

**Universidad de Matanzas.
Sede “Camilo Cienfuegos”
Facultad de Ciencias Técnicas.
Departamento de Química e Ingeniería Química**



Tesis de Grado en opción al Título de Ingeniera Química.

**Evaluación exergoeconómica de una caldera
recuperadora de calor.**

Autora: Elaine Alfonso Astiazarain.

***Matanzas, Cuba
2015.***

**Universidad de Matanzas.
Sede “Camilo Cienfuegos”
Facultad de Ciencias Técnicas.
Departamento de Química e Ingeniería Química**



Tesis de Grado en opción al Título de Ingeniera Química

**Evaluación exergoeconómica de una caldera
recuperadora de calor.**

Autora: Elaine Alfonso Astiazarain.

Tutores: Ing. Leiby Montes de Oca Rodríguez, MSc.
Ing. Agustín Benítez Hernández, DrC.

Matanzas, Cuba

2015

Pensamiento.

Dedícate a la instrucción desde tu juventud...trabájala así como hacen el labrador y el sembrador y espera pacientemente sus buenos frutos; te cansarás un poco al trabajarla, pero pronto comerás sus frutos

Sirácides (6, 18-19)

Dedicatoria.

A mis Padres.....

Declaración de Autoridad.

Yo, Elaine Alfonso Astiazarain, declaro ser la única autora de esta investigación realizada en la Universidad de Matanzas "Sede Camilo Cienfuegos", como requisito parcial para optar por el título de **Ingeniera Química** y autorizo que la misma sea utilizada por la mencionada institución como material de consulta para todo aquel que lo necesite. Para que así conste, firma:

Elaine Alfonso Astiazarain

Agradecimientos.

- Gracias a Dios por todas las cosas que me han sucedido en la vida.
- A mis padres por darme la vida y apoyarme en cada decisión que he tomado.
- A mi hermano Orlandito por tenerme siempre como un ejemplo en su vida.
- A mis abuelas, en especial a Guada, por siempre confiar en mí.
- A mi novio Yordany, por brindarme apoyo y permitirme compartir su vida y sus sueños conmigo.
- A mis tías Zori, Ivet y Cecilia por ser incomparables en mi vida.
- A toda la familia Alfonso, por su preocupación y apoyo en estos años.
- A mis suegros Ivette y Jorge por brindarme tanto amor y quererme como una hija.
- A mi cuñado Jorge E, a Ivetsys, a Miriam y a Danielito por el cariño que me han brindado.
- A todos mis amigos en especial a Héctor Luis por siempre estar ahí en los momentos en los que más lo necesité.
- A Xiomara, Hector, Yanela, Aidelis y Jorgito por la confianza y el apoyo que me brindaron.
- A todos mis compañeros de aula en especial a las chicas de mi cuarto por ser más que amigas por ser mis hermanas.
- A mi profesor Yoney por la ayuda que me brindó durante la carrera y en especial por facilitarme el texto básico de Termoeconomía.
- A todos los profesores que han sido parte de mi formación, especialmente a Yunier, Arley y Yamilé, por ser más que profe, "amigos".
- A mis tutores: Leiby y Agustín por toda la ayuda que me han brindado siempre, ser incondicionales y estar dispuestos a atenderme en cada momento que los he necesitado, a los cuales siempre les estaré agradecido.
- A todos los compañeros de la Sede Universitaria de Calimete por apoyarme y poner a mi disposición sus PC, en especial los compañeros Nelson, Leydiana, Raiza, Lázaro, Marilyn, George R., José A y Guillermo.

Tabla de Contenido.

Contenido

| | |
|---|-----------|
| Introducción | 1 |
| Capítulo 1: Análisis bibliográfico | 5 |
| 1.1. Aspectos generales sobre el funcionamiento de los Ciclos combinados. | 5 |
| 1.2. Calderas recuperadoras de Calor. | 8 |
| 1.2.1. Calderas recuperadoras de calor convencionales. | 9 |
| 1.2.2 Calderas recuperadoras de calor de un solo paso (OTSG del inglés, <i>Once Through Steam Generator</i>) | 12 |
| 1.3. Métodos para la evaluación de calderas de recuperación de calor. | 13 |
| 1.3.1 Métodos termodinámicos. | 13 |
| 1.3.2. Programas informáticos utilizados en la evaluación de los sistemas energéticos. .. | 19 |
| 1.4 La termoeconomía y sus aplicaciones en los sistemas energéticos. | 22 |
| 1.5 . Conclusiones parciales del análisis bibliográfico. | 26 |
| Capítulo 2: Materiales y métodos | 27 |
| 2.1. Descripción del caso estudio. | 27 |
| 2.2 Análisis exergético detallado de la caldera recuperadora caso de estudio. | 29 |
| 2.3 Análisis económico de la caldera recuperadora de calor caso de estudio. | 36 |
| 2.4 Evaluación exergoeconómica de la caldera recuperadora caso de estudio. | 40 |
| 2.4.1 Eficiencia exergética y exergía destruida..... | 42 |
| 2.4.2 Fundamentos termoeconómicos. Costos exergéticos | 43 |
| 2.4.3 Diferencia relativa de costos y factor exergoeconómico..... | 46 |
| 2.5. Conclusiones parciales de los materiales y métodos. | 48 |
| Capítulo 3: Resultados y discusión..... | 49 |
| 3.1 Resultados del análisis exergético. | 49 |
| 3.2 Resultados del análisis económico. | 52 |
| 3.3 . Resultados del análisis exergoeconómico. | 55 |
| 3.3.1 Comportamiento de las variables económicas frente a las diferentes soluciones óptimas de Pareto. | 58 |
| 3.4. Conclusiones parciales del análisis y discusión de los resultados | 63 |
| Conclusiones..... | 64 |
| Recomendaciones..... | 65 |
| Bibliografía | 66 |
| Anexos | 71 |

Resumen

En Cuba se fomenta el uso de tecnologías que disminuyan el consumo excesivo de los recursos naturales, un ejemplo de ello lo constituyen las plantas de generación de electricidad de ciclo combinado. Cuando en estas instalaciones no se trabaja con los parámetros adecuados se pierde parte del potencial de las materias primas. Esta investigación surge como respuesta a la necesidad de cuantificar las pérdidas económicas producto a las irreversibilidades de un generador de vapor convencional instalado en un ciclo combinado. En el análisis exergoeconómico de la caldera caso de estudio se obtuvo un valor de exergía destruida de 6 500 KW con un costo de destrucción de 141,53 \$/h y un factor exergoeconómico de 54,95 % para las condiciones de diseño. Con vistas a lograr un progreso en el funcionamiento del equipo se propuso una variante de *pinch* 11,28 °C y *approach* 1,30 °C que produce una disminución de la exergía destruida en 242 kW y un ahorro en el costo de destrucción de exergía 8,06 \$/h.

Abstract

In Cuba the use of technologies is promoting to that diminish the excessive consumption of the natural resources, one example of that is the are the plants of generation electricity of combined cycle. When these installations one does not work with the appropriate parameters it gets lost part of the potential of raw materials. This investigation emerges as answer to the necessity of quantifying the losses economic product to the irreversibilities of a conventional steam generator installed in a combined cycle. In the analysis exergoeconomic of the boiler case study a value of destroyed exergy of 6 500 kW was obtained with a cost of destruction of exergy of 141, 53 \$/h and exergoeconomic factor of 54.95% for the design conditions. With a view to achieve a progress in the operation of the equipment variant approach pinch 11,28 °C and 1,30°C that it produces a decrease of the exergy destroyed in 242 kW and a saving in the cost of exergy destruction 8,06 \$/h.

Opinión del Tutor

Introducción

La disminución de las reservas mundiales de combustibles, así como el continuo aumento en su costo justifican el esfuerzo por conservar las fuentes de energía disponibles. Por tal motivo, cada vez es más importante convertir las pérdidas energéticas de procesos industriales en fuentes de energía (Torres *et al.*, 2010).

Para implementar los proyectos de ahorro de energía se realizan estudios integrales del uso de la energía térmica y eléctrica en el mundo. Según Agudelo *et al* (2008) estos estudios proporcionan las siguientes ventajas:

- Incremento en la disponibilidad de las líneas de energía.
- Incremento en la vida útil de los equipos.
- Disminución de la contaminación ambiental.
- Información para nuevos proyectos en lo que respecta a disponibilidad de energía y capacidad de líneas.

Uno de los resultados más aceptados de estos estudios lo constituyen las plantas de ciclo combinado; que solucionan muchos de los problemas planteados por los ingenieros termoenergéticos: disminuyen las pérdidas relacionadas con el calor sensible de los gases de salida de las chimeneas y proporcionan nuevas facilidades de trabajo.

Dentro de los planes actuales de desarrollo energético de la mayoría de los países, se encuentra la instalación de plantas de generación de energía eléctrica de ciclo combinado. En estas plantas se produce energía eléctrica mediante la combinación del ciclo Brayton con el ciclo Rankine; se logra así un mejor aprovechamiento energético de los combustibles fósiles utilizados (Jiménez, 2014).

Cuba cuenta con la novedosa tecnología que encierra la generación de electricidad a partir de plantas de ciclo combinado. La primera planta de este tipo fue instalada en la costa norte de la provincia de Matanzas; con el nombre Energas Varadero, posteriormente se instaló otra planta de generación al oeste del pueblo de Boca de Jaruco y a unos 35 km al este de la Habana.

Las principales ventajas que proporcionan estos ciclos son: la reducción de emisiones, la elevada eficiencia de trabajo y el corto tiempo de construcción en comparación con las centrales eléctricas convencionales (González, 2003).

Según Martínez (2014) en la generación de electricidad a partir de plantas de potencia de ciclo combinado se utilizan generalmente los siguientes equipos:

- Compresor
- Cámara de combustión
- Turbina de gas
- Caldera de recuperación de calor (HRSG, del inglés: *Heat Recovery Steam Generator*)
- Turbina de vapor.

Para que una planta responda eficientemente, los ingenieros de procesos deben mantener estricto control sobre los equipos antes mencionados, en especial sobre la caldera recuperadora de calor ya que es la interconexión entre los dos ciclos termodinámicos que intervienen en la generación de electricidad.

Según Blood *et al.* (2003), las calderas de recuperación de calor, consisten en un sistema de intercambio de calor a contracorriente, compuesto por una serie de sobrecalentadores, evaporadores y economizadores ordenados desde la entrada del gas hasta su salida, de forma tal que se alcance la máxima recuperación de calor y se suministre vapor a las condiciones de temperatura y presión que requiera la turbina de vapor (Citado por: Christ, V., 2012, p.7).

Para verificar el correcto funcionamiento de estos equipos existen una serie de métodos de evaluación que permiten:

1. Conocer los parámetros de trabajo óptimos.
2. Incrementar la capacidad energética global de la planta.
3. Mejorar el control de la temperatura.

En Cuba contar con una herramienta para evaluar las calderas recuperadoras representa muchas ventajas; ya que en el territorio existen dos plantas que

utilizan estos equipos en la generación de electricidad. En respuesta a esta necesidad en el grupo investigativo “Eficiencia de procesos” de la Universidad de Matanzas se han realizado investigaciones acerca de las turbinas de gas por Díaz (2007), sobre ciclos de vapor por López (2007), relacionados con calderas recuperadoras de calor por Montes de Oca (2007), Christ (2012), Lugo (2014) y Jiménez (2014).

Las investigaciones anteriores revelan que no se alcanzan las temperaturas de alimentación deseadas en las calderas recuperadoras, y que en estos equipos no se trabaja con la diferencia mínima de temperatura adecuada (*Pinch*) para la operación óptima. También se arriba a la conclusión de que bajo las condiciones de nuestro país, el área instalada no satisface las temperaturas de diseño. En el estudio del tema realizado por Montes de Oca (2007) se cuantifican las pérdidas de eficiencia energética y exergética que ocasionan las desviaciones anteriores, pero no se analizan los costos asociados a esa pérdida.

