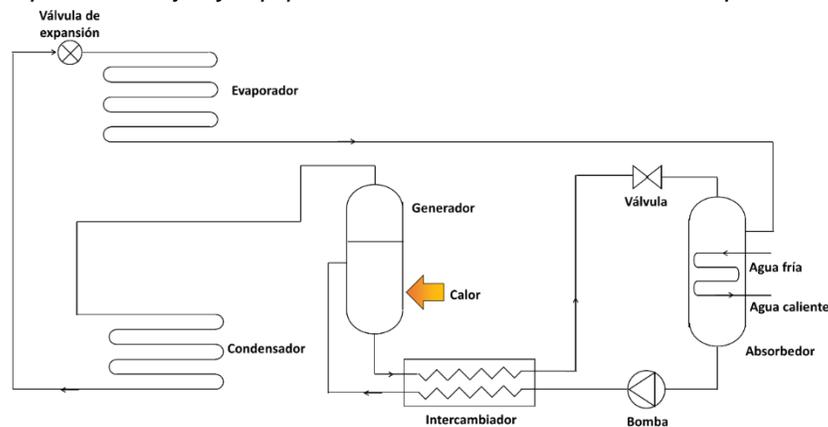


Fuente: Autores

1.3. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Las máquinas de absorción o también conocidos como chiller de absorción son equipos basados en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor (en este estudio se trabaja enfriando el agua que entra al enfriador evaporativo). El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es captado por una solución de características absorbentes que tiene afinidad físico-química hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor. Más adelante se explicara el proceso detallado de este sistema. En la ilustración 7 se observan las partes que componen un chiller de absorción[10].

Ilustración 7 Esquema de flujos y equipos de un chiller de absorción de simple efecto.



Fuente: Autores

1.3.1. Funcionamiento y componente de una máquina de absorción de ciclo simple

El ciclo inicia en el generador mediante el aporte de energía térmica (en este estudio los humos de salida de la turbina realizarán el aporte de energía) se produce la evaporación de parte del agua de la solución de bromuro de litio-agua (solución escogida para realizar el estudio), concentrándose dicha solución. El vapor de agua que actúa como el refrigerante se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Cuando el vapor de agua llega al condensador cede su calor latente y se condensa haciendo uso de otra corriente de agua que circula por los tubos.

Un parámetro que se debe tener en cuenta es que si está usando agua como refrigerante se trabaja por debajo de la presión atmosférica (como en este caso), en caso de que sea amoníaco la presión es superior a la atmosférica.

Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pero antes pasa por la válvula de expansión para reducir la presión lo necesario y producir la evaporación a la temperatura correcta. Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador, donde se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente comúnmente agua (en el estudio esta es el agua a la que se desea reducir la temperatura para mejorar la potencia de la termoeléctrica).

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida.

Normalmente se usa la misma corriente de agua para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego por el condensador. Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo e impulsarla hacia el generador.

Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto indirecto con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya[11].

Actualmente, las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP en condiciones nominales de 0,65-0,75 aproximadamente.

1.4. CONTEXTO AMBIENTAL

Las turbinas de gas tienen como fundamento la conversión de energía térmica en energía mecánica y a su vez en energía eléctrica. La energía térmica es conseguida en el proceso de combustión por medio del uso de combustible, los tipos de

combustibles más usados en Colombia para las turbinas de gas son el gas natural y el fuel oil.

Idealmente debería existir una combustión completa del combustible, pero por la existencia de impurezas en el combustible, la presencia de nitrógeno, otros gases en el aire y las condiciones reales bajo las cuales se lleva a cabo la utilización del combustible hacen que se logre una combustión incompleta, por lo que se genera una cantidad de emisiones que debe ser controlada.[12]

1.4.1. Contaminantes producidos por las centrales térmicas a base de las turbinas de gas

Los contaminantes que generalmente son emitidos con el uso de gas natural para el proceso de combustión son; óxido de nitrógeno (son un grupo formado por diferentes combinaciones de nitrógeno y oxígeno, el nitrógeno es el elemento más común del aire y representa el 79% del aire que respiramos), monóxido de carbono (es un gas incoloro e inodoro que resulta de la combustión incompleta de combustibles fósiles), dióxido de carbono y compuestos orgánicos volátiles (pueden ser moléculas orgánicas o hidrocarburos no quemados, se presentan principalmente cuando se usan combustibles derivados del petróleo), los cuales generan efectos en la salud.[13]

1.4.2. Efectos en la salud

Las consecuencias relacionadas con la exposición a la contaminación atmosférica son diversas y según estudios epidemiológicos los principales efectos van desde aumento en la mortalidad total por causas respiratorias y cardiovasculares a las alteraciones del funcionamiento pulmonar y otros síntomas, pasando por un incremento en el número de visitas médicas e ingresos hospitalarios, es decir el aumento de la morbilidad. Los efectos que en la salud generan las centrales termoeléctricas dependen de la calidad y el tipo de combustible con el cual la central opere. A continuación, se muestran algunos efectos de los contaminantes producidos por las centrales térmicas que usan turbinas de gas a base de gas natural a la salud humana:

El monóxido de carbono (CO), reacciona con la hemoglobina de la sangre y desplaza al oxígeno, con lo que reduce la capacidad de la sangre para oxigenar las células y tejidos del cuerpo. El CO puede ser particularmente peligroso para personas con problemas de corazón o circulatorios, con los pulmones dañados o con problemas respiratorios.

Los óxidos de nitrógeno (NO_x), generan irritación de ojos y garganta. En concentraciones altas los NO_x provocan un agravamiento de las enfermedades pulmonares, cardiovasculares y renales. Estudios epidemiológicos indican que el NO₂ es cuatro veces más tóxico que en NO.

Los Compuestos Orgánicos Volátiles (VOC) Causan problemas respiratorios, irritación de los ojos, reducción de la visibilidad. Muchos de estos compuestos,

principalmente los aromáticos, son clasificados como cancerígenos, otros como el metano tienen una alta capacidad de retención de calor. Pero el porcentaje de VOC es depreciable para el uso de gas natural.

El dióxido de Carbono (CO₂) al igual que los VOC, son considerados de efecto gases de efecto invernadero.[14]

1.5. ASPEN HYSYS

Aspen Hysys es un simulador de procesos químicos que es utilizado para modelar matemáticamente procesos químicos desde operaciones unitarias hasta plantas completas. Puede realizar muchos de los cálculos básicos de la ingeniería química incluidos los relacionados con el balance de masa, el balance de energía, el equilibrio vapor- líquido, la transferencia de calor y la caída de presión.

Hysys se usa ampliamente en la industria y el mundo académico para la simulación dinámica y de estado estable, el diseño de procesos, el modelado de rendimiento y la optimización.[15]

1.6. MÉTODO RECIPÉ 2016

El método r cipe es el enfoque de indicadores ambientales más reciente disponible en la evaluación del impacto del ciclo de vida. El objetivo principal de este método es transformar la larga lista de resultados del inventario del ciclo de vida, en un número limitado de indicadores. Estos indicadores tienen respectivas puntuaciones las cuales expresan la gravedad relativa de una categoría de impacto ambiental.

El método r cipe tiene muchas ventajas en relación con otros enfoques, por ejemplo, contiene el conjunto más amplio de categorías de impacto, de igual forma utiliza mecanismos de impacto que tienen un alcance global.[16]

1.7. ANÁLISIS EXERGOAMBIENTAL

El análisis exergoambiental consiste en tres pasos, el primero de ellos es un análisis exergético del sistema de conversión de energía. Posteriormente se realiza un análisis del ciclo de vida (ACV) de cada componente relevante del sistema y de todas las entradas relevantes al sistema. En el paso final, el impacto ambiental obtenido en el ACV se asigna a cada flujo exergético y se determinan las variables exergoambientales que completa dicho análisis.

De esta manera se logra determinar los componentes más importantes con el más alto impacto ambiental[17].

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio del desempeño exergoambiental de una planta de generación ubicada en el Magdalena Medio comparando dos configuraciones del sistema de enfriamiento del aire de admisión.

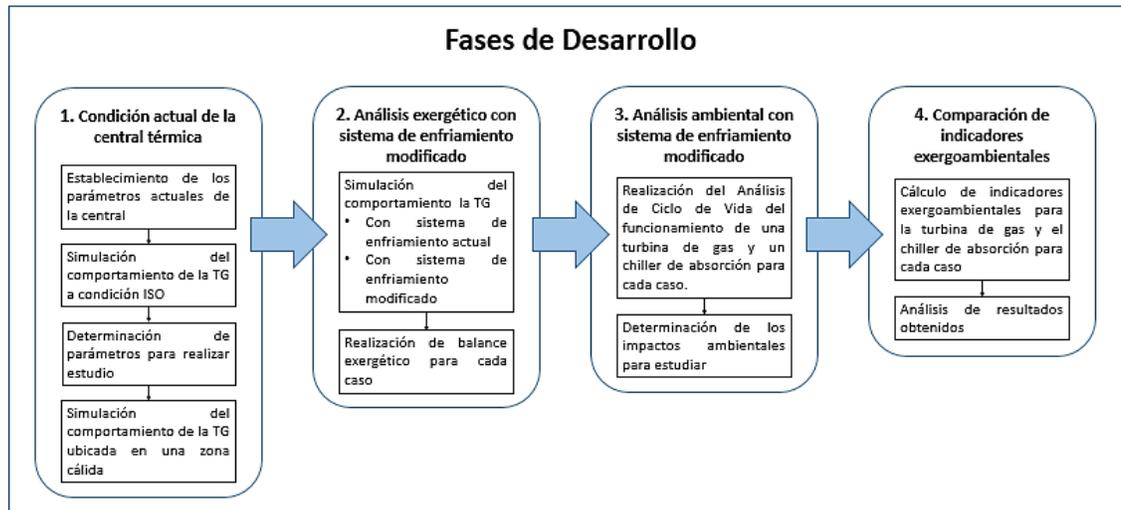
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer las características del sistema de enfriamiento modificado que aproveche los humos de salida de la turbina de gas.
- Determinar el desempeño exergoambiental de la central térmica con las actuales condiciones del sistema de enfriamiento del aire de admisión.
- Determinar el comportamiento de la central térmica con las dos configuraciones del sistema de enfriamiento del aire de admisión mediante análisis exergoambiental.
- Comparar el comportamiento exergoambiental de la planta mediante indicadores de desempeño determinado para cada configuración del sistema de enfriamiento del aire de admisión.

3. METODOLOGÍA

En la Ilustración 8 se muestran las fases a seguir durante el desarrollo del presente proyecto. Cada una de estas fases se describe en detalle en los puntos siguientes.

Ilustración 8 Fases de desarrollo del proyecto



Fuente: Autores

3.1. FASE 1: ESTABLECIMIENTO DE LA CONDICIÓN ACTUAL DE LA CENTRAL TÉRMICA

La central térmica a estudiar está ubicada en el Magdalena Medio y cuenta con un sistema de enfriamiento evaporativo para el aire de admisión, pero este no brinda las condiciones óptimas para que la planta opere eficientemente.

Inicialmente se utilizan las especificaciones de la turbina a condiciones ISO (Temperatura=15°C y Presión=1atm) para realizar la simulación en Aspen Hysys y tomar los resultados como referencia para las siguientes simulaciones (Zona cálida, sistema de enfriamiento actual y sistema de enfriamiento modificado). Los resultados que se toman como referencia son: la potencia y eficiencia de la turbina y compresor, el flujo de aire de admisión, la temperatura óptima a la entrada y salida del expansor, el flujo y la composición del combustible y la relación de compresión. Para la simulación de la zona cálida se establecen los parámetros de ubicación de la central como: temperatura y humedad del ambiente, además, se utilizan los parámetros de referencia obtenidos en la simulación a condiciones ISO.

3.2. FASE 2: REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LOS CASOS PLANTEADOS

En base a las condiciones establecidas para realizar la simulación de los dos casos mencionados en la fase 1, se realizan las simulaciones del sistema de enfriamiento actual y el sistema de enfriamiento modificado a carga plena y parcial. Una vez se obtienen los resultados de cada simulación se establecen los flujos y se calcula la destrucción de exergía en cada corriente y equipo para obtener las eficiencias exergéticas. Esta fase finaliza elaborando un balance exergético para todo el proceso.

3.3. FASE 3: REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS AMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS

El alcance del análisis de ciclo de vida se encuentra limitado al funcionamiento de dos equipos, el primero es la turbina de gas para las condiciones ISO, zona cálida y sistema de enfriamiento actual; el segundo es el chiller de absorción como propuesta de mejora para aprovechar el potencial energético de los humos a la salida de la turbina; el análisis de ciclo de vida se realiza para carga plena y parcial. Teniendo la simulación en SimaPro para cada caso se realiza un análisis de los impactos ambientales que producen cada uno de ellos. El del chiller únicamente se realiza en la simulación del sistema de enfriamiento modificado.

3.4. FASE 4: COMPARACIÓN DE INDICADORES EXERGOAMBIENTALES PARA LOS CASOS PLANTEADOS

Esta fase consiste en calcular los indicadores exergoambientales basados en los resultados obtenidos en las simulaciones (Aspen Hysys, Termoflex y SimaPro). Este cálculo se realiza para los casos estudiados (ISO, zona cálida, sistema de enfriamiento actual y modificado) con el fin de comparar los indicadores y establecer conclusiones.

aire usado en la combustión y otra como el sangrado del mismo para la refrigeración de los álabes de la turbina.

El siguiente proceso corresponde a la cámara de combustión que se simula como un reactor de Gibbs ya que fue el equipo con la operación más similar al proceso real. Si se quisiera simular este proceso con otro reactor de la librería de Hysys solo funcionarían correctamente si se adjuntan las reacciones de conversión, por el contrario, el reactor escogido es el único que puede funcionar con o sin un conjunto de reacción. Este reactor calcula las composiciones de modo que se alcancen la fase y el equilibrio químico de las corrientes de salida, y como se mencionó anteriormente, no necesita hacer uso de una estequiometría de reacción especificada para calcular la composición de la corriente de salida[18].

Finalmente se simula el proceso de expansión con un expansor centrifugo el cual disminuye la presión de los humos procedentes de la cámara de combustión, este proceso implica convertir la energía interna de los humos en energía cinética y posteriormente en trabajo, parte de este trabajo es usado para el funcionamiento del compresor. Con la simulación en conjunto de los procesos mencionados, compresión y combustión, se conocen los parámetros de los humos; y adicionando la eficiencia del expansor con un valor de 80% se logra hacer converger todas especificaciones ingresadas.

Se usa la operación set que tiene como función fijar el valor de una variable de proceso en relación a otra y la relación es entre variables de proceso de dos objetos del mismo tipo[19]. El set relaciona las corrientes del combustible y el aire comprimido usado para la combustión, manteniendo fijo el flujo de combustible para la simulación a carga plena.

En la simulación se considera el aire de admisión libre de impurezas por lo cual no se incluye en el esquema un filtro.

4.1. SIMULACIÓN EN HYSYS DEL CASO EN CONDICIONES ISO Y ZONA CÁLIDA

4.1.1. Condiciones ISO

Para realizar la simulación se tiene en cuenta los siguientes parámetros de entrada y la composición del combustible que se escoge para realizar el estudio en todos los casos (ISO, zona cálida, sistema de enfriamiento actual y modificado).

Tabla 1 Parámetros de entrada del combustible (Gas natural) usado en las simulaciones.

Parámetro	Valor
Temperatura [K]	303,1
Presión [kPa]	1800
Densidad [kg/m ³]	12,41
Flujo másico [kg/s]	9,468
Poder calorífico [kJ/kg]	47970

Fuente: Autores

Tabla 2 Composición del combustible (Gas natural) usado en las simulaciones.

Composición del combustible	Valor
CO ₂	0,409989
Metano	96,606748
Etano	0,809709
Propano	0,291877
N-Butano	0,079011
i-Butano	0,0747195
Oxígeno	0,0543305
Nitrógeno	1,623332
N-Pentano	0,0177305
i-Pentano	0,0325535

Fuente: Autores

Para el caso en condiciones ISO se definen los siguientes parámetros del aire de admisión:

Tabla 3 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones ISO.