Con el interés de conocer la incidencia de estas pérdidas de eficiencia sobre la economía de la planta se propone como **problema de investigación** el siguiente:

No se conocen las pérdidas económicas que ocasionan la disminución de la eficiencia energética y exergética en una caldera recuperadora de calor.

Hipótesis: Si se aplica el método exergoeconómico; se podrán cuantificar las pérdidas económicas debido a las irreversibilidades del proceso, disponiendo de una herramienta que facilite la toma de decisiones en vistas a reducir los costos de generación.

Objetivo General: Realizar la evaluación exergoeconómica de una caldera recuperadora de calor.

Para cumplir con el objetivo anterior se plantean las siguientes **Tareas de Investigación:**

1. Definir el estado del arte con respecto a métodos de evaluación de calderas de recuperación, y las herramientas informáticas utilizadas para ello.

-
2. Definir los parámetros energéticos, exergéticos y económicos que se utilizan para la evaluación exergoeconómica de las calderas de recuperación.
 3. Seleccionar una herramienta informática adecuada para evaluar la caldera recuperadora de calor.
 4. Realizar la evaluación exergética de la caldera recuperadora para identificar la zona donde más se producen irreversibilidades.
 5. Realizar el análisis económico de la caldera recuperadora para sentar las bases del análisis termoeconómico.
 6. Evaluar exergoeconómicamente la caldera recuperadora para conocer como inciden las irreversibilidades en los costos de la planta.

Este trabajo se ha estructurado en tres capítulos para darle cumplimiento a las tareas planteadas.

Capítulo I: Análisis bibliográfico y fundamentos teóricos. Donde se muestran los aspectos teóricos necesarios para llevar a cabo esta investigación, abordando las principales ideas sobre calderas recuperadoras de calor en ciclos combinados, métodos termodinámicos para la evaluación de las calderas, así como acerca de las herramientas informáticas que se utilizan.

Capítulo II: Materiales y métodos. En este capítulo se presentan las metodologías usadas para cumplir con el objetivo planteado.

Capítulo III: Resultados y discusión. En este capítulo se exponen y analizan los resultados obtenidos en el análisis exergético, en el análisis económico y en la evaluación exergoeconómica de la caldera recuperadora caso de estudio.

Capítulo 1: Análisis bibliográfico

En este capítulo se realiza una búsqueda con el objetivo de profundizar en el tema de las calderas recuperadoras y los ciclos combinados, así como en los métodos termodinámicos y energéticos para la evaluación del sistema en estudio.

Este capítulo consta de los siguientes epígrafes:

- 1) Aspectos generales sobre el funcionamiento de los Ciclos Combinados.
- 2) Calderas recuperadoras de calor.
- 3) Métodos para la evaluación de calderas de recuperación de calor.
- 4) La termoeconomía y sus aplicaciones en los sistemas energéticos.

Para el desarrollo de las temáticas anteriores se efectúa una búsqueda bibliográfica en las Bibliotecas Científico – Técnicas, la Biblioteca Virtual de la Facultad de Ciencias Técnicas de la Universidad de Matanzas “Sede Camilo Cienfuegos, así como en las diferentes bases de datos remotas que se encuentran disponibles en INTERNET.

La búsqueda en INTERNET se realiza empleando el uso de los buscadores existentes (Google, Scirus, AltaVista, Teoma, Metacrawler, etc) y bases de datos remotas (EBSCO, Elsevier, InderScience, etc.), haciéndose también otras búsquedas en bases de datos y bibliotecas virtuales de química e ingeniería química que incluyen las más reconocidas a nivel mundial.

1.1. Aspectos generales sobre el funcionamiento de los Ciclos combinados.

El desarrollo de nuevas técnicas para el diseño y operación eficiente de sistemas termoenergéticos, es uno de los mayores objetivos en la ingeniería de la energía, pues el posterior agotamiento de los combustibles fósiles y el aumento de la demanda energética en el mundo, ha incrementado la importancia de conocer a profundidad cómo se degrada la energía en cada proceso, a fin de mejorar los diseños y reducir el impacto ambiental (González y Quiroz, 2011).

Actualmente las plantas de ciclo combinado que funcionan con gas están sustituyendo con rapidez a las centrales de generación tradicionales. El

rendimiento en la generación de electricidad en estas instalaciones depende en última instancia de las leyes de la termodinámica; que son las encargadas de predecir el funcionamiento de los equipos que intervienen en los procesos de generación (Calvo y Visqueira, 2014).

Una planta de ciclo combinado consiste en la integración de dos o más ciclos termodinámicos energéticos, para lograr una conversión de la energía aportada en trabajo, lo más completa y eficiente posible; en la actualidad, el concepto de ciclo combinado se aplica a un sistema compuesto por una turbina de gas, un generador de vapor recuperador de calor y una turbina de vapor, lo que implica combinar un ciclo Brayton de gases a alta temperatura y un ciclo Rankine de media o baja temperatura, de forma que el calor residual de escape del ciclo Brayton sea el calor aportado al ciclo Rankine (Lugo, 2014; Franco, 2011).

En la Figura 1.1 se observa la representación de una planta de potencia de ciclo combinado.

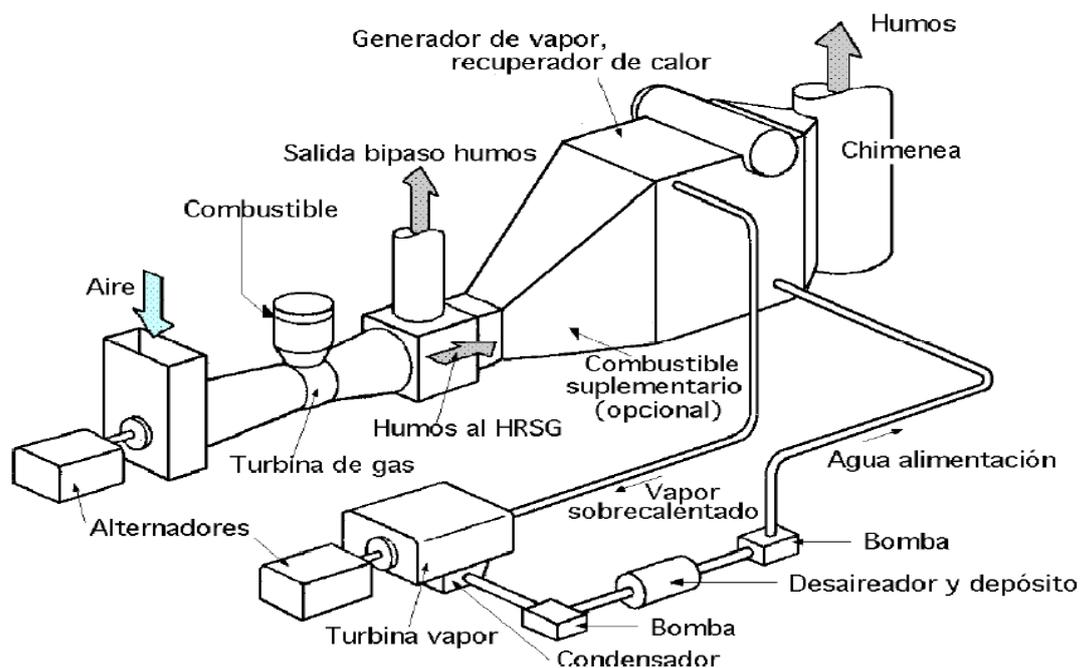


Figura 1.1. Planta de potencia de ciclo combinado.

Según Martínez (2014) Un sistema de ciclo combinado simple consta de:

- Un grupo simple turbina de gas-alternador
- Un generador de vapor recuperador de calor (HRSG, del inglés: *Heat Recovery Steam Generator*)

- Un grupo simple turbina de vapor -alternador
- Un condensador
- Sistemas auxiliares.

Con la puesta en marcha de plantas de ciclo combinado no solo se alcanzan mejoras en eficiencia térmica también se obtienen ventajas como:

- Costos de inversión relativamente bajos como consecuencia de la construcción modular de estas plantas.
- Cortos tiempos de instalación en relación a las centrales convencionales.

La capacidad de generación de un ciclo combinado se afecta significativamente producto de la temperatura ambiente. Por cada °C de temperatura ambiente más baja aumenta el rendimiento del ciclo combinado en 0,6% y mejora la eficiencia en 0,1%. Un ciclo combinado puede elevar su rendimiento al operar a menores valores de temperatura ambiente o disminuir la presión en el condensador (Chuangy Sue, 2005).

Una planta de potencia de ciclo combinado debe tener un bajo costo de inversión, operar a alta eficiencia, a carga plena o parcial, tener un alto nivel de automatización y trabajar con confiabilidad, ser capaz de arrancadas rápidas y ser de fácil y barato mantenimiento. Desafortunadamente, estos objetivos no pueden ser logrados a la vez. Por ejemplo, la planta puede ser diseñada para obtener alta eficiencia, pero tendrá un costo elevado. De igual forma, para lograr una alta confiabilidad se incrementará el costo de inversión de la planta; por lo que los productores deberán decidir o anticipar cual es la prioridad de operación de la planta. Si la planta será operada a carga base, entonces puede ser diseñada para alcanzar altas eficiencias, sin embargo si se necesitan bajos costos de inversión, se tendrán plantas de menor eficiencia o será necesario un mayor énfasis en reducir el costo por kW producido (Narula, 2002)

Cuba cuenta con la novedosa tecnología que encierra la generación de electricidad a partir de plantas de ciclo combinado. La primera planta de este tipo fue instalada en la costa norte de la provincia de Matanzas; con el nombre Energas Varadero.

En la nota oficial emitida por el MINBAS (2011) se exponen los objetivos fundamentales de esta planta de generación:

- Mitigar la Contaminación Ambiental en la zona de la costa norte occidental, donde diariamente ingresaban a la atmósfera más de 60 toneladas de azufre.
- Aprovechar más de 3 000 000 m³ por día de gas acompañante que se quemaban inútilmente y producir a partir de él, electricidad de bajo costo para el país, además de Azufre, Gas licuado del petróleo (GLP) y Nafta.
- Introducción de nuevos conceptos de Ingeniería, de nuevos métodos constructivos de altísimos rendimientos.
- Obtener altos valores de eficiencia energética.

1.2. Calderas recuperadoras de Calor.

Las calderas de recuperación de calor (HRSG) son particularmente apropiadas para la operación de cíclica es por ello que dentro del proceso de generación de electricidad a partir de plantas de ciclo combinado son el equipo que determina en mayor proporción el funcionamiento correcto de la instalación (Boonnasa, 2004).

La función principal de una caldera es conseguir el calor máximo con los costos de explotación mínimos. Para el correcto funcionamiento de estos equipos Ganapathy (1992) señala dos aspectos fundamentales:

- Contar con un sistema de tratamiento de aguas que garantice los requerimientos de calidad para favorecer los fenómenos de transferencia de calor.
- Utilizar flujos de gases limpios. (Como gases de escape de turbinas de gas)

En la actualidad las calderas recuperadoras de calor tienen varias aplicaciones. Se usan en la mayoría de las centrales hidroeléctricas de ciclo combinadas y varios procesos de cogeneración. Estos equipos proveen las plantas de generación de una mayor eficiencia ya que el calor disponible en la circulación

de gases de escape de turbina a temperaturas entre los (425-600 °C) se utiliza para generar vapor (Almasi, 2011).

1.2.1. Calderas recuperadoras de calor convencionales.

La caldera recuperadora de calor convencional (HRSG) es un intercambiador de calor con flujos en contracorriente, que se compone de una serie de secciones formadas por el sobrecalentador, caldera (o vaporizador) y economizador, ubicados de forma que se maximice la recuperación de calor y el suministro del vapor a la presión y temperatura adecuadas. (fig. 1.2)

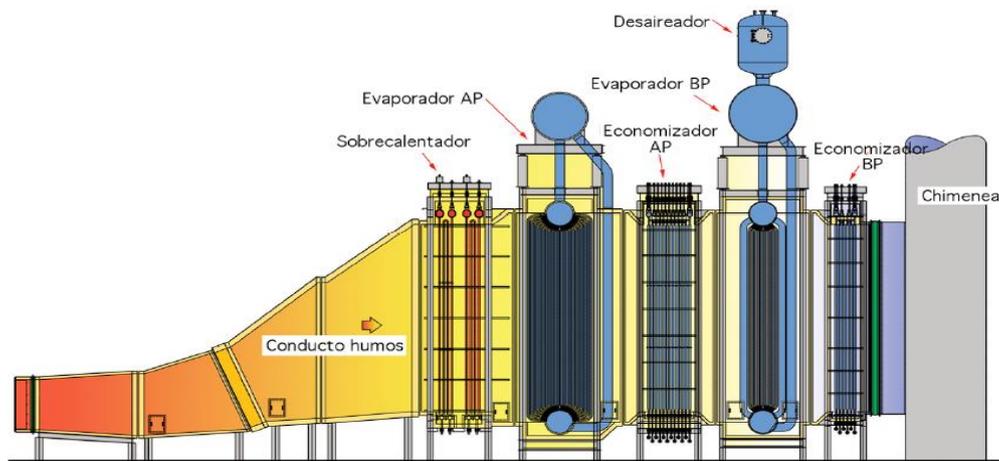


Figura 1.2. Corte transversal de una caldera recuperadora de calor convencional.

El uso de calderas de recuperación de calor con turbinas de gas permitió una mejora significativa en la eficiencia global de las plantas generadoras. La energía térmica restante en el gas de escape de turbina es recuperada por un sistema de intercambio de calor que circula el agua y genera vapor para producir electricidad adicional en un generador de turbina de vapor.

La implementación de las calderas recuperadoras de calor resulta en una salida eléctrica entre un 30-50% más que la salida disponible para una planta de turbina de gas, debido a la combinación de las turbinas de gas con las turbinas de vapor (Blood, 2003).

Ganapathy (1992) se definen las siguientes clasificaciones para las calderas recuperadoras atendiendo a niveles de presión que alcanzan:

1. Calderas de alta presión (AP), con sobrecalentador, puede llegar hasta 541°C, y se utiliza para la generación de energía.
2. La caldera de media presión (MP) se puede utilizar para:
 - Generar vapor
 - Inyectar agua o vapor en el combustor de la turbina de gas, para limitar la formación de óxidos de nitrógeno (NO_x).
 - Suministrar vapor a procesos
3. La caldera de baja presión (BP) se usan para:
 - *calentamiento del agua de alimentación*
 - *desgasificación.*

Las calderas (HRSG) se diseñan para manipular grandes flujos de gases, con caídas mínimas de presión, lo que permite una mayor generación de electricidad por el alternador de la turbina de vapor. Hay que tener en cuenta la configuración de las conexiones de los conductos de gases y las válvulas desviadoras, con el fin de minimizar las caídas de presión originadas por los cambios de dirección en las líneas de flujo o por velocidades excesivamente altas. Las pérdidas de calor a través de la envolvente de la caldera y de los conductos, se minimizan mediante aislamiento térmico. En el diseño de circulación natural, los tubos verticales facilitan la altura necesaria para alcanzar una circulación estable eliminando las bombas de circulación comunes en los ciclos combinados (Ganapathy, 1996).

En las calderas recuperadoras de calor convencionales la circulación puede ser forzada o natural; la mayoría de las unidades de flujo horizontal de gases utilizan circulación natural; son muchas las decisiones a tomar en la operación de un (HRSG). Tajik *et al.* (2012) recomiendan incluir quemadores de combustible para:

- elevar la temperatura de los humos
- reducir la superficie termointercambiadora.
- incrementar la producción de vapor
- controlar la temperatura del vapor sobrecalentado

- mantener la temperatura del vapor para procesos.

En el diseño vertical los tubos del evaporador son horizontales y la circulación es usualmente forzada. Sin embargo, las calderas de circulación natural pueden ser construidas con flujos de gas verticales y superficies de transferencia de calor horizontales. Ambos diseños tienen sus ventajas y desventajas pero ambos consiguen competir satisfactoriamente en el mismo mercado, alcanzan record similares en cuanto a la vida y la fiabilidad de las plantas y no existen diferencias de costos en el mercado (Christ, V., 2012).

Blood (2003) enuncia las siguientes consideraciones técnicas para el diseño de HRSG:

- Organizar de los elementos de la caldera de manera que se logre maximizar la recuperación de calor.
- Proporcionar la circulación del vapor a la temperatura y la presión requerida en la Turbina de vapor.
- Verificar las diferencias de temperaturas críticas ya que influyen en la transferencia de calor.

Mientras que Almasi (2011) plantea que para realizar un diseño más económico de estos generadores, conviene evaluar los siguientes parámetros:

- Contrapresión admisible
- Presión y temperatura del vapor
- Punto de acercamiento, *Pinch*
- Temperaturas de aproximación del sobrecalentador y economizador
- Temperatura de salida de la chimenea.

De los aspectos anteriores los más estudiados por los ingenieros de procesos son el punto *pinch* y el punto de aproximación.

Punto *pinch*: Se conoce como punto *pinch* a la diferencia entre la temperatura del gas que sale de la sección de evaporación y la temperatura de saturación del agua en la misma. Aumentar el calor recuperado en el evaporador implica disminuir el punto *pinch*, por lo cual se incrementa el costo de inversión de la caldera de recuperación al necesitar un área de transferencia de calor mayor (Soo y Yong, 2008; Srinivas, 2010).

Punto *approach*: Representa la diferencia entre la temperatura de salida del agua en la sección de economización y la de saturación del agua en la sección de evaporación. El objetivo de esta diferencia de temperatura es evitar los riesgos de ebullición en la sección de economización y un sobrecalentamiento en el evaporador, por lo que el agua se mantiene varios grados por debajo de la temperatura de saturación (Soo y Yong, 2008; Srinivas, 2010).

El valor de estos parámetros en la literatura científica es muy diverso; los resultados más recientes obtenidos por Lugo (2014) señalan los siguientes valores:(punto *pinch* de 8°C y punto *approach* de 0°C).

En nuestro país existen en explotación tres calderas recuperadoras con diseño HRSG como parte del ciclo combinado Varadero.

1.2.2 Calderas recuperadoras de calor de un solo paso (OTSG del inglés, *Once Through Steam Generator*)

El surgimiento de las calderas recuperadoras de calor de un solo paso (*OTSG*) constituye una alternativa económicamente competitiva con las calderas recuperadoras convencionales (HRSG). Estas nuevas calderas, en su forma simple, son tubos continuos de intercambio de calor donde el precalentamiento, la evaporación y el sobrecalentamiento del agua de alimentación ocurren de manera consecutiva. (Brady, 2001)

Según Martínez (2014) las diferencias fundamentales con respecto a las calderas recuperadoras convencionales son:

- En las calderas de un solo paso las secciones de economizadores, evaporadores y sobrecalentadores no se encuentran definidas, por lo que la interfase agua/vapor es libre de moverse a través de los tubos.
- Las calderas de un solo paso no tienen domos, ni equipos como economizadores, evaporadores y sobrecalentamiento, elementos que encarecen y complican el diseño de las calderas

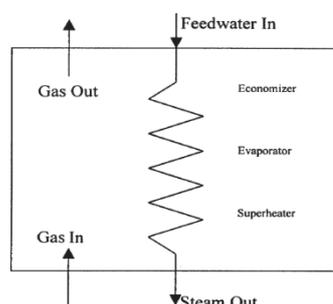


Figura. 1.3 Representación simplificada de una caldera recuperadora de calor de un solo paso.

Otro aspecto interesante de las calderas recuperadoras de un solo paso es que su instalación y montaje se realiza en aproximadamente 3 semanas y es un 25% del costo de las calderas recuperadoras convencionales. (Montes de Oca, 2007)

En enero 2015 en Cuba se culminó la etapa de montaje de cinco calderas OTSG en la zona de Boca Jaruco que formaran parte del nuevo ciclo combinado instalado. En la nota informativa del proyecto emitida por el MINBAS (2013) se reportan los siguientes logros:

Esta planta reemplazará la producción de electricidad de las unidades generadoras existentes relativamente altas emisoras de gases de efecto invernadero (GEI). Además de reducir las emisiones y proporcionar un suministro de electricidad más confiable, con la puesta en marcha de esta estación de generación; Cuba minimiza el uso de combustible importado el cual tiene un costo cada vez más alto.

1.3. Métodos para la evaluación de calderas de recuperación de calor.

Muchas han sido las herramientas de evaluación que han utilizado los profesionales para cuantificar las pérdidas energéticas, medioambientales y monetarias que originan los procesos de generación de electricidad.

En la literatura científica se reportan varios métodos para la evaluación de calderas, entre los que se destacan: métodos heurísticos, métodos basados en el conocimiento, y métodos termodinámicos. Estos últimos han sido los más estudiados aunque no dejan de presentar limitaciones en cuanto a su aplicación.

1.3.1 Métodos termodinámicos.

Varios autores coinciden en aplicar métodos termodinámicos para evaluar el funcionamiento de los sistemas energéticos:

Díaz (2007) y Lugo (2014) definen tres métodos fundamentales para el análisis de las transformaciones de energía:

- Análisis Energético– Análisis *pinch* aplicando Primera Ley de la Termodinámica
- Análisis Exergético aplicando Segunda Ley de la Termodinámica
- Análisis Termoeconómico basándose en la combinación de la Segunda Ley de la Termodinámica y el análisis económico

González y Quiroz (2011) plantean que los métodos tradicionales de análisis de sistemas de conversión de energía se basan en:

- Las Leyes de la Termodinámica
- La eficiencia térmica.
- La Termoeconomía, como la variable que evalúa el funcionamiento termodinámico de un sistema.

El análisis energético está estrechamente vinculado con la Primera Ley de la Termodinámica, que define el calor como la energía necesaria que debe intercambiar el sistema para compensar las diferencias entre trabajo y energía interna, esta ley también es conocida como ley de conservación de la energía porque establece que la cantidad total de energía que entra a un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más cualquier aumento dentro del sistema (Asaro, R., Lubarda, V., 2006).

La ecuación general de la ley de conservación de la energía es la siguiente:

$$\Delta E_{\text{entra}} - \Delta E_{\text{Sale}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad 1.1$$

Si se sustituyen en la expresión anterior los términos calor, trabajo y energía interna se obtiene la expresión matemática de esta ley

$$Q = \Delta U + W \quad 1.2$$

El calor y el trabajo son las dos formas en las que la energía puede atravesar los límites o fronteras del sistema. Este principio no limita cualquier conversión

de energía de una forma a otra ni tampoco restringe la posibilidad de que un proceso pueda realizarse (Callen, 1985).

En la mayoría de las ocasiones los sistemas térmicos de energía se analizan usando análisis energético por ser poco complejos. La principal deficiencia de este análisis radica en que no considera la calidad de la energía (Duran *et al*, 2014).

La eficiencia térmica es un factor que proporciona información valiosa acerca del límite superior de obtención de energía. Sin embargo Gómez J.L., plantea que no puede obtenerse por medio de un análisis basado en la Primera Ley de la Termodinámica exclusivamente (Citado por: González y Quiroz, 2012, p.8).

En el caso particular de los generadores de vapor el balance de energía se fundamenta en el cálculo de la eficiencia térmica de los mismos, determinando cuánta energía es aprovechada para producir vapor.

Según Geldermann, J (2006) el análisis *pinch* es una metodología sistemática que se utiliza para el diseño integrado de plantas de proceso, basada en la identificación del mínimo consumo de energía necesaria. Considera al mismo tiempo las necesidades de energía y costos. Se puede aplicar tanto a nuevos diseños como a plantas existentes. (Citado por: López, Y., 2007, p.28).

La metodología *Pinch* es de mucha utilidad pues está estrechamente relacionada con demandas de calentamiento o enfriamiento y el área de transferencia de calor en las llamadas redes de distribución de calor. La elección de la diferencia de temperatura mínima (ΔT_{min}) depende del área de transferencia de calor y del costo (Díaz, 2007).