Parámetro	Valor
Humedad Relativa [%]	60
Temperatura [K]	288
Presión [kPa]	101,325

Fuente: Autores

Conociendo la composición del aire seco y la humedad relativa del 60%, se halla la fracción másica de la humedad.

Inicialmente se convierte la humedad relativa en absoluta por medio de la herramienta EES para hallar la fracción másica (H₂O) aplicando la siguiente ecuación

$$X_{H_2O} = \frac{\omega}{\omega + 1}$$

Luego se normaliza con la composición del aire seco, obteniendo una nueva para el aire húmedo a la entrada del compresor.

Tabla 4 Composición del aire de admisión en caso de condiciones ISO.

Composición aire húmedo	Valor
O ₂	0,2315
N ₂	0,7621
H ₂ O	0,006244

Fuente: Autores

Se realizan dos simulaciones, una para el proceso de generación a plena carga y la otra para parametrizar el proceso a cargas parciales ya que la simulación a cargas parciales requiere variar datos que en la simulación a plena carga permanecen fijos.

Tabla 5 Parámetros fijos y variables para la realización de las simulaciones

Datos fijos para simulación a plena carga	Datos variables para simulación a cargas parciales
Temperatura del aire de admisión	Trabajo del compresor
Presión del aire de admisión	Trabajo del expansor
Flujo de aire de admisión	Temperatura del aire comprimido
Temperatura de combustible	Flujo del sangrado del compresor
Presión del combustible	
Flujo de combustible	
Relación de compresión	

Fuente: Autores

Para realizar la simulación a cargas parciales se tiene en cuenta que la relación de compresión cambia respecto a la carga de trabajo por lo tanto la temperatura de

compresión debe variar. Se utiliza la ecuación del trabajo neto del ciclo Brayton (ver ilustración 1) para el cálculo de dicha temperatura.

$$W_{neto} = Cp_{aire}(T_3 - T_4) - Cp_{aire}(T_2 - T_1)$$

Los resultados usados en la parametrización de muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones ISO.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
T _{compresión} [K]	645.8	633.25	620.71	608.16	595.62	583.07

Fuente: Autores

Otro de los parámetros que varía es el sangrado del compresor, el cual se estima en un porcentaje de 15.83% respecto al aire de admisión. Este porcentaje se obtiene de la herramienta Termoflex, ya que la turbina de la librería cuenta con esta información. Los datos del sangrado usados para la simulación se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones ISO.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
Flujo de sangrado [kg/s]	68.22	63.78	59.97	53.57	47.85	41.63

Fuente: Autores

De acuerdo con las condiciones mencionadas anteriormente se realizan las simulaciones correspondientes a las condiciones ISO.

4.1.2. Condiciones zona cálida

Para el caso en condiciones de zona cálida se mantienen los mismos parámetros del combustible definidos en las tablas 1 y 2. Además se definen los siguientes parámetros del aire de admisión:

Tabla 8 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones de zona cálida y sistema de enfriamiento actual.

Parámetro	Valor
Humedad Relativa [%]	77
Temperatura [K]	301,2
Presión [kPa]	101,325

Fuente: Autores

Se realiza el mismo procedimiento usado en el caso de condiciones ISO para hallar la fracción másica teniendo la humedad relativa de 77%.

Después se normaliza con la composición del aire seco, obteniendo una nueva para el aire a la entrada del compresor.

Tabla 9 Composición del aire de admisión en caso de condiciones de zona cálida.

Composición aire húmedo	Valor
O ₂	0,2285
N ₂	0,7522
H ₂ O	0,01829

Fuente: Autores

Para este caso se realizaron de la misma manera las dos simulaciones (plena carga y cargas parciales).

En base a la tabla 5 se observa que la temperatura del aire comprimido y el flujo del sangrado del compresor varían en la simulación de cargas parciales, se realiza el mismo procedimiento del caso anterior y se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 10 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones de zona cálida.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
T _{compresión} [K]	725,8	715,38	704,97	694,55	684,14	673,72

Fuente: Autores

Tabla 11 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones de zona cálida.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
Flujo de sangrado [kg/s]	67,26	62,13	56,70	50,98	44,94	38,54

Fuente: Autores

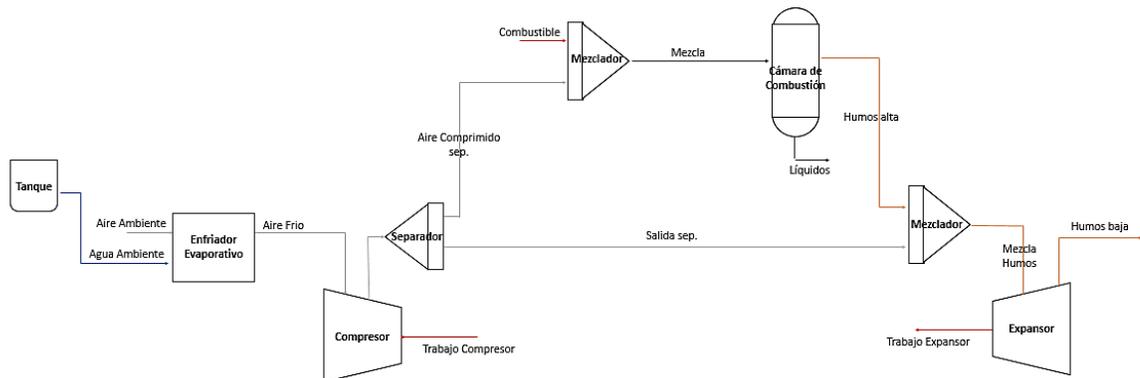
De acuerdo con las condiciones mencionadas anteriormente se realizan las simulaciones correspondientes a las condiciones de zona cálida.

4.2. SIMULACIÓN EN HYSYS DE LOS CASOS SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL Y EL PROPUESTO PARA MODIFICAR

4.2.1. Sistema de enfriamiento actual (Cooler)

La central térmica actualmente cuenta con un sistema de enfriamiento evaporativo como se muestra en la ilustración 10, el cual cumple la función de reducir la temperatura del aire a la entrada de la turbina.

Ilustración 10 Esquema de la turbina con el sistema de enfriamiento actual.



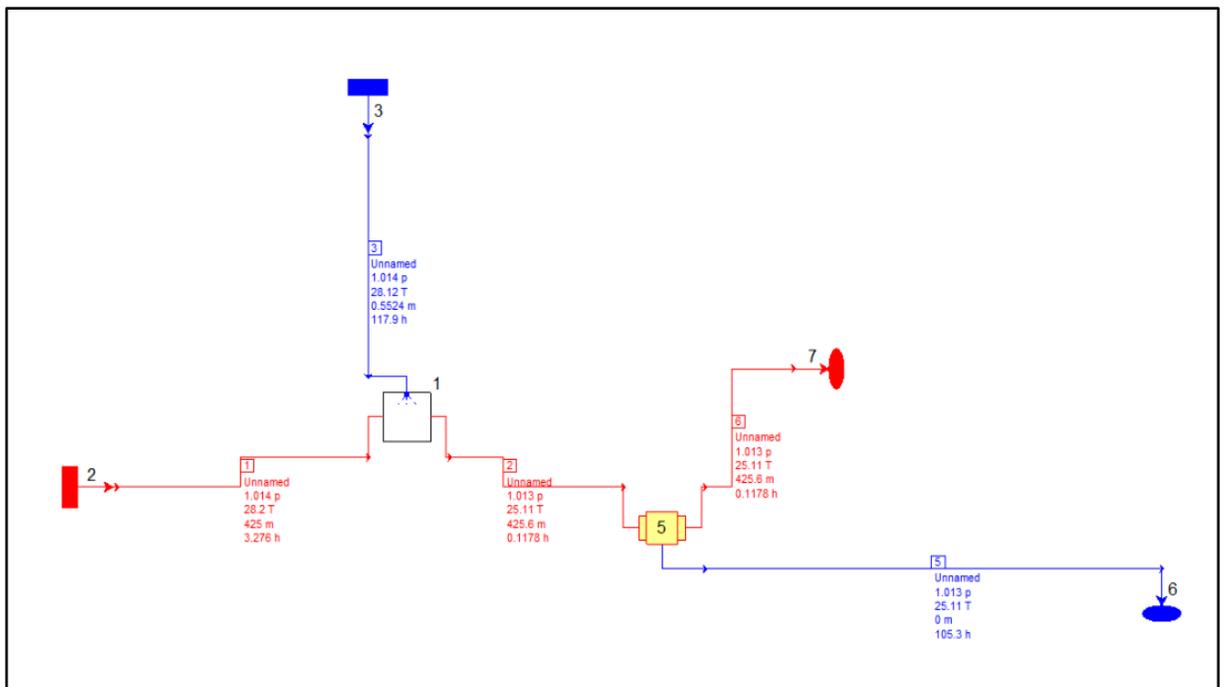
Fuente: Autores

Para realizar esta simulación se toman los parámetros utilizados para condiciones de zona cálida mostrados en la tabla 8.

La simulación del sistema de enfriamiento evaporativo se realiza en el programa Termoflex ya que en Aspen Hysys no se encuentran los componentes requeridos para llevarla a cabo.

En la ilustración 11 se observa la simulación y los resultados del sistema de enfriamiento evaporativo en la herramienta Termoflex.

Ilustración 11 Resultados simulación Termoflex sistema de enfriamiento evaporativo



Fuente. Termoflex

De la simulación en Termoflex se obtiene la temperatura del aire a la salida del sistema de enfriamiento que es de 25.11°C. Este resultado se ingresa a la Simulación realizada en Aspen Hysys.

Se hace el mismo procedimiento de los dos casos anteriores para realizar la simulación a carga plena y parcial, para esto se tiene en cuenta la temperatura del aire comprimido y el flujo de sangrado del compresor.

Tabla 12 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento actual.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
$T_{\text{compresión}} \text{ [K]}$	719,5	704,94	694,52	684,11	673,69	663,98

Fuente: Autores

Tabla 13 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento actual

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
Flujo de sangrado [kg/s]	67,26	62,50	57,14	51,44	45,37	38,94

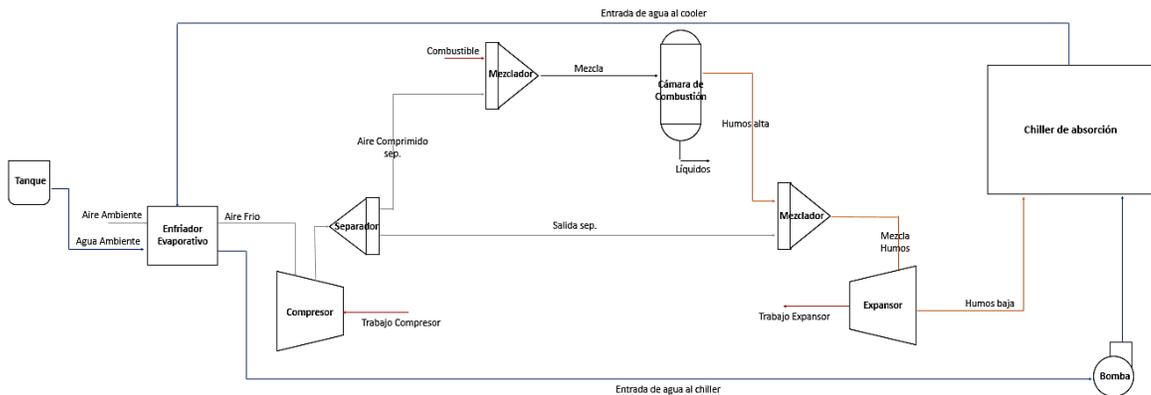
Fuente: Autores

De acuerdo con las condiciones mencionadas anteriormente se realizan las simulaciones correspondientes a las condiciones del sistema de enfriamiento actual.

4.2.2. Sistema de enfriamiento modificado (Chiller de absorción)

La eficiencia de la central térmica estudiada en este momento es muy baja, ya que la temperatura del aire de entrada aún con el sistema de enfriamiento evaporativo sigue siendo muy alta, por lo tanto se desea implementar un chiller de absorción para aprovechar el potencial de humos y obtener una potencia neta mayor, llegando cercanamente a su punto óptimo de funcionamiento. El sistema con el chiller de absorción implementado se observa en la siguiente ilustración.

Ilustración 12 Esquema turbina de gas con sistema de enfriamiento modificado.

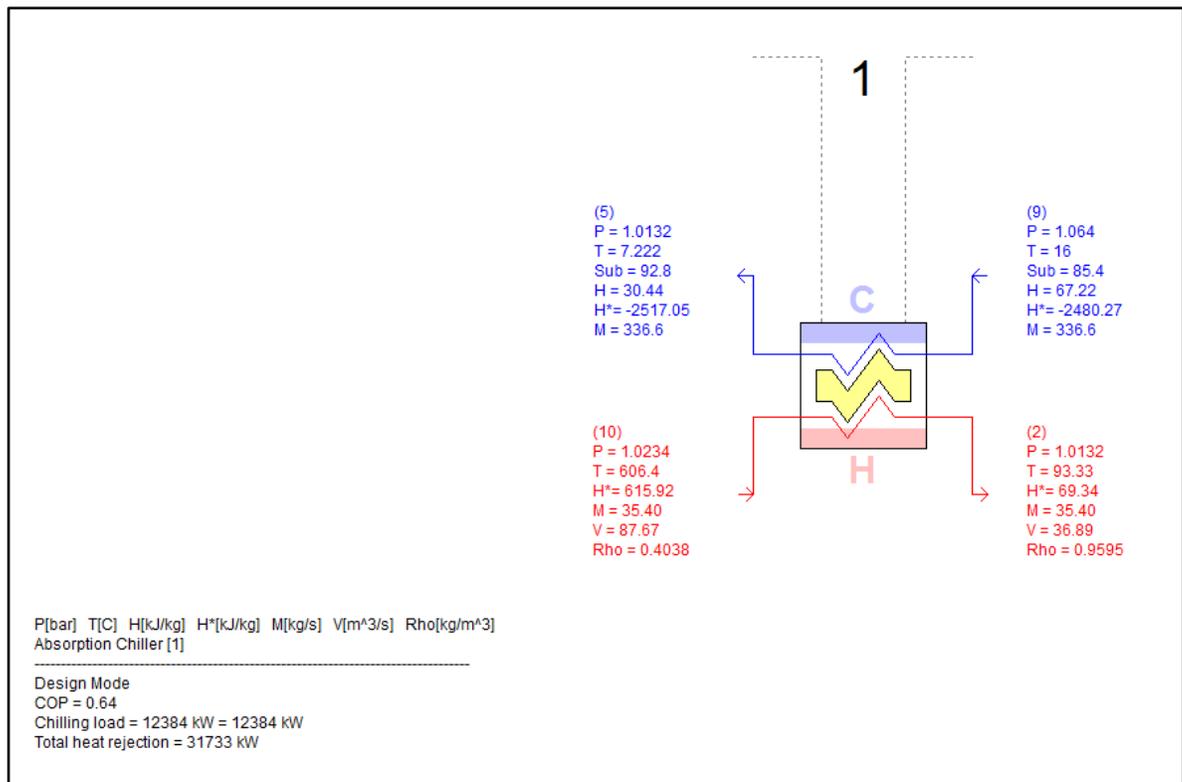


Fuente: Autores

Se realiza la simulación del chiller de absorción en la herramienta Thermoflex teniendo en cuenta los datos obtenidos en la simulación en HYSYS del sistema de enfriamiento actual. Aspen Hysys solo simula operaciones unitarias y como el proceso del chiller de absorción es un sistema complejo, se escoge Termoflex para realizar la simulación ya que cuenta con él en su librería. En el anexo A se observa la simulación inicial.

De acuerdo a la simulación inicial se muestra la configuración interna y los resultados del chiller de absorción en la ilustración 13.