El estudio termodinámico de las calderas recuperadoras de calor está basado fundamentalmente en el análisis del punto *pinch*, al disminuir esta diferencia de temperatura se logran menores irreversibilidades pero se necesita una mayor superficie para el intercambio de calor, por lo que se hace fundamental el análisis económico para definir los parámetros óptimos de operación. En los últimos años la optimización termoeconómica es la encargada de esto (Chirst, V., 2012)

Un análisis exergético proporciona una medida cuantitativa de la calidad de las diferentes formas de energía. El concepto de calidad de la energía térmica se basa en la temperatura a la cual ésta se encuentra disponible, cuanto mayor sea esta temperatura, mayor es la eficiencia para convertir la energía térmica a trabajo (González, 2003).

La exergía puede ser destruida y generalmente no es conservada. La destrucción de exergía usualmente representa la mayor parte de la energía gastada. La otra parte de la energía gastada es la exergía perdida. Tanto la exergía destruida como la exergía perdida son identificadas a través de un análisis de exergía (análisis por la segunda ley de la termodinámica). La exergía destruida es el resultado directo de las irreversibilidades en un proceso y representa el gasto real de energía que no puede ser identificado a través de un balance de energía (Montes de Oca, 2007).

La exergía es la parte de la energía transformable en trabajo útil, por lo que se puede plantear que la energía mecánica y la eléctrica son totalmente exergía, puesto que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo útil. Sin embargo, la energía térmica sólo es transformable en trabajo útil con un rendimiento limitado, que depende, fundamentalmente de las temperaturas del foco caliente y del ambiente, siendo, en la mayoría de los casos, más interesante conocer la exergía disponible que la energía (Espinosa *et al*, 2004).

El análisis exergético es de gran valor en el estudio de sistemas de transformación de energía, ya que permite determinar la localización, el tipo y la verdadera magnitud de las pérdidas. La destrucción de exergía, denominada irreversibilidades es la causa del limitado aprovechamiento de los combustibles en las centrales térmicas de generación eléctrica (Marín y González, 2007).

El método de análisis exergético, es una técnica relativamente nueva basada en el concepto de exergía, definido en términos generales como el potencial de generar trabajo que poseen las diferentes formas de energía en relación con un ambiente determinado. A diferencia de los criterios tradicionales de evaluación,

el concepto de exergía se basa simultáneamente en la Primera y Segunda Ley de la termodinámica (Bejan, 1996).

La importancia de realizar un análisis exergético en centrales termoeléctricas de ciclo combinado, radica en que facilita la optimización en el diseño de procesos y en la gestión de recursos energéticos. A diferencia del balance cuantitativo de entrada y salidas de masas o energía, el análisis exergético considera el aspecto cualitativo de la energía mostrando hasta que límite es posible reducir las pérdidas, y donde es posible efectuar tal reducción (Boonnasa, 2004).

Es importante señalar que a través del análisis exergético se pueden cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado, y por tanto saber cuánto cuesta en términos de recursos consumidos (Ahmadi y Dincer, 2011) pero no se puede conocer el valor económico que representa ese consumo.

En respuesta a esta limitación surge la Termoeconomía, que tiene como objetivo: “Estudiar la conexión entre termodinámica y Economía, sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía, y obtener así modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos naturales, buscando criterios generales que permitan evaluar la eficiencia y el coste de sus productos, en sistemas con un consumo intensivo de energía”(Torres, C., 2001, p.1).

Un análisis termoeconómico combina los análisis termodinámicos y económicos al nivel del componente. Una comparación entre los costos de operación y la inversión, y los costos asociados a la destrucción de exergía, puede ser útil en el desarrollo de diseños que mejoren la efectividad del costo en el sistema completo (López F y Sánchez A, 2001).

Con el propósito de encontrar un término que describiese mejor el análisis termoeconómico, Tsatsaronis (1983) introduce la exergoeconomía que es una definición que encierra la combinación del análisis exergético con el análisis económico usando como variable principal el costo exergético (Citado por: Montes de Oca, L., 2007, p.17)

López (2007) plantea que los objetivos fundamentales de aplicar el método Exergoeconómico pueden ser:

- (a) Calcular, separadamente, el costo de cada producto generado por un sistema que tenga más de un producto;
- (b) Entender la formación de los costos en un proceso y el costo de cada corriente en el sistema;
- (c) Optimizar variables específicas en un solo componente del sistema;
- (d) Optimizar el sistema en su totalidad.

Según Tsatsaronis (2007) un análisis Exergoeconómico consiste en:

- Un análisis de exergía detallado
- Un análisis económico a nivel de componente (equipo)
- Asignación de costos exergéticos
- Evaluación exergoeconomía a nivel de componente.

Para realizar una buena evaluación exergoeconómica de un proceso, según López (2007) hay ciertas variables que deben ser controladas a nivel de componente:

- Eficiencia exergética, ε
- Destrucción y pérdida de exergía, E_D y E_L
- Costo no asociado a corrientes exergéticas, Z
- Costo de la exergía destruida, C_D
- Diferencia relativa de costos, r
- Factor exergoeconómico, f

Los datos que suministra el análisis exergoeconómico no es posible obtenerlos con un simple análisis exergético. La valiosa información suministrada por este tipo de análisis hará que cada día se tengan más en cuenta en el diseño, explotación y proyecto de cualquier tipo de plantas, pues su utilidad no queda limitada al caso específico de plantas de generación de energía. Este análisis representa una doble ventaja, por un lado el conocimiento de las principales

ineficiencias de la planta y por otro, los posibles puntos de mejora que el fabricante podría realizar en sus equipos (Torres, C., 2001).

1.3.2. Programas informáticos utilizados en la evaluación de los sistemas energéticos.

La característica principal que distingue a las computadoras de otros dispositivos es que es una máquina de propósito general, es decir, puede realizar tareas muy diversas, de acuerdo a las posibilidades que brinden los lenguajes de programación y el hardware. En el mundo académico se utilizan mucho los paquetes de software que realizan cálculos simbólicos y numéricos junto con representaciones gráficas ya que mediante ellos se pueden describir los procesos como una serie de operaciones y decisiones lógicas. En el campo de las ciencias técnicas los programas mas utilizados son:

1. Los Programas de resolución de ecuaciones de bajo costo (como *TK Solver Plus*, *Gauss9*), son útiles para resolver cualquier problema simbólico formal; balances de materia lineales y no lineales, probar teoremas, resolver problemas geométricos, trabajar con lógica proposicional. En estos programas el usuario define los objetos y las operaciones que se podría hacer con y sobre los objetos y el Solver genera la heurística mediante un análisis de los medios y los objetivos, a fin de resolver los problemas. Para ello, se centra en las operaciones disponibles, encontrando qué entradas son aceptables, y qué resultados se generan. Se crean entonces sub-objetivos para conseguir aproximarse más y más a la meta anteriormente definida. Es muy probable que estos programas se ejecuten con mayor rapidez que los programas de hoja de cálculo. (Norvig, 1992).
2. La utilización de hojas de cálculo (*spreadsheet*) tiene gran aceptación entre los ingenieros para la solución de sus problemas. En la ingeniería química tienen mucha popularidad las hojas electrónicas Lotus y Excel. Las similitudes entre las hojas de cálculo comerciales son muchas. Todas ofrecen un administrador de situaciones que permite al usuario incluir varios conjuntos de suposiciones en una hoja de cálculo y permite cambiar de un conjunto de

suposiciones a otro con rapidez a fin de poder comparar la solución de los problemas. (Guillerm, 2011).

La hoja de cálculo más utilizada en la actualidad es Excel y sus aplicaciones fundamentales son:

- Elaborar tablas y formatos que incluyan cálculos matemáticos mediante fórmulas; las cuales pueden usar “operadores matemáticos” como son: + (suma), - (resta), * (multiplicación), / (división) y ^ (exponenciación);
- Utilizar elementos denominados “funciones” (especie de fórmulas, pre-configuradas) como por ejemplo: Suma (), Promedio (), etc.
- Gestionar “Listas” o “Bases de Datos”; es decir agrupar, ordenar y filtrar la información.

3. Los *Software* de programación usan diferentes alternativas y lenguajes de programación, combinan cálculos de matrices, análisis de datos, resolución de ecuaciones, gráficos y muchas otras funciones. Dos ejemplos representativos de estos softwares son *MatLAB* y *MathCAD*.

Según Goering (2004) *MatLAB* es una herramienta de software matemático que se utiliza fundamentalmente para:

- manipulación de matrices
- representación de datos y funciones
- implementación de algoritmos
- creación de interfaces de usuario
- la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware.

Es un software muy usado en universidades y centros de investigación y desarrollo. En los últimos años ha aumentado el número de prestaciones, como la de programar directamente procesadores digitales de señal cuenta también con un conjunto de paquetes de aplicación llamados “cajas de herramientas” que son bibliotecas de funciones y programas que resuelven problemas específicos.

Según Zhe Peng (2012) *Math Cad* es un programa algebraico de computadora. En comparación a otros softwares como *MatLAB*, *MathCad* es menos poderoso

y no permite aprovechar el hardware. Su filosofía es que es un programa más de documentación que de cálculo, aunque también es potente en este ámbito, es muy visual y permite el uso de plantillas de funciones en las que solo es necesario escribir los valores deseados, incluso para graficar funciones.

Dentro de las capacidades de *MathCad* se encuentran:

- Resolver ecuaciones diferenciales con varios métodos numéricos
- Graficar funciones en dos o tres dimensiones
- El uso del alfabeto griego (letras griegas mayúsculas y minúsculas)
- Cálculo de expresiones simbólicas
- Operaciones con arreglos (vectores y matrices)
- Solución simbólica de un sistema de ecuaciones
- Encontrar la gráfica (la curva de tendencia) de un grupo de datos
- Implementación de subprogramas
- Encontrar raíces de polinomios y funciones
- Funciones estadísticas y distribuciones de probabilidad

La principal razón del éxito de ambos códigos es que el lenguaje empleado para formular los programas es sencillo y se combina bien con las matemáticas que el usuario ya conoce

4. Programas de simulación de procesos que aceptan información acerca de un proceso químico en el nivel del trazado de diagrama de flujos y realizan cálculos que proporcionan datos no sólo acerca de los flujos de materia y de energía, sino también sobre costos, disposición de tuberías, efectos de tiempo y otra información útil para el diseño y la operación. Estos códigos pueden simular el desempeño en estado estacionario (y en algunos casos en estado no estacionario) de plantas químicas integradas de gran tamaño que consisten en unidades de proceso interconectadas con flujos de reciclaje y sus fuentes. Con los programas de simulación podemos modelar toda una planta completa con tanta complejidad como deseemos. Es posible introducir la estructura del proceso en la computadora por medio de una interfaz gráfica y obtener la salida en forma de diagramas de flujo o bien, informes escritos. Además, es necesario

obtener de una base de datos las propiedades físicas apropiadas e información termodinámica (Galán *et al.*, 2009).

1.4 La termoeconomía y sus aplicaciones en los sistemas energéticos.

La termoeconomía es usada comúnmente para la optimización y diagnóstico de sistemas energéticos, constituye una herramienta para el estudio de sistemas energéticos, se basa fundamentalmente el análisis exergético (termodinámica) pero va más lejos por la introducción de los conceptos de costos (economía).

Según Tsatsaronis (1996), la exergoeconomía es usada para mejorar la efectividad de los costos en nuevos sistemas, el desempeño y la efectividad de los costos de sistemas existentes y para ayudar en la decisión con relación al mantenimiento de estos sistemas y de esta manera asignar fondos de investigación y desarrollo.

El método exergoeconómico es una técnica abarcadora; encierra muchos procedimientos ingenieriles y los vincula de forma tal que se obtengan resultados favorables.

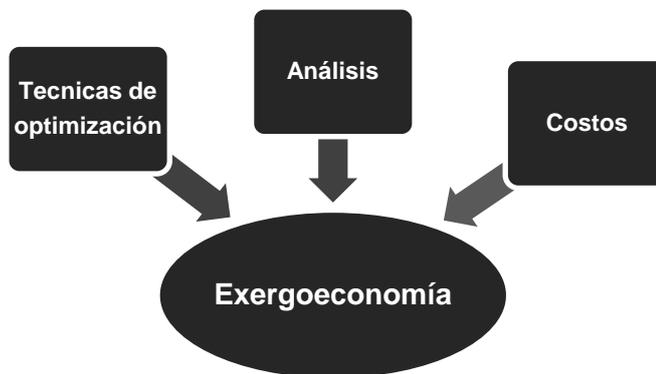


Figura 1.3. Interacción de la Exergoeconomía con otras áreas de la ingeniería

El cálculo del costo económico de los flujos, en plantas térmicas constituye un problema de mucha importancia, pues está ligado de manera directa con la repercusión de los costos de producción en los distintos componentes que constituyen el proceso productivo (Boonnasa, 2004)

Para aquellas instalaciones en que la exergía juega un papel decisivo, la formación del costo económico de los flujos internos y productos finales está

relacionada tanto con la eficiencia termodinámica del proceso como por el costo de amortización y mantenimiento de los equipos del sistema (González, 2003).

El objetivo del análisis termoeconómico es descubrir y comprender los signos de mal funcionamiento y cuantificar sus efectos. El signo de mal funcionamiento más común en una central de generación según Yousef *et al* (2013) es el consumo adicional de recursos necesarios para obtener la misma producción, tanto en cantidad como en calidad.

La irreversibilidad de cada componente involucrado en un sistema, se obtiene a partir del balance de exergía. En la práctica, nunca vamos a ser capaces de recuperar todas las irreversibilidades de un componente. De hecho, el ahorro de exergía potencial está limitado por restricciones de tipo técnico y/o económico, dependen del nivel de decisión que limita las acciones que pueden ser tomadas. A diferencia del análisis energético convencional, el análisis termoeconómico asume que existe una situación de referencia, que se corresponde con el del sistema operando en las condiciones en las que fue diseñada (Ahmadi y Dincer, 2011).

Existen varias investigaciones que demuestran las aplicaciones de la Termoeconomía en sistemas de generación de electricidad:

Uche (2000) desarrolla el análisis termoeconómico completo de una planta de cogeneración, que consta de una planta con una turbina de vapor para la generación de electricidad y una desaladora por destilación. En esta tesis se estudian los procesos químicos, los procesos mecánicos y los térmicos a través de la termoeconomía.

López y Sánchez (2001) realizaron un análisis termoeconómico de procesos de captura de CO_2 en ciclos combinados para la identificación de los componentes que operan con irreversibilidades y de los flujos que elevan los costos exergéticos y económicos.

En el Departamento de ingeniería química y combustibles de la universidad de Madrid González (2003) desarrolla el Análisis exergético y evaluación

termoeconómica de un ciclo combinado de generación de energía eléctrica.

Las ventajas obtenidas con la investigación fueron:

- Con la aplicación del método termoeconómico y a partir de los resultados obtenidos es posible abordar las líneas de actuación encaminadas a mejorar la eficiencia y reducir los costos de la planta.
- La información que se obtiene, es fundamental tanto para la explotación, como para el diseño y optimización del sistema

Como parte de las investigaciones acerca de los parámetros de las calderas recuperadora de calor Valdés *et al* (2004) utiliza la termoeconomía para identificar los parámetros que tienen una influencia directa sobre los resultados económicos de la central hidroeléctrica.

Los Autores caribeños también aportaron su experiencia en el tema Stortini y Teixeira (2006) exponen la utilidad de la termoeconomía en la validación de nuevas alternativas de cogeneración.

Años más tarde González *et al* (2010) desarrolla el estudio exergoeconómico de factibilidad a una planta térmica de cogeneración para definir la factibilidad del proyecto de cambio a una planta que produce y suministra vapor y energía eléctrica por una de cogeneración con ciclo combinado.

La revista *Energy Conversion and Management* también fue portadora de investigaciones del campo de la termoeconomía; Tajiket *al* (2012) realizan la evaluación exergoeconómica de una caldera recuperadora de calor y lograron los siguientes resultados:

- Un aumento de la presión en las HRSG, aumenta las pérdidas de exergía debido a la transferencia de calor en el HRSG y los gases de escape de la chimenea.
- En el análisis termodinámico realizado las pérdidas atribuibles al calor en el HRSG se trasladan a los gases de escape
- El análisis económico, revela que al incrementar el número de niveles de presión de la generación de vapor se conduce a un aumento del costo de inversión total y específico de la planta de un 4 % a un 6%.

Durán *et al* (2014) realiza el estudio termoeconómico de diferentes configuraciones de ciclo combinado integrado con una planta solar. En este artículo se presenta el análisis termoeconómico de una planta de ciclo combinado integrada con una planta solar de canal parabólico, el objetivo principal de la investigación es conseguir un diseño óptimo al determinar los parámetros de diseño optimizados para ambos sistemas.

Se aplica una metodología empleada para la optimización de ciclos combinados, pero ahora con una planta solar. Con la realización del análisis de sensibilidad, se obtuvo el desempeño de varias configuraciones bajo diferentes condiciones de radiación solar.

1.5. Conclusiones parciales del análisis bibliográfico.

1. Con la puesta en marcha de una planta de ciclo combinado se produce electricidad con un bajo costo, se logran altos valores de eficiencia energética y se disminuye la emisión de gases de efecto invernadero.
2. Las calderas recuperadoras de calor se usan en la mayoría de las centrales de ciclo combinado, su función principal es conseguir el calor máximo con los costos de explotación mínimos.
3. Los valores del *pinch* y el *approach* en una caldera recuperadora convencional determinan el calor recuperado en cada sección.
4. Los métodos termodinámicos son los más utilizados para evaluar el funcionamiento de los sistemas energéticos y las transformaciones de energía.
5. La termoeconomía es la herramienta que facilita la contabilidad sistemática de la cantidad de recursos utilizados para la obtención de un producto, y constituye una poderosa herramienta para la optimización de los procesos.

Capítulo 2: Materiales y métodos

En este capítulo se describe el caso de estudio, se explica detalladamente la metodología utilizada en la evaluación exergoeconómica de la caldera recuperadora de calor; así como de las herramientas de análisis que se utilizarán para ello.

2.1. Descripción del caso estudio

La presente investigación se dirige al estudio de una caldera recuperadora de calor instalada en un ciclo combinado. Dicha caldera está acoplada con una turbina de gas que produce a condiciones ISO (15 °C y 1atm) 39160kW. En la caldera recuperadora se aprovecha el gas de escape de la turbina de gas para producir 63 960 kg/h de vapor sobrecalentado, que pasará a una turbina de vapor para generar electricidad (Montes de Oca, 2007). El diagrama de la caldera recuperadora en estudio se muestra en el Anexo 1.

Las calderas recuperadoras de calor pueden incluir en su diseño, quemadores adicionales a la entrada del gas. La utilización de quemadores permite aumentar el calor disponible para la producción de vapor al elevar la eficiencia de dichas calderas, aunque conlleva un consumo extra de gas acompañante limpio. En la investigación se analizan las condiciones de diseño sin quemadores, dada la disminución en la producción de gas acompañante, la necesidad de limpiar un flujo de gas mayor y debido a que el proceso de combustión introduce en el sistema grandes irreversibilidades, lo que favorece la ineficiencia exergética del proceso.

La caldera recuperadora -caso de estudio- presenta cuatro etapas de economización, un evaporador y cuatro etapas de sobrecalentamiento, estas últimas divididas en dos secciones por un atemperamiento del vapor para cumplir con las condiciones que exige la turbina de vapor. Existe una purga en el domo del evaporador de aproximadamente el 1% del vapor producido, con el objetivo de disminuir el contenido de sales en el sistema. Se logra circulación natural en el evaporador, debido a que la caldera tiene el sentido de los gases de forma horizontal. Los gases de escape son expulsados a la atmósfera a través de la chimenea de la caldera a una temperatura de 175°C para las condiciones de diseño (Montes de Oca, 2007).

La Figura 2.1 muestra el esquema de la caldera recuperadora de calor en estudio.

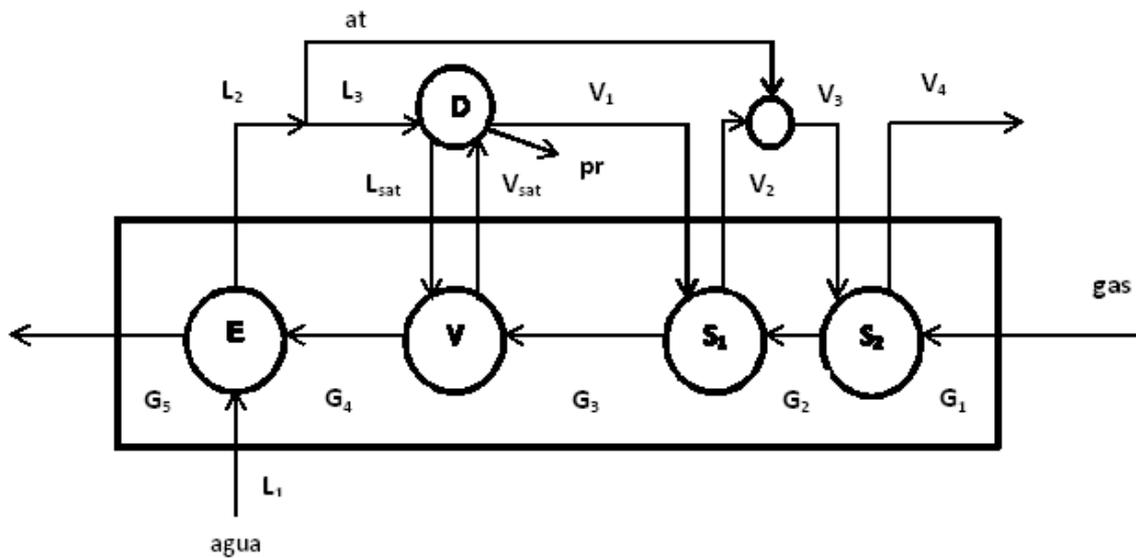


Figura 2.1. Esquema de la caldera recuperadora -caso de estudio-.

Leyenda:

L – agua

V – vapor de agua

G – gas de escape de turbina

at – atemperamiento

L_{sat} y V_{sat} – líquido y vapor saturado, respectivamente

pr - purga

E – economizadores

D – domo

V – evaporador

S_{1y2} – sobrecalentadores

El subíndice j indica la sección de la caldera por donde circula la corriente.

En la Tabla 2.1 se reflejan los principales parámetros de diseño de las calderas recuperadoras de calor a 30°C de temperatura ambiente, los parámetros restantes se muestran en el anexo 2

Tabla 2.1. Parámetros de diseño de la caldera recuperadora de calor sin quemadores.

| <u>Datos de diseño</u> | | |
|---|------|---------|
| <u>Caldera recuperadora de calor de simple presión</u> | | |
| <u>Operación a carga base (sin quemadores)</u> | | |
| Temperatura ambiente | °C | 30 |
| Flujo de gas exhausto de turbina | kg/h | 487 000 |
| Temperatura de gas exhausto de turbina de gas | °C | 544 |
| Presión de vapor sobrecalentado | bar | 60,23 |
| Temperatura de vapor sobrecalentado | °C | 501,80 |
| Temperatura agua alimentación | °C | 70 |
| Presión agua alimentación | bar | 82 |
| Evaporación | kg/h | 63 960 |
| Temperatura gas entrada sobrecalentador | °C | 544 |
| Temperatura gas entrada evaporador | °C | 468 |
| Temperatura gas entrada economizador | °C | 293 |
| Temperatura gas salida economizador | °C | 175 |
| Temperatura agua entrada economizador | °C | 70 |
| Temperatura agua salida economizador sin <i>by-pass</i> | °C | 282,40 |
| Temperatura de operación evaporador | °C | 282,40 |
| Temperatura entrada agua sobrecalentador | °C | 282,40 |
| Contrapresión | mmHg | 280 |
| Consumo de combustible quemadores | kW | 0 |

2.2 Análisis exergético detallado de la caldera recuperadora caso de estudio.

El balance exergético tiene su fundamento en la Segunda Ley de la Termodinámica y tiene como objetivo fundamental encontrar las irreversibilidades en un proceso determinado. Se basa, fundamentalmente, en el cálculo de la exergía destruida en cada uno de los equipos que componen la caldera recuperadora de calor (Tsatsaronis, 1997).