Ilustración 13 Configuración interna del chiller de absorción en simulación inicial

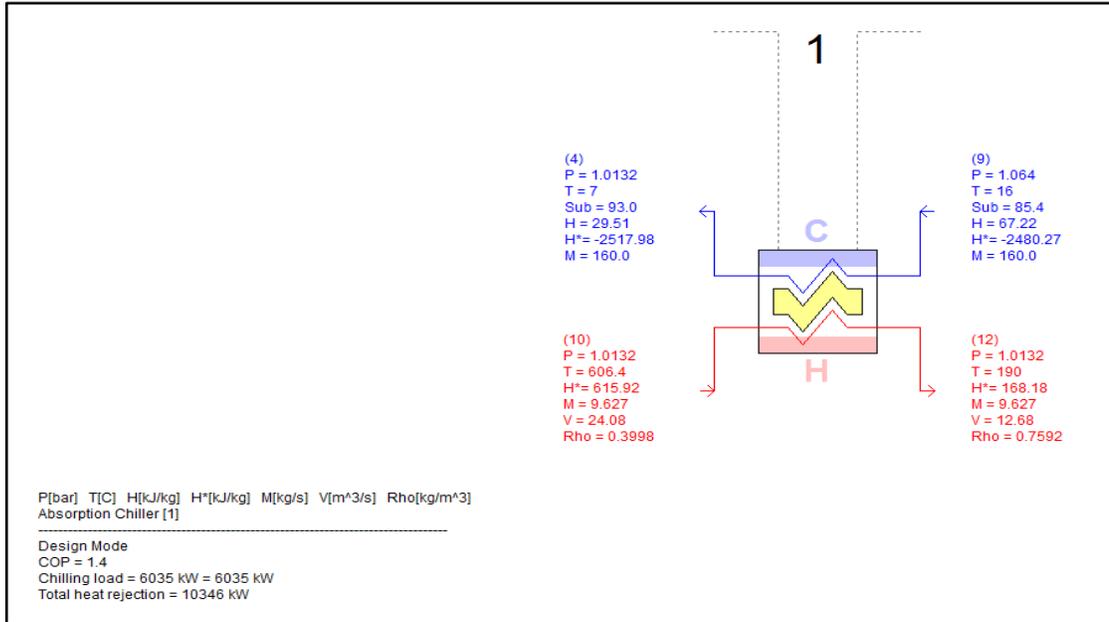


Fuente: Thermoflex

Tomando como referencia los resultados anteriores, la carga que se requiere para el chiller es de 12384 kW. En el mercado no se encuentran chiller's que suplan esta capacidad por lo que se determina la utilización de 2 equipos.

De acuerdo a la simulación final observada en el anexo B, se muestra en la ilustración 14 la configuración interna y los resultados del chiller de absorción escogido.

Ilustración 14 Configuración interna del chiller de absorción en simulación final



Fuente. Termoflex

Al modificar la configuración a dos Chiller's la carga requerida se divide, por lo tanto, cada equipo toma el valor de 6035 kW. Se busca en el mercado un chiller que cumpla con las especificaciones requeridas, escogiendo dos de la marca Thermax 2B modelo 2B 8M C con capacidad frigorífica nominal de 7046 kW. La ficha técnica del chiller escogido se muestra en el anexo C.

Con los datos de la ficha técnica del chiller de absorción escogido se modifica el flujo de agua de entrada al chiller y el coeficiente de desempeño con el fin de reducir la temperatura del agua utilizada en el cooler evaporativo. La temperatura se reduce a 280 K obteniendo los siguientes datos del aire de admisión.

Tabla 14 Parámetros del aire de admisión para caso a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Parámetro	Valor
Humedad Relativa [%]	77
Temperatura [K]	288,7
Presión [kPa]	101,325

Fuente: Autores

Se hace el mismo procedimiento de los casos anteriores para realizar la simulación a carga plena y parcial, por esto la temperatura del aire comprimido y el flujo de sangrado del compresor es:

Tabla 15 Temperaturas de compresión a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
T _{compresión} [K]	698,2	673,93	663,52	653,10	642,69	632,27

Fuente: Autores

Tabla 16 Flujo de sangrado a cargas parciales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Carga [%]	100	90	80	70	60	50
Flujo de sangrado [kg/s]	67,26	62,40	56,95	51,25	45,22	38,83

Fuente: Autores

De acuerdo con las condiciones mencionadas anteriormente se realizan las simulaciones correspondientes a las condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Con los resultados de Hysys en cada caso se puede calcular la eficiencia del sistema, se aplica la siguiente fórmula.

$$\eta_{sistema} = \frac{W_{neta}}{\dot{m}_6 * PC}$$

4.2.3. Análisis exergético para cada caso (ISO, zona cálida, sistema de enfriamiento actual y modificado)

Terminadas las simulaciones de cada caso, se realiza el análisis exergético utilizando la herramienta EES.

El análisis exergético es un método que permite estudiar la eficiencia energética de cualquier sistema mediante la aplicación de las leyes de la termodinámica, por ello se considera como una herramienta de análisis y diagnóstico de sistemas, útil en el

diseño de soluciones que busquen reducir el uso innecesario de recursos, y por ende los impactos generados. El análisis exergético, calcula la magnitud de la destrucción de exergía en cada componente durante el proceso [20]

Terminadas las simulaciones de cada caso, se realiza el análisis exergético utilizando la herramienta EES, en donde se plantean cada uno de los estados y se calculan sus respectivas entalpías, entropías y exergías.

4.2.3.1. Cálculo de entalpías y entropías

Con los resultados obtenidos de las simulaciones se conocen las condiciones de temperatura y presión, también el flujo másico de cada corriente con los cuales se realiza el cálculo de las entalpías aplicando la siguiente ecuación:

$$h_{corriente} = C p_{corriente} T_{corriente}$$

Conociendo los parámetros mencionados anteriormente se realiza el cálculo de las entropías utilizando la librería del programa EES.

4.2.3.2. Análisis exergético

Con las entalpías y entropías calculadas se procede a realizar el análisis exergético. Para esto se establecen los estados de referencia para cada uno de los fluidos de trabajo en este caso agua, refrigerante, aire y combustible.

Tabla 17 Estados de referencia de los flujos pertenecientes a los casos.

ESTADO MUERTO				
Fluido de trabajo	Temperatura [K]	Presión [kPa]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
Agua	301,2	101,325	1259	0,4098
Refrigerante	301,2	101,325	117,7	0,4098
Aire	301,2	101,325	302,7	5,706
Combustible	301,2	101,325	676,9	11,63

Fuente: Autores

Las exergias de cada estado relacionado con la turbina de gas son proporcionadas por aspen Hysys, a diferencia de la exergia del combustible y de los humos, las cuales están conformadas por exergia física y química, la primera es brindada por Hysys, la segunda se halla con la siguiente ecuación

$$Ex_{quimica} = \sum y_i ex_{estandar} + RT_o \sum y_i \ln(y_i)$$

La exergia estándar de cada compuesto se encuentra en relacionada en la siguiente tabla.

Tabla 19 Exergias estándar de cada compuesto

Compuestos	Exergias estándar [kJ/kmol]
CO ₂	20140
CH ₄	836510
C ₂ H ₆	1504360
C ₃ H ₈	2163190
C ₄ H ₁₀	2561190
O ₂	3970
N ₂	720

Fuente: Autores

Para los estados relacionados con el chiller de absorción se tiene en cuenta una presión de alta y una de baja proporcionadas por el catálogo del chiller escogido las cuales son 5,9kPa y 0,6kPa respectivamente, con estos datos se hallan las condiciones de cada estado y sus exergias con la siguiente ecuación.

$$ex_i = (h_i - h_{0_{agua}}) - T_{0_{agua}}(s_i - s_{0_{agua}})$$

Posteriormente conociendo las condiciones de cada estado se realizan los balances en el compresor, en la cámara de combustión y en el expansor; para el caso del sistema de enfriamiento modificado se tiene en cuenta el generador, el absorbedor, el condensador y el evaporador utilizando las siguientes ecuaciones.

Tabla 20 .Ecuaciones para el cálculo del calor en el condensador y evaporador del chiller de absorción.

Calor	
Condensador	$Q_{cond} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$
Evaporador	$Q_{evap} = \dot{m}_9(h_7 - h_9)$

Fuente: Autores

Tabla 21 Ecuaciones para el cálculo de la exergía del calor en el condensador y evaporador del chiller de absorción

Exergía del calor	
Condensador	$Ex_{Q_{cond}} =: ex_{11} - \dot{m}_{12}ex_{12} - Q_{cond} \left(\frac{1 - T_0}{T_{cond}} \right)$
Evaporador	$Ex_{Q_{Evap}} = \dot{m}_{13}ex_{13} - \dot{m}_9ex_9 - \dot{m}_{14}ex_{14} - \dot{m}_7ex_7 + Q_{evap} \left(\frac{1 - T_0}{T_{evap}} \right)$

Fuente: Autores

La causa de la destrucción de exergía en los sistemas son las irreversibilidades, cuando hay un proceso irreversible no hay forma de regresarlo, es decir, no hay medios por los cuales el sistema pueda ser exactamente restaurado a sus estados iniciales, las irreversibilidades en cada componente se hallan con las siguientes ecuaciones.

Tabla 22 Ecuaciones para el cálculo de las irreversibilidades en los casos planteados.

Irreversibilidades	
Compresor	$Irr_{comp} = \dot{m}_2ex_2 + W_{comp} - \dot{m}_3ex_3$
Cámara de combustión	$Irr_{cc} = \dot{m}_{3.1}ex_{3.1} + \dot{m}_6ex_6 - \dot{m}_{4.1}ex_{4.1}$
Expansor	$Irr_{exp} = \dot{m}_{4.2}ex_{4.2} - W_{expansor} - \dot{m}_5ex_5$
Generador	$Irr_{gen} = \dot{m}_{10}ex_5 + \dot{m}_{14}ex_{14} - \dot{m}_{15}ex_{15} - \dot{m}_{11}ex_{11}$
Condensador	$Irr_{cond} = \dot{m}_{11}ex_{11} - \dot{m}_{12}ex_{12} - Ex_{Q_{cond}}$
Válvula de expansión	$Irr_{válvula} = \dot{m}_{13}T_0(s_{12} - s_{13})$
Evaporador	$Irr_{evap} = \dot{m}_{13}ex_{13} - \dot{m}_{14}ex_{14} - Ex_{Q_{Evap}}$

Fuente: Autores

Para la realización de los cálculos anteriores se considera la temperatura de condensación (T_{cond}) de 303K y la de evaporación (T_{evap}) igual a la temperatura de entrada de agua al chiller de 289K.

Con los resultados de las irreversibilidades de cada equipo se calcula la de todo el sistema.

$$Irr_{sist} = Irr_{comp} + Irr_{cc} + Irr_{exp} + 2 * Irr_{gen} + 2 * Irr_{cond} + 2 * Irr_{válvula} + 2 * Irr_{evap}$$

Se realiza el cálculo de las irreversibilidades cada equipo y del sistema para cada caso a carga plena y parcial.

Para definir la eficiencia exergetica se dice que es la proporción entre el producto y los recursos de un sistema expresados en términos de la exergia, como se representa en la ecuación:

$$\eta_{exergetica} = \frac{Productos}{Recursos}$$

4.3. SIMULACIÓN EN SIMAPRO DE LOS CASOS (ISO, ZONA CÁLIDA, SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL Y MODIFICADO)

Con el fin de realizar un análisis comparativo de los impactos generados por el funcionamiento de los equipos (turbina de gas y chiller de absorción) propuestos en los casos planteados, se realiza una simulación en el programa SimaPro tomando como referencia los resultados brindados por la herramienta Hysys. Se trabajan los 4 casos realizando 6 simulaciones para cada uno de acuerdo a su porcentaje de carga.

Para realizar la simulación de cada caso se debe definir una unidad funcional, se plantea para cada uno como unidad funcional la potencia neta por hora [kWh] y esta varía de acuerdo a su porcentaje de carga

4.3.1. Simulación del funcionamiento de la turbina de gas en SimaPro

Se realiza un volumen de control para realizar el estudio, usando las corrientes: aire, combustible, humos y la potencia generada.

Ilustración 16 Volumen de control de la turbina de gas.



Fuente: Autores

El aire, humos y combustible se obtienen de Hysys en kg/s, estos valores se deben modificar a masa y volumen para realizar la simulación ya que el valor del aire y humos se ingresan en kg y el del combustible en m³. Para realizar este cálculo se usa la potencia neta correspondiente a cada caso y porcentaje de carga.

Tabla 23. Ecuación conversión de flujos para ingresar a SimaPro

Conversión de flujos	
Aire y humos a masa	$\frac{m_{corriente} [kg]}{Energia [kWh]} = \frac{m_{corriente} \left[\frac{kg}{s} \right] * \frac{3600 [s]}{1 [h]}}{W_{neto} [kW]}$
Combustible a volumen	$\frac{v_{corriente} [m^3]}{Energia [kWh]} = \frac{\dot{m}_6 \left[\frac{kg}{s} \right] * \frac{3600 [s]}{1 [h]} * \frac{1 [m^3]}{\rho_6 [kg]}}{W_{neto} [kW]}$

Fuente: Autores

Los valores ingresados a SimaPro corresponden al producto del numerador de las relaciones planteadas anteriormente, es decir la cantidad de masa y volumen requeridos para producir una energía determinada.

Este procedimiento se realiza para plena carga y cargas parciales en los casos a condiciones ISO, zona cálida y para el sistema de enfriamiento actual. Como los humos están compuestos por CO₂, N₂, H₂O, NO y O₂, se obtienen de Hysys los flujos másicos correspondientes a cada uno de ellos y de la misma manera se realiza el cálculo de la masa para cada corriente. Los datos obtenidos transformados para ingresar a SimaPro se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 24 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones ISO.

Datos transformados para ingresar a SimaPro en Condiciones ISO							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	1552000	50316	91587	1147000	79952	2393	264788
90	1449000	46989	85526	1071000	74661	2144	247377
80	1364000	44239	80518	1008000	70289	1897	232884
70	1218000	39527	71948	900954	62807	1658	208104
60	1088000	35313	64273	804873	56107	1419	185939
50	946800	30721	55914	700230	48811	1182	161788

Fuente: Autores

Tabla 25 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones de zona cálida

Datos transformados para ingresar a SimaPro en Condiciones Zona Cálida							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	1530000	49681	90421	1151000	100975	2652	218192
90	1413000	45882	83514	1064000	93261	2371	201574
80	1290000	41883	76235	970853	85132	2094	184032
70	1160000	37658	68545	872967	76545	1822	165506
60	1022000	33192	60417	769471	67468	1553	145908
50	876600	28464	51810	659894	57857	1288	125152

Fuente: Autores

Tabla 26 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento actual.

Datos transformados para ingresar a SimaPro en Condiciones de Sistema de Enfriamiento Actual							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	Humos	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]
100	1530000	49686	90429	1122000	90522	2891	257685
90	1423000	45583	84488	1048000	84563	2582	240562
80	1300000	40865	77156	956975	77225	2282	219735
70	1170000	35890	69429	861245	69492	1986	197793
60	1032000	30584	61201	759258	61257	1693	174401
50	885600	24980	52510	651501	52559	1405	149675

Fuente: Autores

4.3.2. Simulación del funcionamiento del chiller de absorción acoplado a la turbina de gas en SimaPro

Se aplica el mismo procedimiento mencionado anteriormente para el desarrollo de la simulación del caso del sistema de enfriamiento modificado ya que el volumen control cuenta con las mismas entradas y salidas de la simulación anterior adicionando el calor del chiller. Se hallan los valores para ingresar al programa SimaPro.

Ilustración 17 Volumen de control del chiller de absorción acoplado a la turbina de gas.



Fuente: Autores

Tabla 27 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Datos obtenidos de Hysys en Condiciones de Sistema de Enfriamiento Modificado							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	424,9	9,467	25,117	311,752	25,14	0,7513	71,604
90	407,5	9,134	24,234	298,924	24,23	0,6710	68,480
80	372,6	8,356	22,170	273,435	22,16	0,5935	62,626
70	335,7	7,53	19,977	246,351	19,97	0,5159	56,425
60	296,5	6,652	17,649	217,597	17,64	0,4412	49,841
50	254,9	5,716	15,1671	187,022	15,16	0,3662	42,845

Fuente: Autores

Tabla 28 Datos de Hysys transformados para ingresar a la simulación de SimaPro a condiciones del sistema de enfriamiento modificado.

Datos transformados para ingresar a SimaPro en Condiciones de Sistema de Enfriamiento Modificado							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	1530000	49681	90424	1122000	90517	2705	257775
90	1467000	47934	87245	1076000	87231	2416	246529
80	1341000	43851	79815	984368	79797	2137	225454
70	1209000	39516	71920	886867	71901	1861	203132
60	1067000	34908	63536	783352	63517	1588	179428
50	917640	29997	54602	673280	54586	1318	154244

Fuente: Autores

El impacto ambiental específico b_j también llamado costo específico ambiental es el impacto ambiental asociado con la producción de la corriente j por unidad de exergía $\left[\frac{kgCO_2}{kJ_{ex}}\right]$

El planteamiento del balance general de nuestro proceso integra dos tipos de variables, la primera es la tasa de impacto ambiental de los equipos que son la turbina de gas y chiller de absorción (B_{equipo}) y la otra variable es el costo ambiental de corriente ($b_{corriente}$). A continuación, se explica cómo se convierten los impactos obtenidos de SimaPro a las tasas de impacto ambiental usados en los balances.

Tasa de impacto ambiental de los equipos

Para convertir el impacto ambiental se usa la unidad funcional (UF) que para todos los casos planeados es la energía.

$$B_{equipo} \left[\frac{kgCO_2eq}{s}\right] = \frac{Impacto_{equipo} [kgCO_2eq]}{UF [kWh]} * \frac{1[h]}{3600[s]}$$

Costo específico ambiental de las corrientes

Para convertir el impacto ambiental se usa la unidad funcional (UF) y el Heat Rate exergético.

$$b_{corriente} \left[\frac{kgCO_2eq}{kJ_{ex}}\right] = \frac{Impacto_{equipo} [kgCO_2eq]}{HR_{ex} \left[\frac{kJ_{ex}}{kWh}\right] * UF [kWh]}$$

El Heat Rate exergético se calcula de la siguiente manera

$$HR_{ex} \left[\frac{kJ_{ex}}{kWh}\right] = \frac{\dot{m}_6 \left[\frac{kg}{s}\right] * ex_6 \left[\frac{kJ_{ex}}{kg}\right] * \frac{3600[s]}{1[h]}}{W_{neto} [kW]}$$

Balance general de la turbina de gas

Para el planteamiento del balance general de la turbina de gas se cuentan con dos entradas una es el impacto ambiental del equipo y la otra es el impacto por unidad de exergía, además con dos impactos ambientales por unidad de exergía a la salida que corresponden a la potencia total y a los humos.

$$\dot{m}_6 ex_6 b_6 + B_{TG} = W_{neto} b_{elec} + \dot{m}_5 ex_5 b_5$$

Por medio del balance anterior se halla el impacto ambiental de la potencia, Para esto se designa como nulo el costo ambiental de los humos, ya que se considera que el propósito de la turbina es generar potencia, de manera que el costo específico ambiental se carga totalmente al impacto de la potencia.

Tabla 29 Ecuaciones para halla las tasas de impacto en los casos planteados

Tasas de Impacto	
Combustible	$impacto_6 = W_{neto} * b_{elec} + \dot{m}_5 ex_5 b_5$
Potencia	$impacto_{elec} = W_{neto} * b_{elec}$

Fuente: Autores

Balance general del chiller de absorción acoplado a la turbina de gas

En este caso el balance general se plantea de la misma manera a la entrada, pero adicionando un impacto ambiental de equipo. A la salida se cuenta con tres impactos ambientales por unidad de exergía que corresponden igualmente que en el caso anterior a la potencia total, a los humos y adicional el calor del chiller.

$$\dot{m}_6 ex_6 b_6 + B_{TG} + B_{chiller} = W_{neto} b_{elec} + Q_{chiller} b_{calor} + \dot{m}_5 ex_5 b_5$$

Los impactos ambientales del calor y de potencia se desconocen por lo tanto se emplea el mismo criterio que en caso anterior, otorgándole al costo específico de los humos y del calor del chiller un valor de cero, cargando de esta forma todos los impactos a la potencia.

Para evaluar el rendimiento ambiental de estas configuraciones, se utilizan las siguientes variables:

- **Tasa de impacto ambiental de la destrucción de exergía**

La tasa de impacto ambiental de la destrucción de la exergía, para nuestro sistema, se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$impacto_{irr} = b_{combustible} * Irr_{sist}$$

Se puede observar que el resultado está influenciado por el impacto ambiental específico de los recursos.

- **Diferencia relativa de impacto ambiental específico**

La diferencia relativa de impacto ambiental específica indica el potencial para reducir el impacto ambiental, se calcula con la siguiente ecuación.

$$\Delta_{especifica_{impacto}} = \frac{b_{combustible} - b_{potencia}}{b_{potencia}}$$

Con este análisis se plantean los resultados con el fin de realizar un comparativo y establecer que tasa de impacto es la más relevante tanto en la turbina de gas como en el chiller de absorción acoplado a la turbina de gas.

- **Ahorro costos ambientales**

Para analizar el ahorro de costos ambientales, se tendrán en cuenta los costos del sistema actual y el modificado, observando el aumento de energía por año y por ende la disminución de los costos ambientales.

$$Ahorro_{costos\ ambientales} \left[\frac{kgCO_2}{año} \right] = Aumento\ energia \left[\frac{kWh}{año} \right] * Disminucion\ costos \left[\frac{kgCO_2}{kWh} \right]$$

De esta forma se obtiene el ahorro de costos ambientales por año con el sistema de modificado.

5. RESULTADOS

En este capítulo se muestran y analizan los resultados obtenidos del desarrollo por fases propuesto anteriormente. Se incluyen los resultados de las simulaciones en Hysys a carga plena y parcial, el análisis exergético y ambiental, para finalmente concluir con los resultados del balance exergoambiental. En anexos se encuentran las tablas con sus respectivos resultados.

5.1. SIMULACIÓN HYSYS PARA LOS CASOS PLANTEADOS

Con la potencia del expansor y compresor a carga plena obtenida de las simulaciones en cada caso, se realizó la parametrización para obtener los resultados del flujo de aire de admisión, flujo de combustible y el flujo de los humos de chimenea. Estos datos se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 30 Resultados de la simulación en HYSYS de condiciones ISO a cargas parciales (100%-50%).

Condiciones ISO						
Carga	Potencia expansor [MW]	Potencia Compresor [kW]	Potencia eléctrica [kW]	Flujo de aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Flujo de humos [kg/s]
100%	332300	161500	170800	431	9.588	440.4
90%	299070	145350	153720	402.9	8.954	411.4
80%	265840	129200	136640	378.8	8.43	387.2
70%	232610	113050	119560	338.4	7.532	346
60%	199380	96900	102480	302.3	6.729	309.1
50%	166150	80750	85400	263	5.854	268.9

Fuente: Autores

Tabla 31 Resultados de la simulación en HYSYS de condiciones de zona cálida a cargas parciales (100%-50%).

Condiciones de zona cálida						
Carga	Potencia expansor [kW]	Potencia Compresor [kW]	Potencia eléctrica [kW]	Flujo de aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Flujo de humos [kg/s]
100%	348800	193700	155100	424.9	9.468	434.4
90%	313920	174330	139590	392.5	8.743	401.2
80%	279040	154960	124080	358.2	7.981	330.2
70%	244160	135590	108570	322.1	7.176	329.3
60%	209280	116220	93060	283.9	6.325	290.2
50%	174400	96850	77550	243.5	5.424	248.9

Fuente: Autores

Tabla 32 Resultados de la simulación en HYSYS del sistema de enfriamiento actual a cargas parciales (100%-50%).

Condiciones del sistema de enfriamiento actual						
Carga	Potencia expansor [kW]	Potencia Compresor [kW]	Potencia eléctrica [kW]	Flujo de aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Flujo de humos [kg/s]
100%	348400	190500	157900	424.9	9.468	434.4
90%	313600	171400	142200	395.2	8.805	403.9
80%	278700	152400	126300	361	8.044	368.8
70%	243900	133400	110500	325	7.241	331.8
60%	209000	114300	94700	286.6	6.385	292.4
50%	174200	95250	78950	246	5.481	250.8

Fuente: Autores

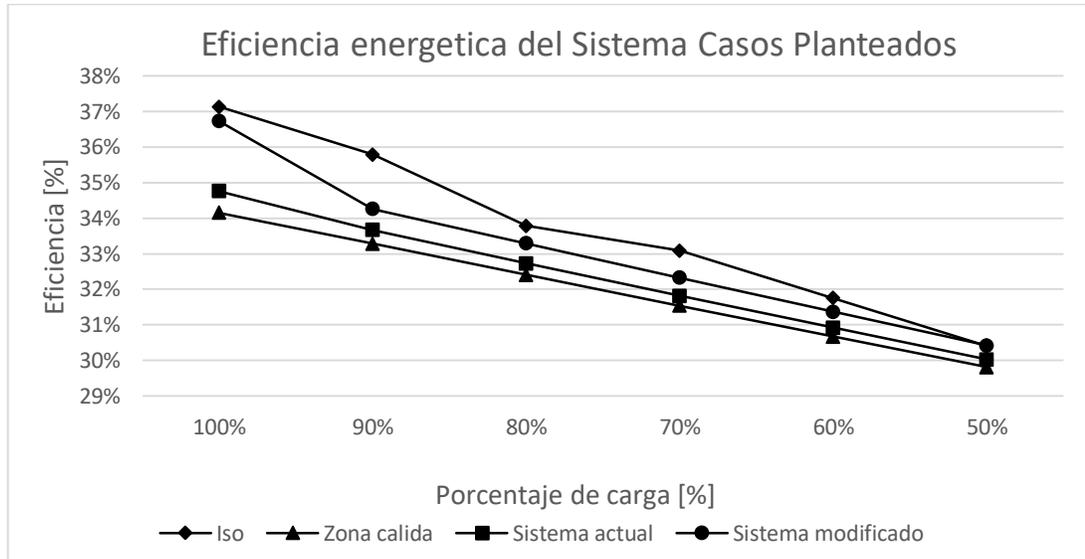
Tabla 33 Resultados de la simulación en HYSYS del sistema de enfriamiento modificado a cargas parciales (100%-50%).

Condiciones del sistema de enfriamiento modificado						
Carga	Potencia expensor [MW]	Potencia Compresor [MW]	Potencia eléctrica [MW]	Flujo de aire [kg/s]	Combustible [kg/h]	Flujo de humos [kg/h]
100%	351900	185100	166800	424,9	9,467	424,9
90%	316710	166590	150120	394,2	9,134	407,5
80%	281520	148080	133440	359,8	8,356	372,6
70%	246330	129570	116760	323,8	8,324	335,7
60%	211140	111060	100080	285,7	6,652	296,5
50%	175950	92550	83400	245,3	5,716	254,9

Fuente: Autores

Conociendo la potencia neta de cada carga, el flujo de combustible usado y conociendo el poder calorífico del gas como 47970 [kJ/kg] se calcularon las eficiencias del sistema en cada caso. En la gráfica 1 se puede observar que el caso ISO y el sistema de enfriamiento modificado a carga plena y parcial trabajan con una eficiencia por encima de los casos de zona cálida y el sistema de enfriamiento actual, esto se debe al valor de la temperatura del aire de admisión, cuando esta disminuye la eficiencia aumenta.

Gráfica 1 Eficiencia del sistema de los casos planteados de acuerdo a los porcentajes de carga.



Fuente: Autores

En la tabla 34 se puede observar el comportamiento de la generación de energía en cada uno de los casos en base al sistema actual, obteniendo un incremento del 5,34% cuando se instala el chiller de absorción, acercándose más al incremento óptimo que sería de 7,55% cuando se trabaja a condiciones ISO

Tabla 34 Aumento o reducción de potencia en base al sistema actual

ISO	-7.55%
ZONA CÁLIDA	1,81%
MODIFICADO	-5,34%

Fuente: Autores

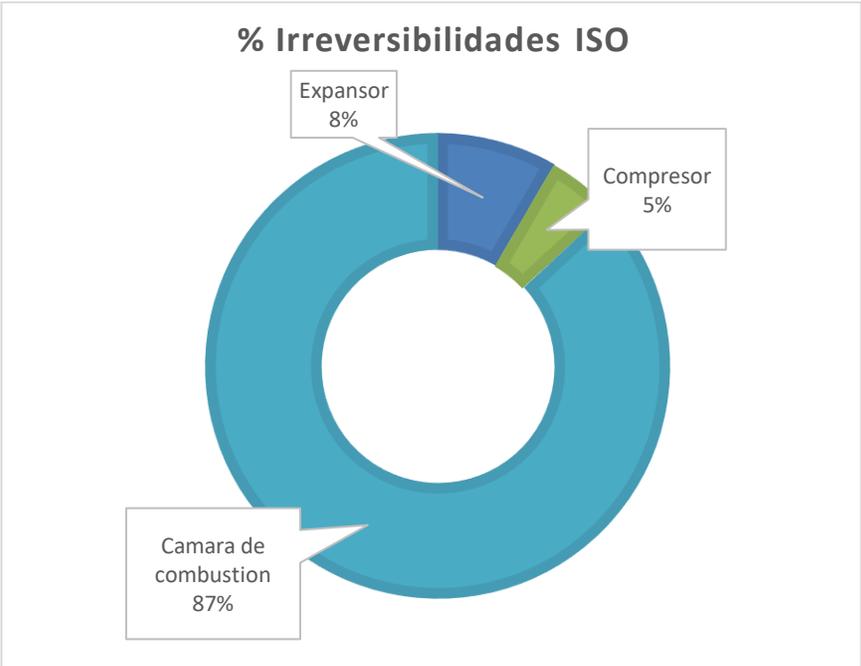
5.2. ANÁLISIS EXERGÉTICO PARA LOS CASOS PLANTEADOS

Por medio del análisis exergético se determinaron las irreversibilidades y se calculó que porcentaje aportan sobre las irreversibilidades totales en cada caso. Las gráficas 2, 3, 4 y 5 se calcularon con los valores de las simulaciones a carga plena, pero se guarda la misma proporción para las cargas parciales.

En los cuatro casos el porcentaje de irreversibilidades de la cámara de combustión fue el mayor, con un rango entre 82-87%, esto debido al proceso de combustión

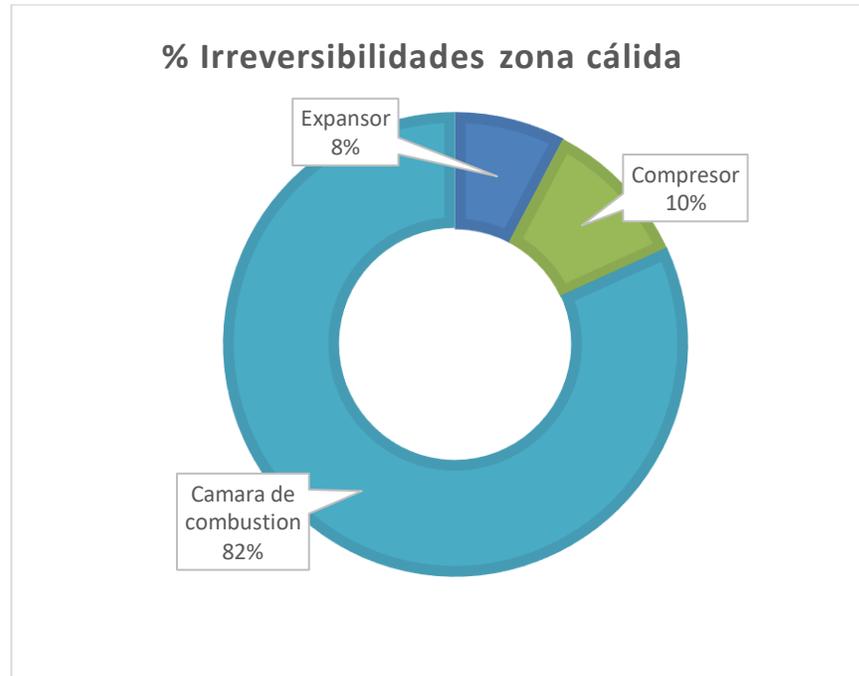
porque se genera calor y no un trabajo útil, los siguientes equipos fueron el compresor y el expansor respectivamente. En el caso del sistema de enfriamiento modificado los equipos con menor participación en el total de las irreversibilidades del sistema fueron los equipos del chiller (Generador, evaporador, válvula de expansión y condensador), como se observa en la gráfica 5 suman aproximadamente el 1,6% del total de las irreversibilidades.