Si se realiza un balance exergético en un volumen de control y en régimen estacionario se obtiene:

$$\sum_j E_{q,j} - E_w + \sum_i E_i - \sum_e E_e - E_d = 0 \quad 2.10$$

Donde:

El primer término (E_q) representa la exergía de un flujo de calor Q cedido a un sistema a una temperatura T_j , y viene dado por:

$$E_{q,j} = \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) * Q \quad 2.2$$

T_o – Temperatura del estado de referencia, (K)

El segundo término refleja la transferencia de exergía asociada con el trabajo realizado por o sobre el sistema y coincide con su energía:

$$E_w = W - p_o * (V_2 - V_1) \quad 2.3$$

El tercer y el cuarto término simbolizan la razón de transferencia de exergía a la entrada (E_i) y salida (E_e) del volumen de control.

$$E_i = m_i * e_i \quad 2.4$$

$$E_e = m_e * e_e \quad 2.5$$

m_i : Masa a la entrada del volumen de control (kg)

m_e : Masa a la salida del volumen de control (kg)

e_i : Exergía física a la entrada del volumen de control (kJ/kg)

e_e : Exergía física a la salida del volumen de control (kJ/kg)

El quinto término (E_D) simboliza la cantidad de exergía que se destruye debido a las irreversibilidades en el sistema. Este valor se asocia con la generación de entropía por la expresión:

$$E_D = T_0 * S_{gen} \quad 2.6$$

Es importante definir qué componentes de la exergía asociada a una corriente están presentes en el sistema en estudio. La exergía de una corriente puede dividirse en cuatro componentes fundamentales:

$$E_x = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CHE} \quad 2.7$$

Siendo: E^{CHE} - Exergía química, *kJ*

E^{PH} - Exergía termomecánica o física, *kJ*

E^{KN} - Exergía cinética, *kJ*

E^{PT} - Exergía potencial, *kJ*

Para el estudio que se realiza se considera que el sistema analizado está en reposo en relación con el ambiente por lo que los componentes cinéticos y potenciales de la exergía se consideran cero, y se desprecia la exergía química porque se analiza la operación sin quemadores. (Ecuación 2.8)

$$E_x = E^{PH} \quad 2.8$$

La exergía termomecánica asociada a una corriente de materia *i* se puede expresar como se muestra en la Ecuación 2.9:

$$E^{PH} = W_i * [(H_i - H_0) - T_0 * (S_i - S_0)] \quad 2.9$$

Donde: W_i - Flujo másico de la corriente *i*, *kg/h*

H_i – Entalpía de la corriente i a la temperatura de trabajo, kJ/kg

H_o - Entalpía a la temperatura de referencia T_o , kJ/kg

T_o – Temperatura del estado de referencia, K

S_i - Entropía de la corriente i a la temperatura de trabajo, $kJ/kg K$

S_o - Entropía a la temperatura de referencia T_o , kJ/kg

Como es fácil apreciar, la magnitud de la exergía de una corriente depende del estado de referencia que se seleccione, simbolizado por el subíndice 0, por lo que su definición es de vital importancia para el análisis.

El ambiente es modelado como un sistema compresible simple, infinito y uniforme a temperatura T_o y presión P_o . Un ambiente de referencia adecuado para muchas situaciones es 1 atm y 25°C por lo que ha sido utilizado por Montes de Oca (2007), Chirst (2012) y Lugo (2014) se selecciona para realizar esta investigación. Aunque es importante destacar que en aplicaciones reales, estos valores pueden ser especificados de forma diferente.

Para el estudio exergético es necesario calcular las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.

Agua: Las entalpías y las entropías se obtienen del programa *Matlab* que utiliza el comando *Xsteam*. Esta aplicación es una versión digital de las tablas de vapor.

Mezcla de gases:

✓ Entalpía de la mezcla de gases (kJ/kg)

$$H = \bar{C}_{p(T)} * T \quad 2.10$$

El gas de escape de turbina es una mezcla de gases, y su calor específico se expresa (ecuación 2.11) como la suma de los calores específicos de cada componente por su fracción molar (Morán y Shapiro, 2006).

$$\bar{C}_{p(T)} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot C_{p_i(T)} \quad 2.11$$

Donde:

$\bar{c}_{p1(T)}$: Calor específico de una mezcla de gases (kJ/kg °C).

y_i : Fracción molar de cada componente en el gas.

$c_{pi(T)}$: Calor específico de cada componente en el gas (kJ/kg °C)

Morán y Shapiro (2006) plantean que el calor específico de un componente puede ser determinado como se muestra en la ecuación 2.12; la cual es válida para valores de temperatura entre 25°C y 725°C.

$$c_{pi(T)} = \frac{R}{M_i} (\alpha + \beta \cdot T + \gamma \cdot T^2 + \delta \cdot T^3 + \varepsilon \cdot T^4) \quad 2.12$$

Donde:

R: Constante de los gases ideales (kJ/kmol°C).

M_i : Masa molar de cada componente en el gas (kg/kmol).

α , β , γ , δ y ε : Constantes específicas para cada componente (Anexo 3).

Para facilitar el uso del modelo que se desarrolla, se crea un programa en el *software Matlab* basado en las ecuaciones 2.11 y 2.12, que permite obtener los valores de los calores específicos a las condiciones necesarias (Anexo 4).

✓ Entropía de la mezcla gaseosa

La entropía de una mezcla de gases es la sumatoria de las entropías de cada uno de sus componentes Glastone (1968), Pérez (1982), Matos (1988).

$$S_m = \sum S_k(T, P) + S_{k+1}(T, P) \dots \quad 2.13$$

Entropía de un componente (Bejan, 1996)

$$S_k(T, P) = S_K^o - R - \ln \left(\frac{y \cdot P_k}{P_{ref}} \right) \quad 2.14$$

Donde:

$S_k(T, P)$: Entropía de un componente (kJ/kmol K)

S_K^0 : Entropía estándar a la temperatura de trabajo (kJ/kmol K)

R : Constante universal de los gases (kJ/kmol K)

P: Presión de la mezcla de gases (barg).

p_k : Presión parcial del componente (barg)

y: fracción molar del componente (%)

P_{ref} : Presión de referencia (barg).

Entropía estándar a la temperatura de trabajo (kJ/kmol K)

$$S_K^0 = S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2}y^{-2} + \frac{d}{2}y^2 \quad 2.15$$

Restricciones

$$298,15 < T \leq T_{max} \quad T_{max} = 3000 \text{ K} \quad y = 10^{-3}T$$

Los valores de las constantes específicas (c, b, a, d, S^+) para cada componente se muestran en el Anexo 5.

Puesto que una caldera recuperadora de calor es esencialmente un sistema de intercambiadores de calor, para realizar los cálculos referentes al análisis exergético y al análisis termoeconómico se analizan todos los componentes internos como intercambiadores de calor exceptuando el atemperamiento del vapor que se trabaja como un mezclador de flujos.

- Análisis exergético en intercambiadores de calor:

Para que pueda producirse la transmisión de calor entre dos corrientes fluidas en un tiempo razonable y la superficie de transmisión tenga dimensiones reducidas, es necesario que exista un gradiente de temperaturas suficiente entre los dos fluidos. Esto hace que el proceso de transmisión de calor sea irreversible, por lo que la aplicación del análisis exergético se hace indispensable. En sistemas no reactivos y cerrados, como éstos, se plantea

que la exergía química es nula, además el componente trabajo también es cero para equipos de transferencia de calor.

Si en el calentador no existe intercambio de calor con el medio y se considera flujo a contracorriente (Figura 2.2) el balance exergético puede plantearse de la forma que se muestra en la Ecuación 2.16.

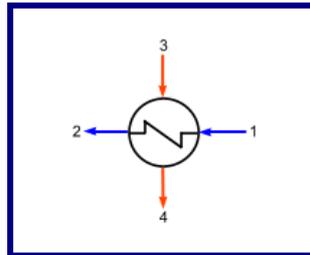


Figura 2.2. Esquema de un intercambiador a contracorriente.

$$(E^{PH1} - E^{PH2}) + (E^{PH3} - E^{PH4}) = E_D \quad 2.16$$

Siendo:

E^{PH} : Exergía termomecánica de la corriente i , kJ .

E_D : Exergía destruida, kJ .

- Análisis exergético en el mezclador de flujo (Atemperamiento del vapor):
En las calderas recuperadoras que se estudian, es necesario disminuir la temperatura del vapor sobrecalentado entre la sección 3 y 2 de los sobrecalentadores. Este proceso ocurre por mezcla del vapor sobrecalentado con una fracción de agua de los economizadores, ocurriendo un proceso de transferencia de calor y masa y por lo tanto existen pérdidas por irreversibilidades que pueden ser cuantificadas por la Ecuación 2.17.

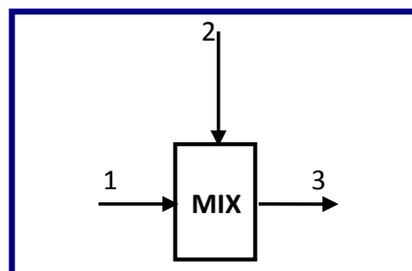


Figura 2.3. Esquema del mezclador de flujo.

$$E^{PH1} + E^{PH2} - E^{PH3} = E_D \quad 2.17$$

- Análisis exergético en la caldera recuperadora de calor:

Anteriormente se ha explicado cómo determinar las pérdidas exergéticas en cada módulo del generador de vapor. De igual forma se puede analizar el sistema completo, evaluando la eficiencia exergética como se muestra en la Ecuación 2.18 para la caldera operando sin quemadores.

$$\eta_{ex\ HRSG} = \frac{(E^{PH})_{VSC} - (E^{PH})_{AA}}{(E^{PH})_{GT} - (E^{PH})_{GE}} * 100 \quad 2.18$$

Refiriéndose los subíndices a:

VSC – Vapor sobrecalentado.

AA – Agua de alimentación.

GT – Gas de escape de turbina.

GE – Gas de escape de caldera.

Se dispone de todos los datos necesarios para realizar la evaluación exergética: capacidades calóricas, entalpías y entropías de todas las corrientes, así como sus flujos y composiciones. Se utiliza la herramienta *MatLab* para la solución y los ficheros pertenecientes al cálculo de la exergía destruida en cada módulo se muestran en los anexos del 6-8.

2.3 Análisis económico de la caldera recuperadora de calor caso de estudio.

Es necesario aclarar que en esta investigación solo se realiza el análisis económico de la caldera recuperadora, aunque generalmente en la bibliografía se reportan análisis económicos de ciclos combinados completos.

El primer paso para realizar un análisis económico es definir el capital invertido, Bejan (1996) plantea la siguiente metodología:

- Definir todos los costos que inciden en el funcionamiento y puesta en marcha del equipo.
- Clasificar los costos en directos e indirectos.