Gráfica 2 Irreversibilidades totales en condiciones ISO a carga plena.



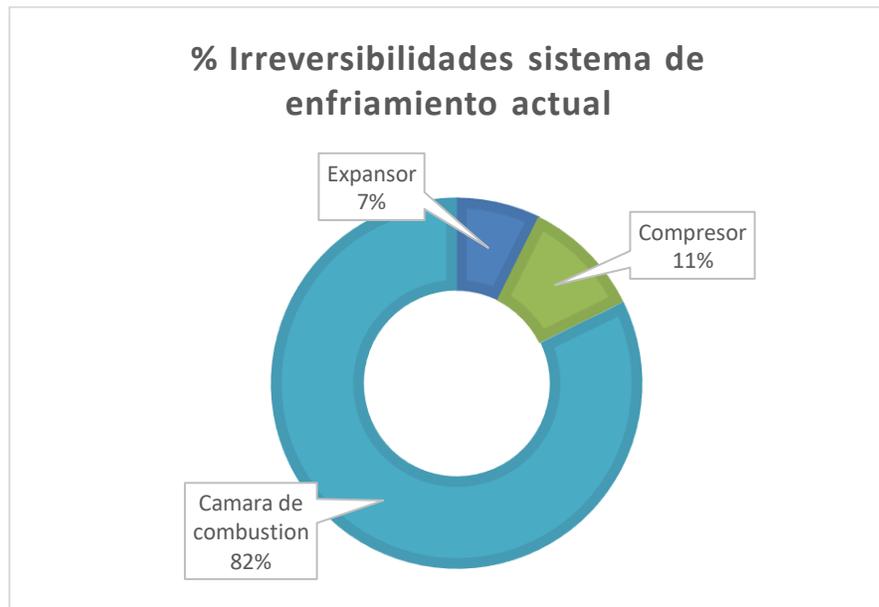
Fuente: Autores

Gráfica 3 Irreversibilidades totales en condiciones de zona cálida a carga plena.



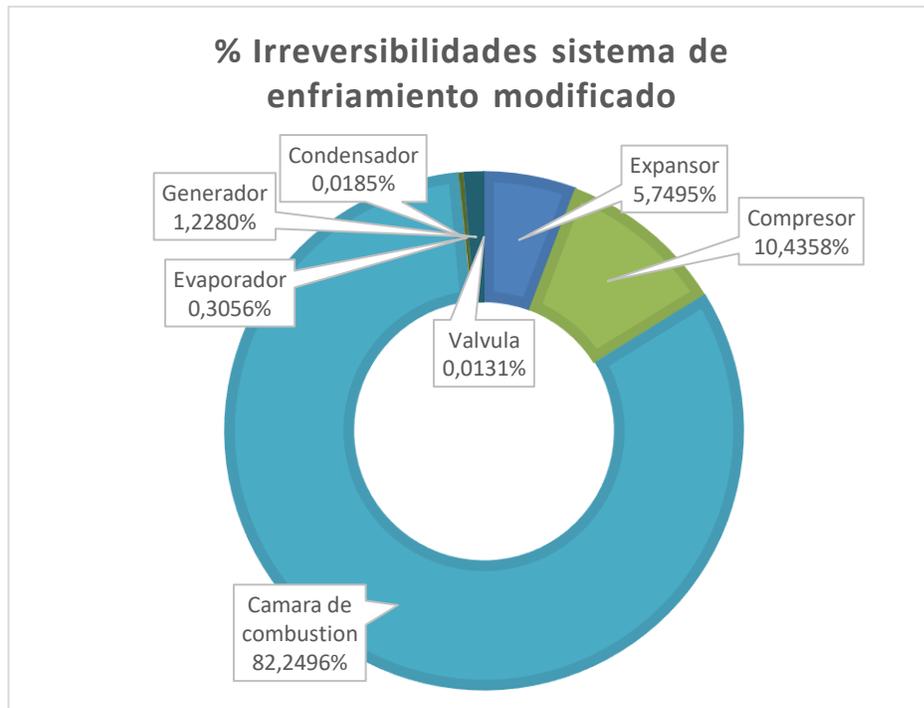
Fuente: Autores

Gráfica 4 Irreversibilidades totales en condiciones del sistema de enfriamiento actual a carga plena.



Fuente: Autores

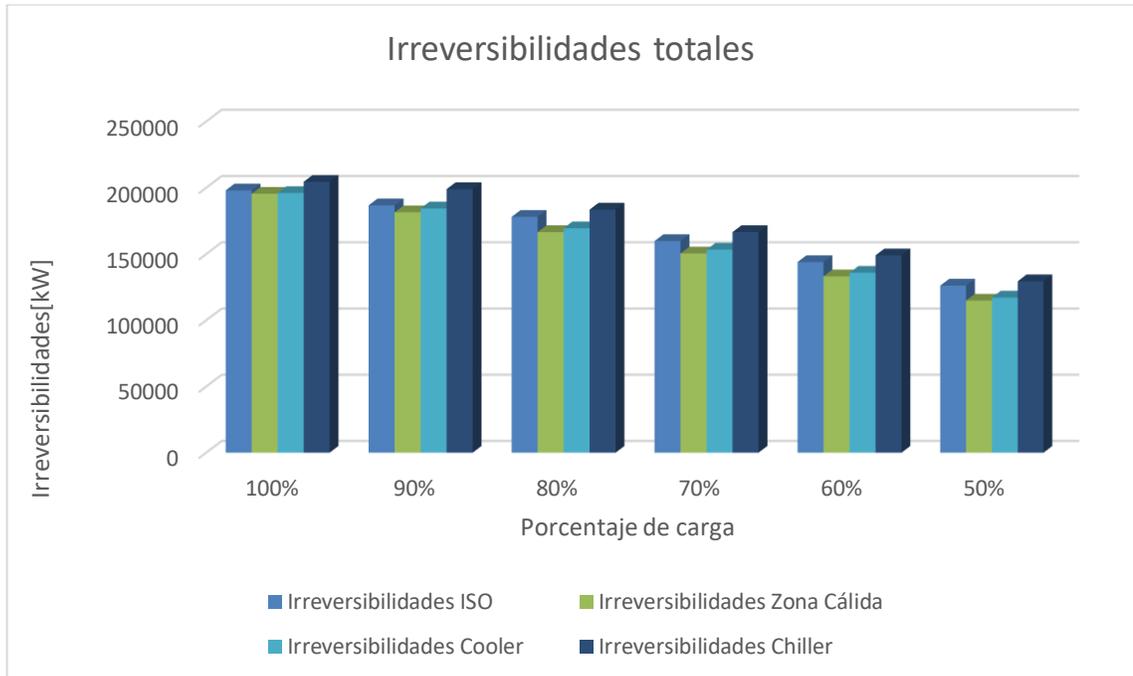
Gráfica 5 Irreversibilidades totales en condiciones del sistema de enfriamiento modificado a carga plena.



Fuente: Autores

Se estudió el comportamiento de las irreversibilidades del sistema totales de cada caso a diferentes porcentajes de carga. Se observa en la gráfica 6 que las irreversibilidades de los sistemas a cada carga disminuyen paulatinamente. También se observa que las irreversibilidades del sistema de enfriamiento modificado son mayores con respecto a los demás casos debido a la cantidad de equipos que se asocian a su funcionamiento, por lo tanto, se tendrían mayores pérdidas. En el anexo F se muestra que los valores de las irreversibilidades del condensador, evaporador y válvula de expansión permanecen constantes en todos los porcentajes de carga ya que los flujos y el potencial exergético de cada corriente en el funcionamiento interno del chiller no depende de estos. De la configuración de zona cálida al sistema de enfriamiento actual la temperatura de aire de admisión se reduce 3°C por lo tanto el comportamiento de las irreversibilidades es similar en todos los porcentajes de carga ya que para el cálculo de las irreversibilidades de equipos como el expansor y el compresor se involucra el trabajo neto y este depende de dicha temperatura.

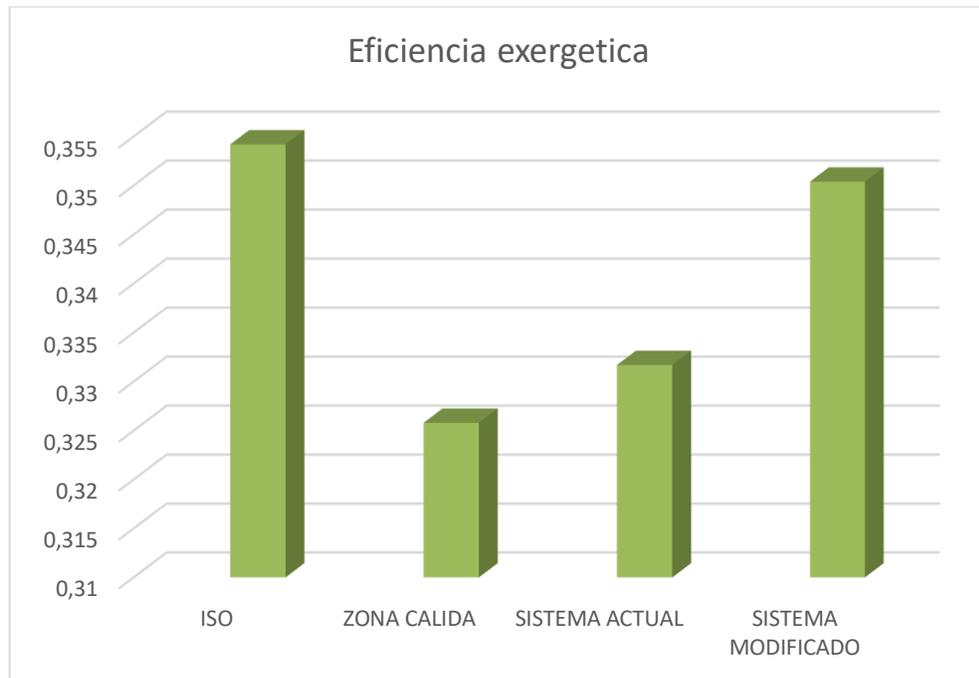
Gráfica 6 Irreversibilidades totales de los casos propuestos a cargas parciales.



Fuente: Autores

Por último, se hallaron las eficiencias exergéticas de cada componente, teniendo que una mayor eficiencia tanto en ISO como en el sistema modificado, es decir en estas dos configuraciones se aprovecha más exergía, a pesar de que las irreversibilidades sean altas en especial en el sistema modificado.

Gráfica 7 Eficiencia exergetica casos planteados.



Fuente: Autores

5.3. ANÁLISIS AMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS

Calentamiento Global

De los datos ingresados a SimaPro se obtienen los impactos para el combustible y los humos, de igual forma los impactos referentes a los equipos los cuales permanecen constantes en cada configuración ya que estos hacen referencia a su funcionamiento.

Tabla 35 Impactos suministrado por SimaPro de los equipos.

Impactos [kg CO ₂ eq]	Valor
Turbina de gas	384000
Chiller's	59200

Fuente: Autores

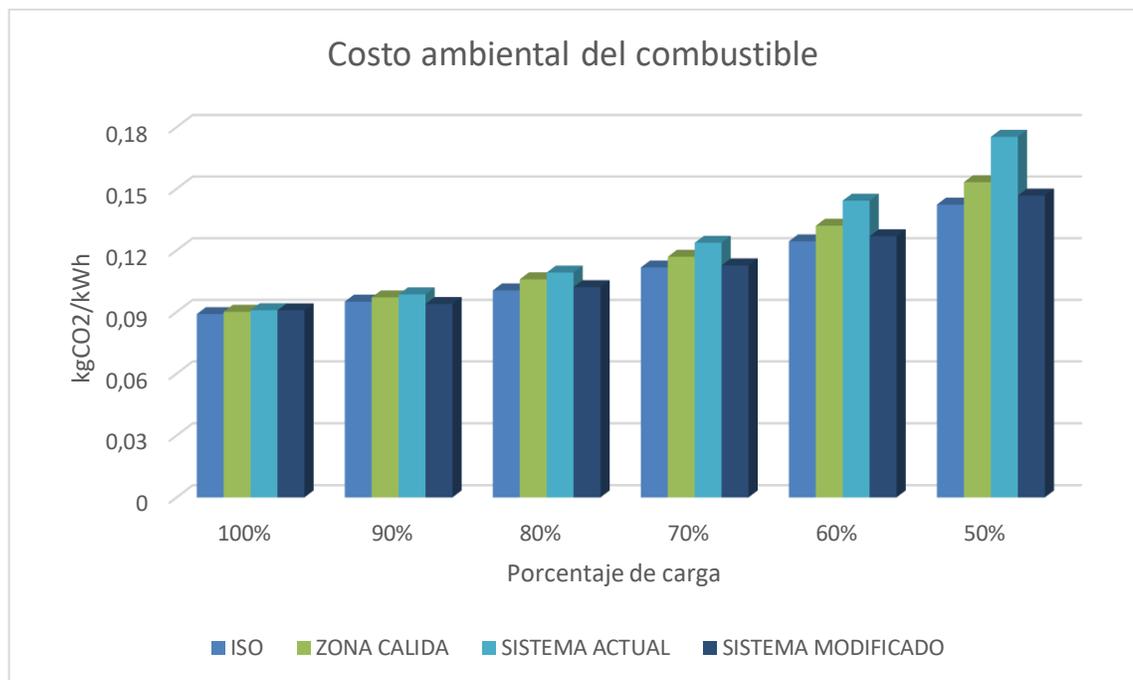
5.4. ANÁLISIS EXERGOAMBIENTAL PARA LOS CASOS PLANTEADOS

Finalmente, el análisis exergoambiental se realizó siguiendo la metodología propuesta, teniendo en cuenta el análisis de exergía y los resultados de la evaluación ambiental.

Costo específico ambiental de las corrientes

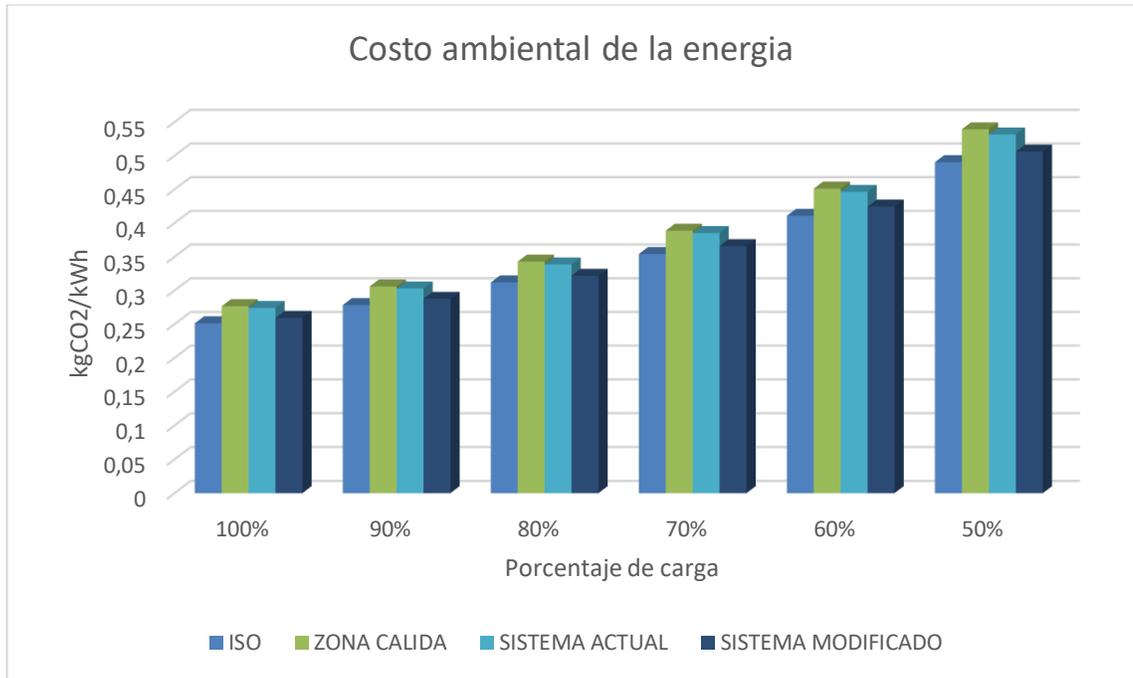
El costo específico ambiental se halló para la entrada de combustible y la energía generada, el del combustible fue calculado con los resultados obtenidos de la herramienta SimaPro y el de la potencia por medio del balance general ambiental.

Gráfica 8 Costo ambiental del combustible



Fuente: Autores

Gráfica 9 Costo ambiental de la energía



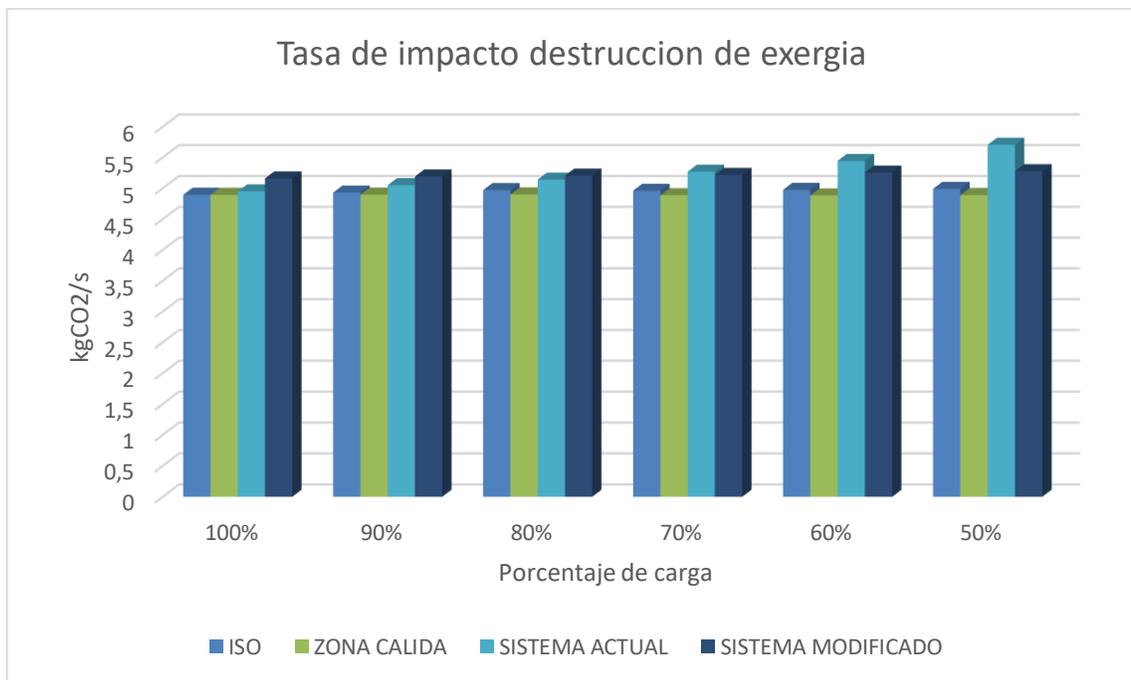
Fuente: Autores

En las gráficas 8 y 9 se puede observar el costo ambiental del combustible y la energía respectivamente. A carga plena el costo del combustible tiene un comportamiento afín en todos los casos, esto se debe a que el flujo de combustible es similar. A carga media el combustible tiene un costo ambiental muy alto, el cual podría reducir $0,0286 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ con la implementación del chiller de absorción. El costo ambiental de la energía operando la turbina a carga plena representa un valor reducido en el sistema de enfriamiento modificado, esta reducción corresponde a $0,0147 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$, si se analiza el comportamiento a carga media este es similar al del combustible, presentando una reducción de $0,0254 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$, por lo tanto, a menor porcentaje de carga el costo tanto del combustible como de la energía será menor. Como se puede observar la destrucción de exergía es inversamente proporcional al porcentaje de carga esto se debe a que cuando la central trabaja a cargas parciales presenta mayores ineficiencias lo que ocasiona mayores pérdidas.

Tasa de impacto ambiental de la destrucción de exergía

Para analizar la tasa de impacto de la destrucción de exergía se tiene en cuenta el comportamiento del costo ambiental del combustible. En la gráfica anterior se observa que a carga plena la tasa de impacto se mantiene en las tres primeras configuraciones como sucede en el comportamiento del costo ambiental del combustible, pero en el caso del chiller, este presenta un aumento considerable debido a que las irreversibilidades de su sistema son mayores por los equipos que se están asociando a su funcionamiento. También se puede observar que cuando la planta trabaja a porcentajes de carga menores al 70% la tasa de impacto de la destrucción de exergía es menor que en el sistema actual, esto a causa del incremento drástico del costo ambiental del combustible a medida que disminuye el porcentaje de carga, por consiguiente, operando la planta a media carga e implementando el sistema modificado esta tasa reduciría $0,4299 \text{ kgCO}_2/\text{s}$.

Gráfica 10 Tasa de impacto de destrucción de exergía

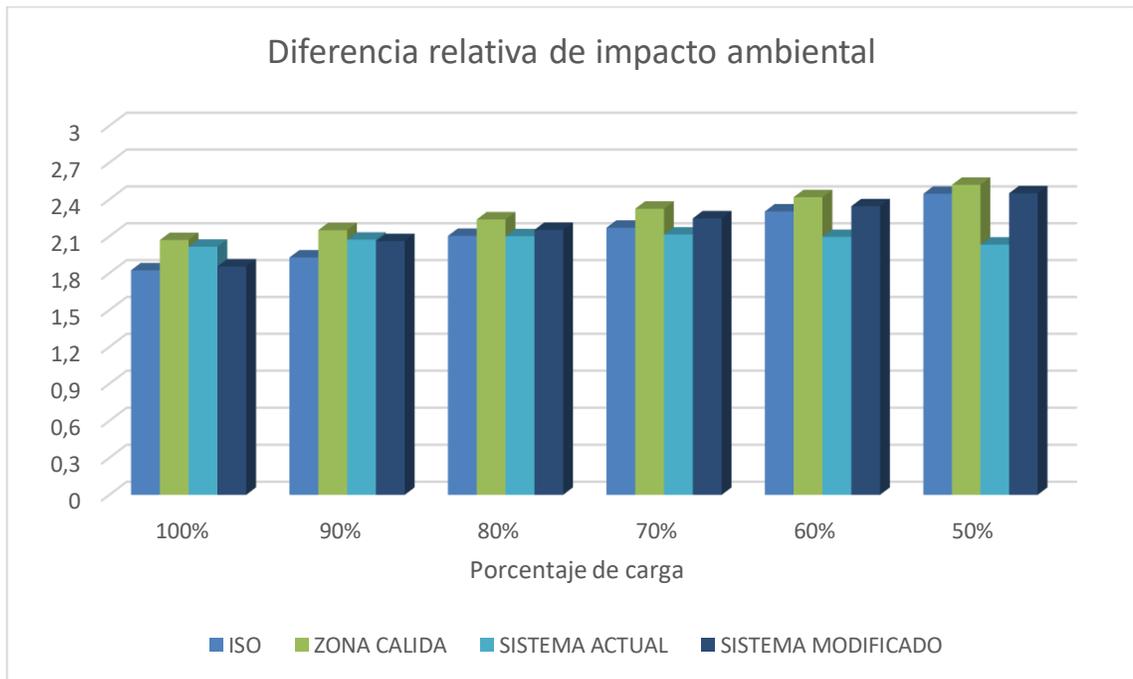


Fuente: Autores

Diferencia relativa de impacto ambiental específico

Al analizar la diferencia relativa del impacto ambiental específico se puede observar que a plena carga el menor potencial para reducir el impacto ambiental excesivo se encuentra en el caso ISO, esto se debe a que con esta configuración ya se está trabajando a condiciones óptimas, es decir ya se está produciendo la máxima energía que se puede aprovechar de la turbina, por lo tanto, este valor es reducido. Mientras que a condiciones de zona cálida dicho potencial es más alto incluso comparándolo con el sistema actual, eso se debe a que con estas configuraciones la turbina se encuentra muy lejos de trabajar a condiciones óptimas teniendo mayor potencial de impacto ambiental. Con el sistema modificado este potencial disminuye evidenciando una mejora del 8% alcanzando un valor similar a condiciones ISO, ya que implementado el chiller de absorción se está cerca de llegar al punto óptimo de funcionamiento, por lo tanto este potencial es reducido.

Gráfica 11 Diferencia relativa de impacto ambiental



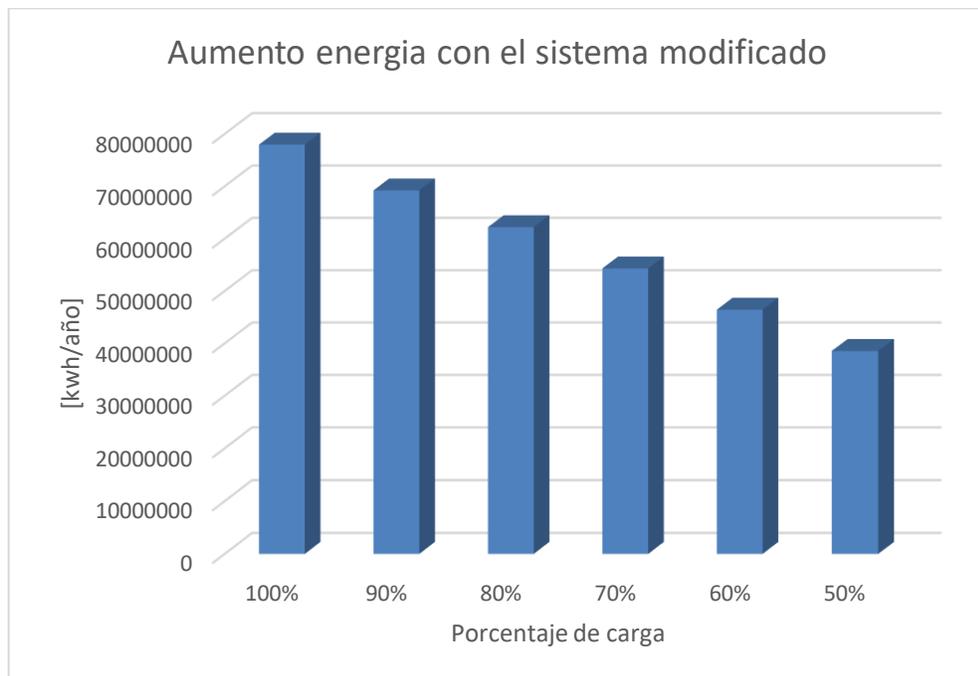
Fuente: Autores

Ahorro de costos ambientales

En la gráfica 12 se puede observar el aumento de energía por año, el cual es mayor a plena carga por lo que se produce más potencia y por ende más energía, este aumento está relacionado con el ahorro en los costos ambientales del combustible y la energía por año a cada porcentaje de carga,

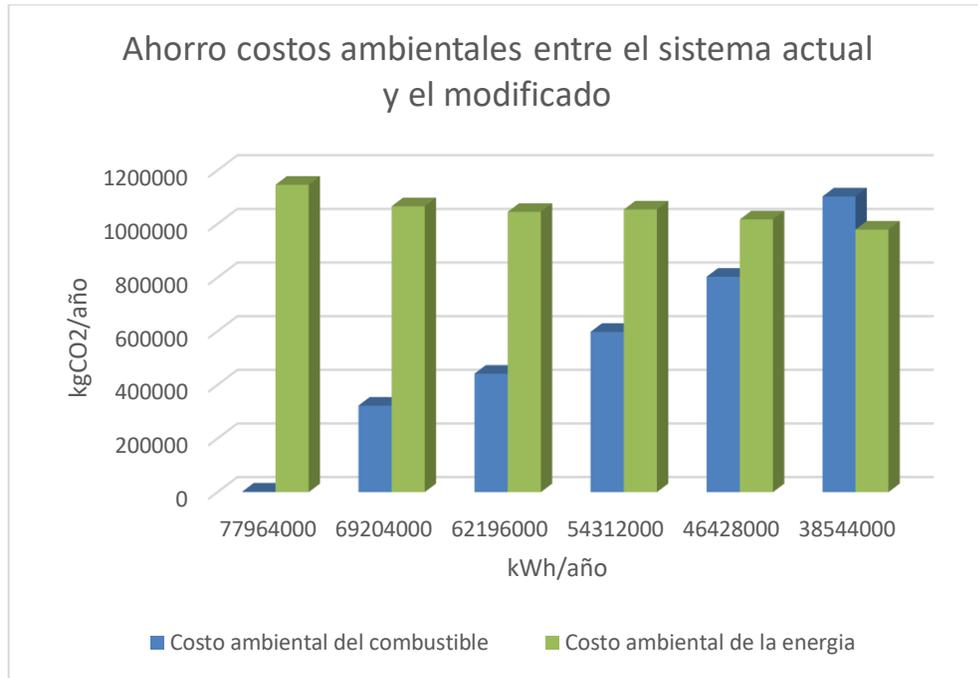
En la gráfica 13 se puede observar a plena carga un menor ahorro en el costo ambiental del combustible, esto se debe a que el flujo de combustible que entra a la turbina es muy similar, a diferencia del costo ambiental de la energía ya que con la implementación de este sistema se está incrementando 5,33% la generación de energía, por lo tanto se ahorran trabajando a carga plena 1146070,8 toneladas de CO₂ al año, este valor decrece un poco a cargas parciales debido a que el aumento de energía es menor, mientras que el ahorro en el combustible va aumentando ya que se va requiriendo menos combustible a menores cargas.

Gráfica 12 Aumento de energía con el sistema modificado en base al sistema actual



Fuente: Autores

Gráfica 13 Ahorro costos ambientales entre el sistema actual y el modificado



Fuente: Autores

6. CONCLUSIONES

Se conoce por estudios realizados que las turbinas de gas generan menos potencia cuanto más alta es la temperatura del aire de admisión. Actualmente la central térmica estudiada cuenta con una temperatura de aire de admisión de $298,26\text{ K}$ y genera una potencia a carga plena de 157900 kW , si esta operara a condiciones ISO ($T_{\text{admisión}} = 288,15\text{ K}$) la potencia se incrementaría un 8,2%, por otro lado, si no contará con el sistema de enfriamiento evaporativo ($T_{\text{admisión}} = 301,35\text{ K}$) la potencia se reduciría un 1,8%, pero al contemplar la idea de instalar el chiller de absorción esta potencia aumentaría un 5,6% ya que este equipo reduciría la temperatura del agua usada en el cooler evaporativo y así la del aire de admisión alcanzaría los $288,85\text{ K}$. Lo que quiere decir que instalar un chiller de absorción además de aprovechar los humos de escape de la turbina que cuentan con gran potencial energético, directamente reduciría la temperatura del aire de admisión, la cual es trascendental para incrementar la potencia generada como se reveló en los datos mencionados anteriormente. Esto influye exergoambientalmente ya los impactos ambientales están relacionados inversamente con la potencia generada, a medida que aumenta la potencia los impactos ambientales se reducen.

El sistema de enfriamiento modificado cuenta con un chiller de absorción de simple efecto con el cual se aprovecharían los humos de salida de la turbina de gas. Se escogieron dos chiller's de la marca Thermax 2B con una capacidad frigorífica nominal de 7846 kW cada uno, los cuales requieren un caudal de agua de $1211,9\text{ m}^3/\text{h}$. El flujo de humos a la salida de la turbina es de $434,4\text{ kg/s}$ pero al instalar este sistema de enfriamiento solo se aprovecha $19,25\text{ kg/s}$ para ambos chiller's, es decir el restante iría directamente a chimenea. Con el aprovechamiento de este flujo de humos el cual reduce la temperatura del aire de admisión se alcanzan a generar 166800 kW trabajando la central a plena carga.

Inicialmente se realizó el análisis exergoambiental del estado actual, en el cual se obtuvo un costo ambiental del combustible de $0,09087\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ trabajando a carga plena y este se incrementa a medida que el porcentaje de carga se reduce. Cuando se trabaja a media carga este costo aumenta a $0,1753\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ esto se debe al incremento de combustible. También se obtuvo un costo ambiental de la energía de $0,274\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ a plena carga y a carga media de $0,5315\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$. Se calculan la tasa de impacto de destrucción de energía que está relacionada directamente con el costo ambiental del combustible, a carga plena y carga media se obtuvo una tasa de $4,94\text{ kgCO}_2/\text{s}$ y $5,70\text{ kgCO}_2/\text{s}$ respectivamente.