Tabla 2.2. Costos directos que se consideran en la estimación del capital invertido.

| Parámetros | Definición |
|--|------------|
| Costo de compra del equipo | PEC |
| Costo de instalación (CIS) | 0,33 *PEC |
| Costo de bombeo (CB) | 0,35 *PEC |
| Costo de instrumentación y control(CIC) | 0,12*PEC |
| Costo de equipamiento eléctrico y materiales (CEM) | 0,13*PEC |
| Terreno (L) | 0,10*PEC |
| Costos de arquitectura (CA) | 0,21* PEC |
| Costos de facilidades y servicios (CFS) | 0,35 *PEC |

Tabla 2.3. Costos indirectos que se consideran en la estimación del capital invertido.

| Parámetros | Definición |
|--|------------|
| Costo de ingeniería y supervisión(CIP) | 0,08*CD |
| Contingencia(C) | 0,15* L |
| Costos de construcción (CC) | 0,15* CD |

En las tablas 2.2 y 2.3, se hace referencia al costo de compra del equipo (PEC) del inglés *purchased- equipment cost*, que es la base fundamental de todas las estimaciones. Bejan (1996) lo define por la siguiente expresión:

$$PEC_{HRSG} = C_{51} \left[\left(\frac{Q_{ec}}{\Delta T_{mec}} \right)^{0,8} + \left(\frac{Q_{ev}}{\Delta T_{mev}} \right)^{0,8} + \left(\frac{Q_{sc}}{\Delta T_{msc}} \right)^{0,8} \right] + C_{52} * m_{st} + C_{53} * m_g \quad 2.19$$

Donde:

$$C_{51}: 6570 \text{ \$/ (kW/K)}^{0,8}$$

ΔT_m : diferencia media logarítmica en el economizador (ec), en el evaporador (ev) y en los sobrecalentadores (sc).

$$C_{52}: 21276 \text{ \$/ (kg/s)}$$

$$C_{53}: 1184.4 \text{ \$/ (kg/s)}^{1,2}$$

m_{st} : Flujo másico del vapor (kg/s).

m_g : Flujo másico del gas(kg/s).

Q_{ev} : Calor transferido en el evaporador (kW).

Q_{ec} : Calor transferido en el economizador (kW).

Q_{sc} : Calor transferido en los sobrecalentadores (kW).

Para determinar el calor transferido se utiliza la metodología propuesta por Lugo (2014) y se consideran despreciables las pérdidas de calor a través de las superficies de transferencia, siendo el calor absorbido (por el agua) y el cedido (por el gas) iguales para cada sección que se analiza. Se emplea una expresión para cada fluido de trabajo (agua Ecuación 2.20, mezcla de gases Ecuación 2.21).

$$Q_r = F_s \cdot H_s - F_e \cdot H_e \quad 2.20$$

F_e y F_s : Flujos de entrada y salida, respectivamente (kg/h).

H_e y H_s : Entalpías de entrada y salida, respectivamente (kJ/kg).

$$Q_r^j = F_G \cdot \overline{Cp}^j \cdot (T_{G_i} - T_{G_{i+1}}) \quad 2.21$$

Q_r^j : Calor recuperado en la sección j (kJ/h).

F_G : Flujo másico del gas de escape de turbina (kg/h).

\overline{Cp}^j : Calor específico medio del gas en la sección j (kJ/kg °C).

T_{G_i} : Temperatura del gas en la posición i de cada sección j (°C).

Con el PEC definido se obtiene el capital invertido.

$$Z^{CI} = \sum(Cd + Ci n) \quad 2.22$$

Donde:

Cd: Costos directos (Tabla 2.2)

Cin: Costos indirectos (Tabla 2.3).

Al obtener el capital invertido es necesario definir los costos de operación y mantenimiento. Según la metodología que se sigue el costo de operación y mantenimiento es el 20% del costo del equipo.

$$Z^{OM} = 0,20 * PEC \quad 2.23$$

En términos de termoeconomía no se trabaja con los costos anteriores por separado, se agrupan mediante la expresión 2.24

$$Z_k = \frac{\beta * (Z^{CI} + Z^{OM})}{PEC_{total} * ThA} * PEC_{HRSG} \quad 2.24$$

Donde:

Z_k : Razón de costo asociada a un componente de la planta o el sistema (\$/año).

Z^{CI} : Capital invertido (\$).

Z^{OM} : Costos de operación y mantenimiento (\$).

thA: Total de horas anuales que trabaja la caldera.

β : Factor de recuperación del capital(adimensional).

$$\beta = \frac{i * (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad Ec \ 2.25$$

i: Interés vigente.

n: Años de explotación de la caldera.

$(\beta^* Z^{OM})$: representa los costos de operación y mantenimiento anuales.

$(\beta^* Z^{Cl})$: representa los costos de cargas anuales.

PEC_{Total} : Es la suma del costo de cada uno de los equipos (\$). En esta investigación coincide con el PEC_{HRSG} ya que se estudia solamente el módulo de la caldera recuperadora de calor.

En el anexo 9 se muestra la programación en *MatLab* de la función perteneciente al análisis económico.

2.4 Evaluación exergoeconómica de la caldera recuperadora caso de estudio.

Los datos que suministra el análisis exergoeconómico no es posible obtenerlos con un simple análisis exergético. La valiosa información que proporciona este análisis hará que cada día se tenga más en cuenta en el diseño, explotación y proyecto de cualquier tipo de plantas, pues su utilidad no queda limitada al caso específico de plantas de generación de energía. Este análisis representa una doble ventaja, por un lado el conocimiento de las principales ineficiencias de la planta y por otro, los posibles puntos de mejora que el fabricante podría realizar en sus equipos (*Torres, 2001*).

Para realizar el análisis exergoeconómico de la caldera -caso de estudio- es necesario efectuar:

- La asignación de costos exergéticos.
- La contabilidad de los costos exergéticos.

La asignación de costos exergéticos.

Según *Torres (2001)* existen tres aspectos fundamentales para realizar la asignación de los costos exergéticos.

1. Definir los límites del sistema y los costos de los recursos de entrada al sistema.
2. Conocer el nivel de agregación ya que proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un proceso entre sus componentes.
3. Tener en cuenta que la eficiencia es el indicador de la calidad de los componentes del sistema, donde se localizan las irreversibilidades. La

eficiencia e irreversibilidades deben estar relacionadas entre sí y con el resto de las variables técnicas y económicas que les afectan.

Contabilidad de los costos exergéticos

Cada componente del sistema en estudio tiene un propósito productivo particular definido, que contribuye a alcanzar el propósito final de producción del sistema. Para definir estos propósitos se utiliza la siguiente nomenclatura:

Producto de cada componente (P).

Recursos o *fuel* consumido (F)

Flujos de pérdidas (L), es decir aquellos flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados.

La definición $F - P$, para cada componente de la caldera debe cumplir ciertas condiciones, que pueden resumirse en:

- Todos los flujos que entran o salen de una componente, deben estar presentes en la definición F-P una y solo una vez, bien como *fuel*, producto o pérdida.
- Cada flujo o combinación de flujos que constituyen el *fuel*, producto y pérdidas de cada componente debe tener un valor de su función exergía mayor o igual que cero.

Cuando se clasifica cada componente del sistema en *fuel*, producto o pérdida según las definiciones anteriores se procede a la aplicación de las reglas de asignación de costos.

Reglas de asignación de costos o proposiciones F-P:

P1: El costo exergético de los flujos depende de los costos de los recursos de entrada al sistema. En ausencia de asignaciones externas, el costo de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía, o en otras palabras, su costo exergético unitario es *uno*.

P2: El costo del producto de cada componente del sistema es igual a la suma del costo exergético de los flujos que constituyen el *fuel*, de dicho componente:

$$F^* = P^*$$

En consecuencia todos los costos generados en el proceso productivo deben ser incluidos en el costo final de los productos. En ausencia de asignaciones externas el costo de los flujos de pérdidas es *nulo*.

P3: Si el producto de una componente está formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario. Esta proposición se basa en el hecho de que si en un equipo se identifican varios productos, se supone que su proceso de formación ha sido el mismo, tienen el mismo costo exergético unitario y por lo tanto se asigna su costo exergético proporcional a la exergía que contienen.

Según Bejan (1996) existen seis variables fundamentales en la evaluación exergoeconómica de un proceso:

1. Eficiencia exergética, ϵ
2. Destrucción y pérdida de exergía, E_D y E_L
3. Costo no asociado a corrientes exergéticas, Z
4. Costo de la exergía destruida, C_D
5. Diferencia relativa de costos, r
6. Factor exergoeconómico, f

2.4.1 Eficiencia exergética y exergía destruida.

- Eficiencia exergética.

El Segundo Principio de la termodinámica enuncia que la exergía entrante en un sistema que realice un proceso siempre será menor que la resultante.

$$(\text{Exergía entrante}) - (\text{Exergía saliente}) = \text{Irreversibilidad} > 0 \quad 2.26$$

Esta definición es fundamental para la termoeconomía, y traducido a la antes mencionada nomenclatura F-P se expresa de la siguiente forma:

$$\text{Recursos (F)} - \text{Producto (P)} = \text{Irreversibilidad (I)} > 0.$$

Tanto P como F son flujos físicos, que pueden medirse con la exergía; de ahí que sean la fuente fundamental para estimar la eficiencia exergética de una máquina. No existe ninguna máquina perfecta, y el concepto de *eficiencia* es el que mide su grado de perfección. Este concepto es más antiguo que la Termodinámica y se define, como:

$$\epsilon_k = \frac{\text{Unidades de producto obtenido (P)}}{\text{Recursos utilizados para obtenerlo (F)}} \quad 2.27$$

Si se utiliza la expresión 2.27 en función de las exergías se obtiene la ecuación 2.28 que es aplicable a todas las secciones de la caldera recuperadora -caso

de estudio- si se sustituye en cada módulo del generador las exergías que se obtuvieron con la realización del análisis exergético:

$$C_k = \frac{\Delta E_p}{\Delta E_f} \quad 2.28$$

Donde:

E p: flujo de exergía del producto de un componente.

E f: flujo de exergía del *fuel* o recurso consumido.

- Exergía destruida(E_D)

La exergía destruida se puede obtener a partir de la expresión 2.1 y 2.6 respectivamente.

2.4.2 Fundamentos termoeconómicos. Costos exergéticos

Para realizar la contabilidad de las pérdidas económicas que ocasionan las desviaciones de los parámetros de operación en los procesos industriales es necesario conocer todos y cada uno de los costos que intervienen en él. El caso de estudio que se analiza exige la realización de un balance de costos en estado estacionario y tomando en cuenta un volumen de control. Para realizar el balance se tiene en cuenta el costo del producto de interés de una industria, el costo del recurso que le dio origen, el capital invertido en los equipos y el costo de operación y mantenimiento.

$$C_p = C_f + Z^{CI} + Z^{OM} \quad 2.29$$

C_p : Razón de costo asociada a la transferencia de exergía al producto de interés (\$).

C_f : Razón de costo asociada a la transferencia de exergía al recurso o *fuel* (\$).

Los términos Z^{CI} y Z^{OM} coinciden con la nomenclatura utilizada en el epígrafe 2.3 y se obtienen de la forma que allí se explica.

Otra de las tareas a realizar antes de proceder al balance de costos es definir el costo exergético asociado a la exergía de una corriente; para ello es necesario analizar los puntos del sistema que tienen asociada una razón de transferencia de exergía:

- La exergía se transfiere a través de las corrientes de entrada y salida, a través de la potencia y asociada a la transferencia de calor, es por ello que existe un vínculo en estas variantes de transferencia y los costos exergéticos.

Los costos exergéticos se definen por las siguientes expresiones:

$$C_i = c_i * E_i \quad 2.30$$

$$C_e = c_e * E_e \quad 2.31$$

$$C_w = c_w * W \quad 2.32$$

$$C_q = c_q * E_q \quad 2.33$$

Donde c_i , c_e , c_w y c_q son los costos por unidad de exergía (\$/kJ) y los subíndices correspondientes indican entrada, salida, potencia y transferencia de calor.

$$E_i = m_i * e_i \quad 2.34$$

E_i : Razón de exergía transferida a una corriente de entrada (kJ).

m_i : masa que entra al volumen de control (kg).

e_i : Exergía física de la corriente de entrada (kJ/kg)

$$E_e = m_e * e_e \quad 2.35$$

E_e : Razón de exergía transferida a la corriente de salida (kJ).

m_e : masa que sale del volumen de control (kg).

e_e : Exergía física de la corriente de salida (kJ/kg)

$$E_w = W \quad 2.36$$

E_w : Exergía de un flujo de trabajo (kJ).

$$E_q = Q * \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad 2.37$$

E_q : Razón de transferencia de exergía asociada al calor (kJ).