El análisis exergoambiental del sistema modificado arrojó un costo ambiental de combustible de $0,09084\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ trabajando a carga plena, a carga media tiene un costo de $0,1467\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$, de igual forma se obtuvieron valores para el costo ambiental de la energía a plena y media carga de $0,2593\text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ y

0,5061 $kgCO_2/kWh$ respectivamente, se puede evidenciar con los resultados que estos valores se redujeron en comparación al sistema actual. Para el caso de la tasa de impacto de destrucción de energía los valores obtenidos a carga plena y media son respectivamente 5,15 $kgCO_2/s$ y 5,27 $kgCO_2/s$, al comparar esta tasa con el sistema actual se observa que si se trabaja a carga plena, el valor en el sistema modificado es mayor debido a las irreversibilidades del sistema ya que por la instalación de un nuevo equipo estas aumentan y el costo del combustible se mantiene estable. Pero si se observa el valor a media carga es menor con respecto al sistema actual, por lo tanto, existe un porcentaje de carga donde exergoambientalmente el sistema modificado empieza a ser viable, esto sucede porque el costo ambiental del combustible se incrementa abruptamente cuando el porcentaje de carga disminuye y las irreversibilidades se reducen, pero en menor proporción. En los casos estudiados observamos que al 70% de carga la tasa para el sistema actual y modificado son 5,26 $kgCO_2/s$ y 5,21 $kgCO_2/s$ respectivamente, es decir que esta sería la carga óptima de trabajo para contribuir exergoambientalmente con la implementación del chiller de absorción.

Para analizar el comportamiento exergoambiental de la planta se toma como indicador de desempeño la energía generada. Se evaluó el costo ambiental de la energía en cada uno de los casos planteados, obteniendo un menor costo a condiciones ISO de 0,2512 [$kgCO_2/kWh$] trabajando a plena carga, seguido del sistema de enfriamiento modificado con un costo de 0,2593 [$kgCO_2/kWh$] como ya se mencionó anteriormente. Los costos ambientales de potencia más altos se encontraron en el caso de zona cálida y sistema actual alcanzando valores de 0,2766 [$kgCO_2/kWh$] y 0,274 [$kgCO_2/kWh$] respectivamente trabajando a carga plena. Se presenta una reducción máxima de 5.36% en este costo en el sistema de enfriamiento modificado en comparación con el sistema actual con una generación de energía de 166800 kWh . Tomando como referencia un estudio ambiental aplicado a las centrales eléctricas modificadas para quemar carbón y paja de arroz el costo ambiental de la energía cuando se generan 31500 kWh y se utiliza carbón como combustible alcanza un valor de 1,23 [$kgCO_2/kWh$]. Este resultado se esperaba ya este costo está relacionado con el combustible utilizado por lo tanto el carbón provoca serios daños al medio ambiente, principalmente porque su utilización como fuente de energía se da por medio de la combustión que libera grandes cantidades de gases, mientras que el gas natural es el combustible fósil que emite menos CO_2 por unidad de energía generada.

Por último, al evaluar el ahorro de los costos ambientales por año entre el sistema actual y modificado a carga plena se ahorran 1146070 $kgCO_2$ en el costo ambiental de la energía, este valor disminuye proporcionalmente con el porcentaje de carga ahorrándose por año a carga media 979017,6 $kgCO_2$.

7. RECOMENDACIONES

Al realizar la simulación en Aspen Hysys de la turbina de gas se presentaron algunas restricciones ya que es una herramienta que solo simula operaciones unitarias, las simulaciones de las dos primeras configuraciones se realizaron con elementos encontrados en la librería de Hysys, pero al momento de desarrollar las demás, el sistema de enfriamiento actual y modificado, se presentaron inconvenientes por lo que se recurrió a la herramienta Termoflex, ya que al momento de simular dichos procesos por operaciones unitarias en Aspen Hysys no se encontraron los elementos necesarios por lo que este programa es más para simulaciones químicas que termodinámicas, de igual forma se hicieron posibles las simulaciones alcanzando los resultados esperados. Pero para trabajos futuros se recomienda hacer uso de una herramienta computacional que cuente con mayor enfoque termodinámico, con el fin de simular todos los procesos en un mismo programa y de esta manera asegurar la conectividad de todos los parámetros asociados al sistema para obtener resultados más asertivos.

De igual forma se le recomienda a la central estudiada determinar y analizar el trabajo propuesto para definir el enfoque de una posible mejora, si bien desean incrementar su capacidad de generación y contribuir a reducir las emisiones de CO₂, la implementación del chiller de absorción es una buena alternativa.

Por último, así como se analizó el impacto ambiental, se podría trabajar en conjunto un análisis de costos para evaluar la viabilidad económica junto con la ambiental con el fin de realizar un análisis más detallado de la probabilidad de implementación de esta mejora.

8. BIBLIOGRAFIA

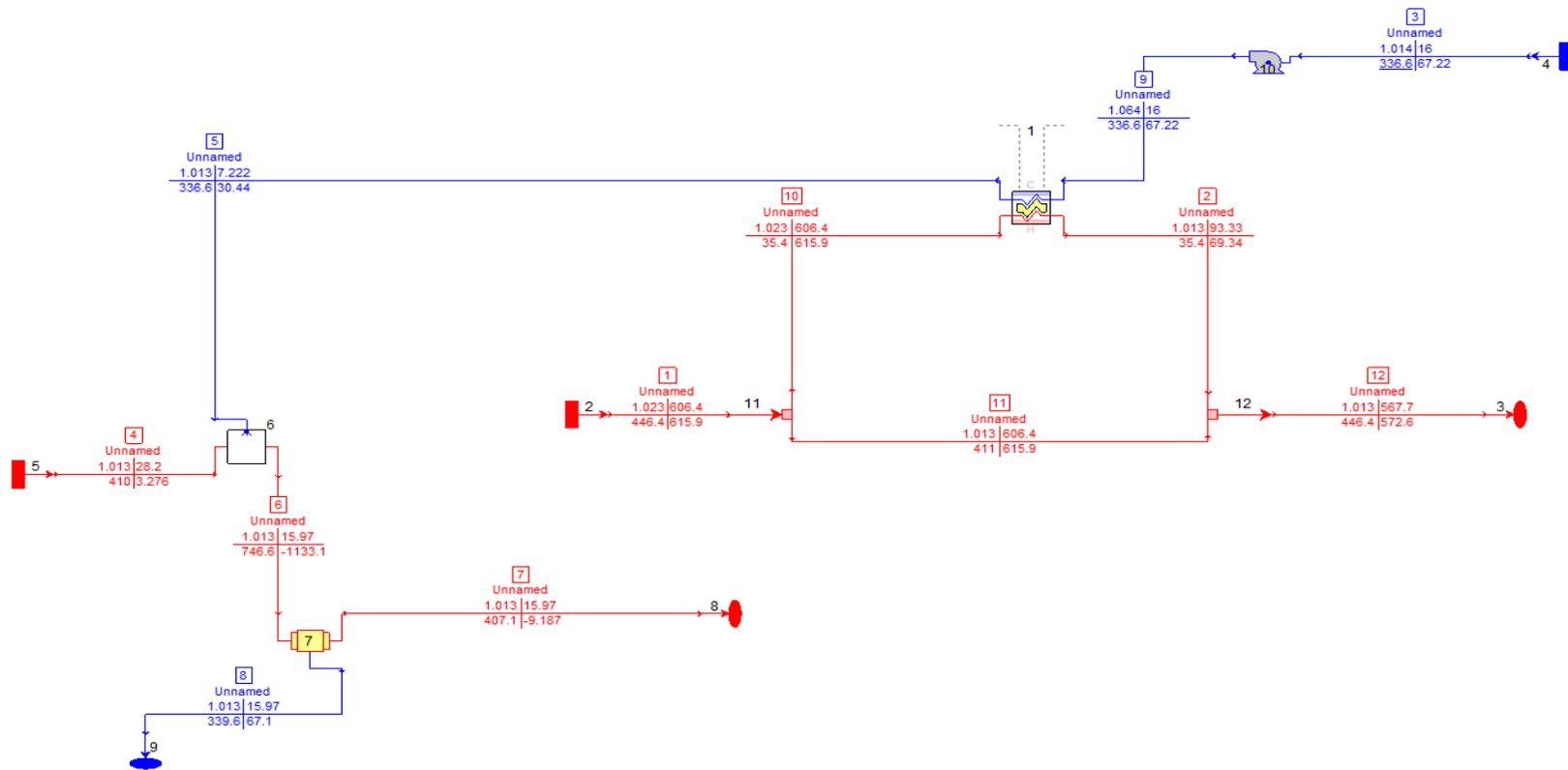
- [1] A. Paula, P. Santos, C. R. Andrade, and E. L. Zapparoli, "Comparison of Different Gas Turbine Inlet Air Cooling Methods," *World Acad. Sci. Eng. Technol.*, vol. 6, no. 1, pp. 40–45, 2012.
- [2] E. Pyzik, S. Jarz, E. Ebowski, and A. Miller, "Impact of inlet air cooling on gas turbine performance," *Open Access J. J. Power Technol.*, vol. 92, no. 4, pp. 249–257, 2012.
- [3] D. J. N. Gámez, "Análisis de las tecnologías para disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor y su influencia sobre los indicadores energéticos en una planta de cogeneradora con turbina a gas (TG) y generador de vapor de recuperador de calor (HRSG's)," p. 2011, 2011.
- [4] central termica de ciclo Combinado, "El Ciclo Brayton," *Ciclo Brayton*. 2002.
- [5] A. D. Coronel, E. Del, and E. D. E. Las, "Estudio del efecto de las condiciones atmosféricas sobre las prestaciones de una turbina de gas," 2016.
- [6] G. P. Prim, "Resumen," 2016.
- [7] G. Industriales, "Especial Turbinas de Gas," *Energiza.org*, 2011.
- [8] F. Fern and L. Tutor, "Trabajo Fin de Grado Grado en Ingeniería de la Energía Sistemas de tratamiento del aire de admisión de las turbinas de gas," 2016.
- [9] "Sistemas de Enfriamiento - Turbinas de Gas." .
- [10] R. P. O. R. Absorción, "4. estado del arte de las máquinas de refrigeración por absorción. 4.1."
- [11] "Funcionamiento del ciclo de absorción de simple efecto con bromuro de litio y agua, alimentado por agua caliente | Absorsistem." .
- [12] D. I. G. Herrera, "Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniera Ambiental y Sanitario," 2007.
- [13] Ambientum, "Los contaminantes atmosféricos - Enciclopedia Medioambiental," *Ambientum* .
- [14] Manual MSD, "Intercambio de oxígeno y dióxido de carbono - Trastornos del pulmón y las vías respiratorias - Manual MSD versión para público general," *Manual Msd*. p. 1, 2012.
- [15] C. Gonzalez Sabogal and E. Pabon Sanchez, "Simulacion de procesos de lixiviacion," *Revista ION*, vol. 12, no. 1. pp. 129–136, 1990.
- [16] PRéConsultants, "ReCiPe | PRé Sustainability." .
- [17] "CAPÍTULO 3 EL MÉTODO DE ANÁLISIS EXERGÉTICO - PDF." .
- [18] AspenTech, "Aspen HYSYS - Operations Guide," *AspenTech*, p. 1527, 2005.
- [19] Y. Chang and J. Dymont, "Jump Start Guide : Acid Gas Cleaning in Aspen HYSYS® A Brief Tutorial (and supplement to and online documentation)," 2018.
- [20] J. M. C. P. Carolina Sierra Rubio, "Análisis exergético de una planta de producción de biodiesel de aceite de palma," 2011.
- [21] Á. Restrepo and E. Bazzo, "Co-firing: An exergoenvironmental analysis

- applied to power plants modified for burning coal and rice straw,” *Renew. Energy*, vol. 91, pp. 107–119, 2016.
- [22] C. S. A. Agudelo Santamaría, J. Agudelo Santamaría, “Efecto de la altitud en el análisis termoeconómico de un sistema de cogeneración.,” vol. 74, pp. 113–124, 2007.
- [23] Laverdad.es, “El gas natural es el combustible con menor impacto ambiental.” 2018.
- [24] A. M. Blanco-Marigorta, M. Masi, and G. Manfrida, “Exergo-environmental analysis of a reverse osmosis desalination plant in Gran Canaria,” *Energy*, vol. 76. pp. 223–232, 2014.
- [25] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, vol. 20. 1985.
- [26] N. Omar, M. Sahril, T. H. Khai, M. Kamarul, Y. Yusof, and J. Fournier, “ScienceDirect ScienceDirect ScienceDirect Feasibility Study of Turbine Inlet Air Cooling using Mechanical Chillers in Malaysia Climate Assessing the feasibility of using the heat demand-outdoor Shahrul temperature function for a Asmara district heat deman,” *Energy Procedia*, vol. 138, pp. 558–563, 2017.
- [27] R. Rajoria and A. Khan, “Analysis of Effects of Evaporative Inlet Cooling on Gas Turbines,” *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 37, no. 2, pp. 57–61, 2016.
- [28] M. Alhazmy, “Limitations of Inlet Air Evaporative Cooling System for Enhancing Gas Turbine Performance in Hot and Humid Climates,” *Int. J. Energy Power Eng.*, vol. 4, no. 5, p. 287, 2016.
- [29] B. D. E. L. Vallès, “De Agua Por Ciclo De Absorción ,” 2014.
- [30] Munters, “Evaporative Cooling Increases Gas Turbine Power Output - Case Studies.” .
- [31] “The New Era of Absorption Chillers - Power Engineering.” .

ANEXOS

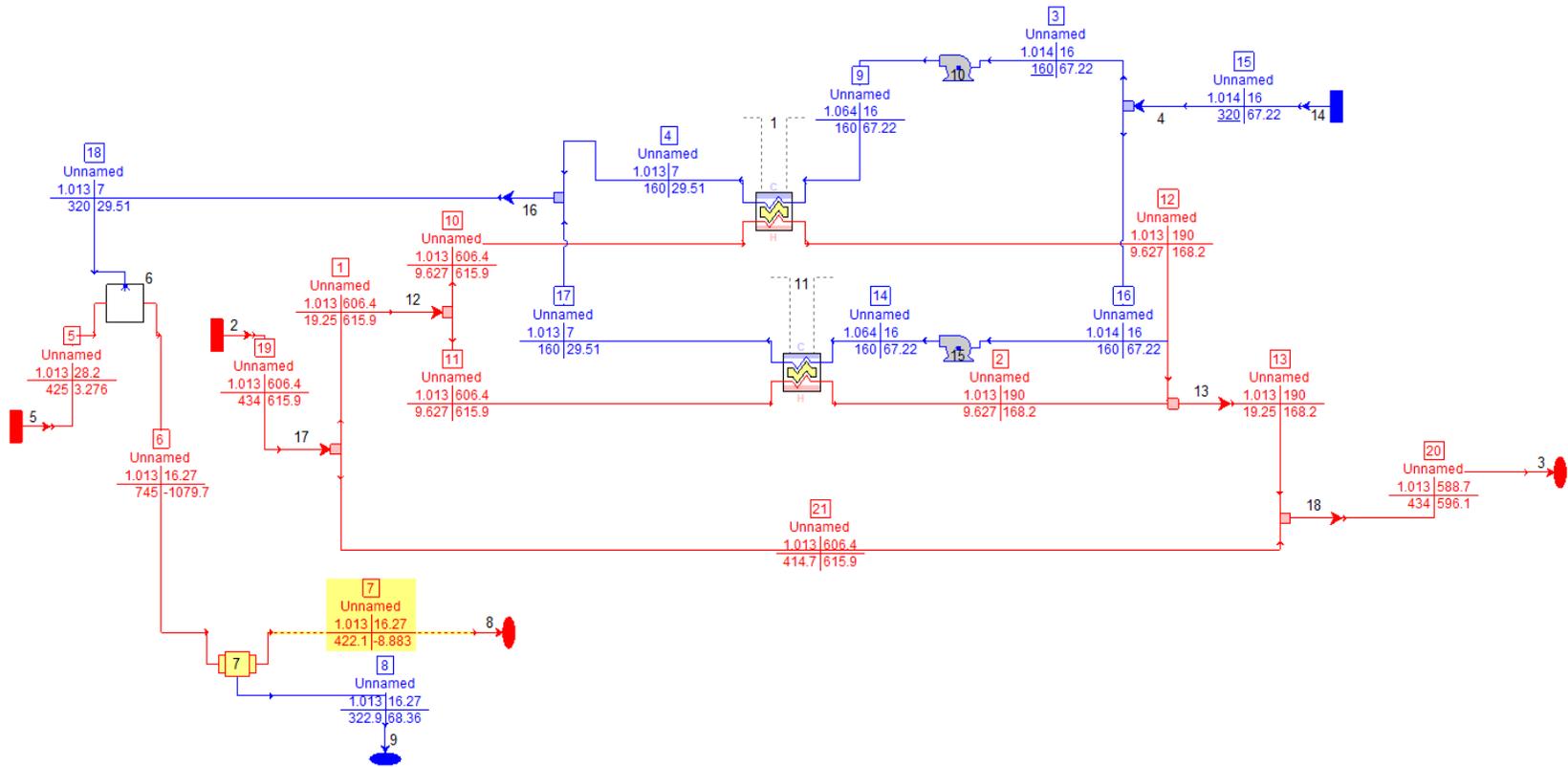
ANEXO A

Simulacion inicial configuracion con chiller de absorcion



ANEXO B

Simulacion final configuracion con chiller de absorcion



ANEXO C

Ficha técnica del chiller de absorción escogido

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	MODELOS													
		2B 5M C	2B 5N C	2B 6K C	2B 6L C	2B 7K C	2B 7L C	2B 7M C	2B 8K C	2B 8L C	2B 8M C	2B 8N C	2B 9K C		
CAPACIDAD FRIGORÍFICA NOMINAL	kW	2.515	2.813	3.167	3.542	4.138	4.467	5.017	5.835	6.197	7.046	7.575	8.242		
CIRCUITO AGUA REFRIGERADA	Caudal de agua	m ³ /h	432,5	483,8	544,7	609,2	711,8	768,4	863,0	1.003,7	1.065,8	1.211,9	1.302,9	1.417,6	
	Pérdida de carga	kPa	52,0	53,0	98,0	105,0	43,0	45,0	49,0	48,0	50,0	78,0	80,0	120,0	
	Diámetro conexión	DN	250			350			400			400			
CIRCUITO AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)	Caudal de agua	m ³ /h	717	802	903	1.010	1.180	1.307	1.439	1.664	1.800	2.009	2.160	2.350	
	Temperatura entrada	°C	32,0												
	Temperatura salida	°C	37,2												
	Pérdida de carga	kPa	70,7	78,2	79,2	56,9	58,9	60,4	62,9	104,7	111,0		70,0	76,1	
	Diámetro conexión	DN	250	300			350			400			400		
CIRCUITO VAPOR SATURADO	Consumo de vapor	kg/h	2.393	2.752	3.064	3.499	3.842	4.297	4.780	5.382	5.916		6.675	7.252	
	Diámetro conexión (Vapor)	DN	125			150			200			200			
	Diámetro conexión (Drain)	DN	50			65			65			80			
DATOS FÍSICOS	Longitud	mm	5.870		7.340		7.480		7.520		8.670		10.800		
	Anchura	mm	2.470		2.460		2.950		3.190		3.310		3.600		
	Altura	mm	3.350		3.400		3.760		4.150		4.680		4.400		
	Peso en servicio	tn	18,7	19,2	24,1	24,7	34,5	35,3	36,2	42,0	42,9	49,1	50,2	67,4	
	Peso máximo transporte	tn	21,6	22,3	27,7	28,6	40,5	41,6	42,9	50,0	51,2	58,1	59,5	78,4	
	Espacio libre para limpieza	mm	5.400		6.860		6.900		6.900		6.600		8.220		
DATOS ELÉCTRICOS	Bomba de solución	kW (A)	6,6 (17,0)			7,5 (20,0)			9,0 (27,0)			11,0 (28,0)		11,0 (30,0)	
	Bomba de refrigerante	kW (A)	0,3 (1,4)		1,5 (5,0)										
	Consumo eléctrico total	kVA	15,5		20,3			25,3			26,0		32,0		
	Condiciones suministro		415V (±10%), 50 Hz (±5%), c.a. III + Neutro												

Fuente. Thermax 2B

ANEXO D

D.1 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones ISO.

Datos obtenidos de Hysys en Condiciones ISO							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	431	9,588	25,440	318,567	22,208	0,664	73,55
90	402,4	8,954	23,757	297,546	20,739	0,595	68,72
80	378,8	8,43	22,366	280,081	19,524	0,526	64,69
70	338,4	7,532	19,985	250,265	17,446	0,460	57,81
60	302,3	6,729	17,853	223,575	15,585	0,394	51,65
50	263	5,854	15,531	194,508	13,558	0,328	44,94

Fuente. Autores

D.2 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones de Zona Cálida.

Datos obtenidos de Hysys en Condiciones Zona Cálida							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	424,9	9,467	25,12	319,8	28,05	0,736	60,61
90	392,5	8,743	23,2	295,4	25,91	0,658	55,99
80	358,2	7,981	21,18	269,7	23,65	0,581	51,12
70	322,1	7,176	19,04	242,5	21,65	0,506	45,97
60	283,9	6,325	16,78	213,7	18,74	0,431	40,53
50	243,5	5,424	14,39	183,3	16,07	0,357	34,76

Fuente. Autores

D.3 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones de sistema de enfriamiento actual.

Datos obtenidos de Hysys en Condiciones de Sistema de Enfriamiento Actual							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	424,9	9,468	25,12	311,7	25,15	0,7948	71,58
90	395,2	8,686	23,05	290	23,15	0,6999	67,05
80	361	7,787	20,66	264,9	20,81	0,6068	61,84
70	325	6,839	18,14	238,5	18,37	0,5152	56,34
60	286,6	5,828	15,46	210,3	15,77	0,4244	50,47
50	246	4,760	12,63	180,5	13,01	0,3348	44,27

Fuente. Autores

D.4 Datos obtenidos de Hysys para realizar la simulación de SimaPro a condiciones de sistema de enfriamiento modificado.

Datos obtenidos de Hysys en Condiciones de Sistema de Enfriamiento Modificado							
Carga [%]	Entradas		Salidas				
	Aire [kg/s]	Combustible [kg/s]	Humos				
			CO ₂ [kg/s]	N ₂ [kg/s]	H ₂ O [kg/s]	NO [kg/s]	O ₂ [kg/s]
100	424,9	9,467	25,117	311,752	25,14	0,7513	71,604
90	407,5	9,134	24,234	298,924	24,23	0,6710	68,480
80	372,6	8,356	22,170	273,435	22,16	0,5935	62,626
70	335,7	7,53	19,977	246,351	19,97	0,5159	56,425
60	296,5	6,652	17,649	217,597	17,64	0,4412	49,841
50	254,9	5,716	15,1671	187,022	15,16	0,3662	42,845

Fuente. Autores

ANEXO E

E.1 Parámetros termodinámicos de los estados del caso a condiciones ISO

ESTADO	T (K)	P (KPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Ex física [kJ/kg]	Ex química [kJ/kg]	Ex total [kJ/kg]
1	301,2	101,325	302,7	5,706	-	-	0
2	288,7	101,325	289,2	5,663	-	-	0,1733
3	646	1448,947	685,9	5,723	-	-	386,8
4	1613	1448,947	2053	6,769	1082	95,07	1177
5	870,8	101,325	992,7	6,811	288,5	95,07	385
6	303,1	1810	682,8	10,15	423,7	49863	50287

Fuente. Autores

E.2 Parámetros termodinámicos de los estados del caso a condiciones de zona cálida

ESTADO	T (K)	P (KPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Ex física [kJ/kg]	Ex química [kJ/kg]	Ex total [kJ/kg]
1	301,2	101,325	302,7	5,706	-	-	0
2	301,2	101,325	28,27	3,332	-	-	0,01776
3	726	1449	784,8	5,848	-	-	407,6
4	1664	1449	2166	6,807	1157	101,1	1258
5	900,2	101,325	1048	6,848	319,5	101,1	420,6
6	303,1	1810	682,8	10,15	423,7	49863	50287

Fuente. Autores

E.3 Parámetros termodinámicos de los estados del caso de sistema de enfriamiento actual

ESTADO	T (K)	P (KPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Ex física [kJ/kg]	Ex química [kJ/kg]	Ex total [kJ/kg]
1	301,2	101,325	302,7	5,706	-	-	0
2	298,1	101,325	299,5	5,695	-	-	0,1923
3	719,6	1448,947	776,8	5,838	-	-	400,4
4	1666	1449	2140	6,808	1148	92,5	1245
5	896,2	101,325	1032	6,843	312,9	92,5	405,4
6	303,1	1810	682,8	10,15	423,7	49863	50287

Fuente. Autores

E.4 Parámetros termodinámicos de los estados del caso de sistema de enfriamiento modificado

ESTADO	T (K)	P (KPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Ex física [kJ/kg]	Ex química [kJ/kg]	Ex total [kJ/kg]
1	301,2	101,325	302,7	5,706	-	-	0
2	288,7	101,325	289,9	5,663	-	-	0,1923
3	698,3	1449	750,2	5,806	-	-	386,8
4	1644	1449	2108	9,792	1129	92,52	1222
5	870,5	101,325	997,1	6,811	292,5	92,52	385
6	303,1	1810	682,8	10,15	423,7	49863	50287
7	280	101,325	1176	0,1041	-	-	9,221
8	280	101,325	1176	0,1041	-	-	9,221
9	289	101,325	1210	0,2368	-	-	3,205
10	870,5	101,325	1116	6,811	480,5	92,52	573
11	309	5,9	2566	8,335	-	-	61,32
12	309	5,9	150,2	0,5167	-	-	0,3195
13	272,9	0,6	150,2	0,5504	-	-	-9,833
14	272,9	0,6	2500	9,163	-	-	-253,6
15	463	101,325	465,4	6,14	-	-	31,86
16	289	101,325	66,64	0,2368	-	-	1,063
17	280	101,325	28,9	0,1041	-	-	3,282

Fuente. Autores

ANEXO F

F.1 Resultados de irreversibilidades en el caso de condiciones ISO

CARGA	IRREVERSIBILIDADES			
	Compresor	Cámara de combustión	Expansor	Totales
100%	9518	171985	16541	198044
90%	8715	162069	15950	186734
80%	8012	154532	15540	178083
70%	7172	138396	14306	159873
60%	6232	124768	12983	143983
50%	5288	109466	11489	126244

Fuente. Autores

F.2 Resultados de irreversibilidades en el caso de condiciones de zona cálida

CARGA	IRREVERSIBILIDADES			
	Compresor	Cámara de combustión	Expansor	Totales
100%	20518	160006	15010	195534
90%	18680	148432	14277	181390
80%	16912	136459	12815	166186
70%	14991	123269	22534	160794
60%	12996	109388	20907	143291
50%	11015	85375	19346	115736

Fuente. Autores

F.3 Resultados de irreversibilidades en el caso del sistema de enfriamiento actual

CARGA	IRREVERSIBILIDADES			
	Compresor	Cámara de combustión	Expansor	Totales
100%	20452	161270	14367	196089
90%	18707	151730	14003	184441
80%	16897	139645	12916	169457
70%	14991	126359	12008	153357
60%	13076	111913	10939	135927
50%	11059	96768	9379	117206

Fuente. Autores

F.4 Resultados de irreversibilidades de la turbina en el caso del sistema de enfriamiento modificado

CARGA	IRREVERSIBILIDADES TURBINA		
	Compresor	Cámara de combustión	Expansor
100%	20830	164171	11489
90%	19408	143699	12489
80%	17538	136458	11653
70%	15594	167586	10434
60%	13579	120143	9641
50%	11439	111092	8079

Fuente. Autores

F.5 Resultados de irreversibilidades en el caso del sistema de enfriamiento modificado

CARGA	IRREVERSIBILIDADES CHILLER DE ABSORCIÓN			
	Generador	Condensador	Válvula	Evaporador
100%	2450	36,87	26,09	610
90%	2637	36,87	26,09	610
80%	2703	36,87	26,09	610
70%	2767	36,87	26,09	610
60%	2833	36,87	26,09	610
50%	2896	36,87		610

Fuente. Autores

F.6 Resultados de irreversibilidades totales en el caso del sistema de enfriamiento modificado

IRREVERSIBILIDADES TOTALES
202737
182216
172401
200494

Fuente. Autores

ANEXO G

G.1 Indicadores exergoambientales configuración ISO

ISO						
Carga	Energía [kWh]	Tasa de impacto potencia [kgCO2/s]	Costo ambiental del combustible [kgCO2/kWh]	Costo ambiental de la potencia [kgCO2/kWh]	Tasa de impacto destrucción de exergía	Diferencia relativa impacto ambiental
100%	170800	11,9180	0,08898	0,2512	4,89498753	1,823106
90%	153800	11,8896	0,09505	0,2783	4,93029631	1,927933
80%	136600	11,8349	0,1005	0,3119	4,97148375	2,103483
70%	119500	11,7508	0,1117	0,354	4,96050392	2,169203
60%	102500	11,6964	0,1244	0,4108	4,97541256	2,302251
50%	85450	11,6402	0,1423	0,4904	4,99014478	2,44624

Fuente. Autores

G.2 Indicadores exergoambientales configuración Zona cálida

ZONA CÁLIDA						
Carga	Energía [kWh]	Tasa de impacto potencia [kgCO2/s]	Costo ambiental del combustible [kgCO2/kWh]	Costo ambiental de la energía [kgCO2/kWh]	Tasa de impacto destrucción de exergía	Diferencia relativa impacto ambiental
100%	155100	11,9169	0,09011	0,2766	4,89432465	2,069582
90%	139600	11,8621	0,09712	0,3059	4,89687133	2,149712
80%	124000	11,8076	0,1059	0,3428	4,90078725	2,237016
70%	108600	11,7228	0,1169	0,3886	4,88768642	2,324209
60%	93100	11,6685	0,132	0,4512	4,88403667	2,418182
50%	77550	11,6131	0,1532	0,5391	4,89120789	2,51893

Fuente. Autores

G.3 Indicadores exergoambientales configuración sistema actual

SISTEMA ACTUAL						
Carga	Energía [kWh]	Tasa de impacto potencia [kgCO2/s]	Costo ambiental del combustible [kgCO2/kWh]	Costo ambiental de la energía [kgCO2/kWh]	Tasa de impacto destrucción de exergía	Diferencia relativa impacto ambiental
100%	157900	12,0179	0,09087	0,274	4,94961318	2,015297
90%	142200	11,9646	0,09859	0,3029	5,05112172	2,07232
80%	126300	11,8792	0,1092	0,3386	5,14019567	2,100733
70%	110500	11,8235	0,1237	0,3852	5,26951692	2,113985
60%	94700	11,7402	0,1442	0,4463	5,4446315	2,095007
50%	78950	11,6561	0,1753	0,5315	5,70728106	2,031945

Fuente. Autores

G.4 Indicadores exergoambientales configuración sistema modificado

SISTEMA MODIFICADO						
Carga	Energía [kWh]	Tasa de impacto potencia [kgCO2/s]	Costo ambiental del combustible [kgCO2/kWh]	Costo ambiental de la energía [kgCO2/kWh]	Tasa de impacto destrucción de exergía	Diferencia relativa impacto ambiental
100%	166800	12,0142	0,09084	0,2593	5,1596363	1,854469
90%	150100	11,9872	0,09393	0,2875	5,19224167	2,06079
80%	133400	11,9245	0,1021	0,3218	5,20613572	2,151812
70%	116700	11,8580	0,1127	0,3658	5,21678908	2,245785
60%	100000	11,7889	0,1269	0,4244	5,25376575	2,344366
50%	83350	11,7176	0,1467	0,5061	5,2773695	2,449898

Fuente. Autores