Si se involucran los costos de las ecuaciones 2.22 -2.25 en un balance de costos exergéticos se obtiene la siguiente expresión:

$$\sum_e C_e + C_w = C_q + \sum_i C_i + Z_k \quad 2.38$$

Donde: Todos los términos son conocidos.

Si se plantea el balance anterior en la caldera recuperadora se obtiene:

$$C_{gt} + C_{h2o} + Z_{HRSG} = C_{gs} + C_{vapor} \quad 2.39$$

C_{gt} : Costo de los gases de turbina (\$/h).

C_{h2o} : costo del agua (\$/h).

C_{gs} : Costo de los gases a la salida (\$/h).

C_v : Costo del vapor (\$/h).

Según Tsatsaronis (1993) el costo de los gases se estima por la siguiente expresión:

$$C_{fuel} = C_{uf} * VCS * F_{fuel} \quad 2.40$$

Siguiendo la definición fuel-producto

Los Gases constituyen el fuel ($C_{gt} = C_{fuel}$).

El Vapor constituye el producto ($C_{gs} = C_p$).

C_{uf} : Costo unitario del fuel (\$/GJ-LHV). (tabla 7.9, Bejan)

VCS: valor calórico superior (GJ-LHV).

F_f : Flujo del fuel (kg/s).

C_{fuel} : Costo del fuel (\$/año).

Para estimar los términos restantes de la ecuación 2.39 es necesario aplicar las proposiciones F-P. Bejan (1996) establece las siguientes igualdades para las calderas de recuperación de calor.

- El costo de la corriente de alimentación de agua (\$/h) es. Los costos exergéticos (\$/GJ) de las corrientes de entrada y salida de fuel son iguales. Por tanto $c_{gt}=c_{gs}$
- Si se sustituye la relación anterior en la ecuación 2.39 se obtiene que:

$$c_{gt} * E_{gt} + C_{h20} + Z_{HRSG} = c_{gt} * E_g + c_{vapor} * E_{vapor} \quad 2.41$$

En la expresión 2.41 solo queda como incógnita el costo del vapor (\$/GJ) que es quien brinda una medida del costo que implica la destrucción de exergía.

Costo de exergía destruida (C_D).

$$C_D = c_{vapor} * E_D \quad 2.42$$

Donde:

C_D : Costo de exergía destruida (\$/h).

E_D : Exergía Destruida (GJ).

Fracción de exergía destruida (Y_D).

$$Y_D = \frac{E_D}{E_{gt}} \quad 2.43$$

2.4.3 Diferencia relativa de costos y factor exergoeconómico.

La diferencia relativa de costos es la variable que expresa el incremento del costo exergético entre el fuel y el producto de cada componente de un sistema energético, es muy utilizada en la optimización de los costos (Bejan, 1996).

Existen varias expresiones para obtener la diferencia relativa de costos (r_K) de ahí que en la evaluación de la caldera recuperadora –caso de estudio- se utilice la siguiente:

$$r_{HRSG} = \frac{c_v - c_{gt}}{c_{gt}} \quad 2.44$$

Donde:

c_v : costo exergético (\$/GJ) del vapor.

c_{gt} : costo exergético (\$/GJ) del gas.

Factor exergoeconómico.

Es el término que refleja la relación que existe entre los costos no asociados a las corrientes exergéticas y los costos asociados a las corrientes exergéticas.

$$f_{HRSG} = \frac{Z_{HRSG}}{Z_{HRSG} + C_D} \quad 2.45$$

Donde:

f_{HRSG} : factor exergoeconómico(adimensional).

Z_{HRSG} : Razón de costo asociada a un componente de la planta o al sistema (\$/h).

C_D : Costo de exergía destruida (\$/h).

2.5. Conclusiones parciales de los materiales y métodos.

1. En el modelo que se utiliza para la evaluación exergética detallada se realizan las siguientes consideraciones:

El sistema se encuentra en régimen estacionario y los parámetros se miden para un volumen de control.

No se considera la exergía química de los gases porque se analiza la operación sin quemadores y los gases no cambian su composición a lo largo del proceso.

El gas tiene comportamiento real ya que la capacidad calorífica varía en función de la temperatura.

La exergía física de cada corriente varía en función del *pinch* y el *approach*

2. La evaluación económica se realiza teniendo en cuenta el generador como un único módulo y se consideran los costos directos e indirectos.
3. En la evaluación exergoeconómica se tiene en cuenta: la eficiencia exergética, la exergía destruida, los costos exergéticos, la razón de costo, el factor exergoeconómico y la diferencia relativa de costos.
4. El *software* que se emplea para implementar las evaluaciones exergética, económica y exergoeconómica es *Matlab*.

Capítulo 3: Resultados y discusión

En este capítulo se exponen y analizan los resultados obtenidos en el análisis exergético, en el análisis económico y en la evaluación exergoeconómica de la caldera recuperadora caso de estudio.

3.1 Resultados del análisis exergético

El análisis exergético detallado de la caldera recuperadora –caso de estudio- es el complemento de la evaluación exergoeconómica. El principal aporte de este análisis para la investigación son los valores de exergía destruida en cada módulo del generador. En la tabla 3.1 se muestran los valores obtenidos para las condiciones de operación: (*pinch*: 10,6 y *approach*: 0)

Tabla 3.1 Resultados principales del análisis exergético.

| | ET (MW) | ED (MW) | % de ED |
|-------------------------|---------------|-------------|-------------|
| Economizador | 65,29 | 0,74 | 1,13 |
| Evaporador | 68,98 | 3,63 | 5,27 |
| Atemperamiento | 57,17 | 0,18 | 0,32 |
| Sob.calentador 1 | 153,97 | 1,12 | 0,73 |
| Sob.calentador 2 | 165,64 | 0,82 | 0,49 |
| Total | 511,04 | 6,50 | 7,95 |

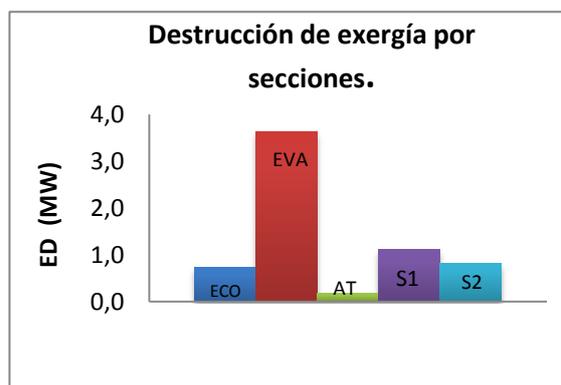


Figura 3.1. Destrucción de exergía por secciones

Los resultados expuestos en la tabla 3.1 reflejan el comportamiento de la destrucción de exergía en cada sección de la caldera -caso de estudio-. En el evaporador se destruye el 5,27% de exergía del sistema, siendo este el valor más significativo, esto se debe en gran medida a las irreversibilidades causadas por la transferencia de calor entre los gases calientes y el vapor en formación. Montes de Oca (2007) y Marín (2007) coinciden en que el cambio de fase del agua a vapor es lo que introduce mayores irreversibilidades al proceso de transferencia de calor en esta sección.

En el sistema se destruye el 7,95% de la exergía total, y se opera con una eficiencia exergética del 83,82%. Bejan (1996) plantea que los valores de eficiencia exergética para HRSG oscilan generalmente entre 60%-85%. La

caldera caso de estudio se ajusta a estos parámetros, aunque si se analiza la operación con quemadores se espera una disminución de la eficiencia exergética producto a las irreversibilidades que ocasiona el proceso de combustión.

El balance de exergía es un método de análisis muy útil a la hora de valorar el rendimiento energético de una instalación. Permite valorar las pérdidas de exergía a lo largo del proceso. A continuación se evalúan las funciones objetivos obtenidas durante el análisis exergético en una serie de puntos (juego de soluciones óptimas) que forman parte de la frontera de Pareto obtenida por Lugo (2014), según la optimización multiobjetivo a través del método de algoritmos genéticos.

Tabla 3.2. Soluciones óptimas de Pareto.

| Soluciones | 1 | 3 | 11 | 15 | 20 | 22 |
|----------------------------------|---|------|-------|------|------|------|
| $\Delta T_{pinch}(^{\circ}C)$ | 8 | 8,60 | 11,28 | 9,11 | 8,36 | 9,58 |
| $\Delta T_{approach}(^{\circ}C)$ | 0 | 0,55 | 1,30 | 1,87 | 1,58 | 2,96 |

Los valores expuestos en la tabla 3.2 son cercanos a las condiciones de diseño del generador y oscilan entre (8-11,28°C) para el punto *pinch* y de (0-2,96°C) para el punto *approach*.

A continuación se expone el comportamiento del % de destrucción para cada una de las soluciones óptimas teniendo en cuenta el economizador y evaporador ya que en los módulos restantes el % de destrucción no varía con respecto al *pinch* y al *approach*.

Tabla 3.3. Variación del % de destrucción de exergía.

| Soluciones Optimas | ECO (% Dest) | EVA (% Dest) |
|--------------------------|--------------|--------------|
| Solución1 (8; 0) | 1,116 | 5,932 |
| solución3 (8,60;0,55) | 1,117 | 5,707 |
| Solución 11(11,28; 1,30) | 1,127 | 4,921 |
| Solución 15(9,11;1,87) | 1,116 | 5,405 |
| Solución 20(8,36;1,58) | 1,114 | 5,635 |
| Solución 22(9,58;2,96) | 1,115 | 5,143 |
| Diseño (10,6; 0) | 1,127 | 5,265 |

En la tabla 3.3 se resumen los % de destrucción de exergía para cada una de las secciones de la HRSG. En la solución 11 se observa una disminución de la destrucción de exergía en el evaporador de un 6,53%, mientras que para el economizador se obtiene un % de destrucción similar al de las condiciones de diseño.

A partir de los valores de exergía destruida en cada sección se obtiene el valor de destrucción total de exergía en el generador. En la figura 3.2 se muestran los resultados obtenidos para cada solución

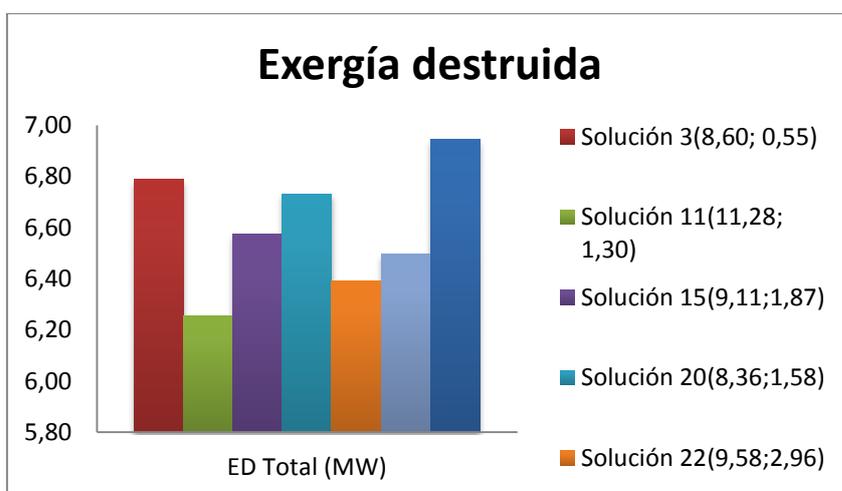


Figura 3.2. Comportamiento de la exergía destruida para el juego de soluciones óptimas.

Como se puede apreciar la solución 11(11,28; 1,30) alcanza el menor valor de exergía destruida lo que implica un mejor aprovechamiento de los recursos naturales que interviene en el proceso.

Para seleccionar la mejor solución desde el punto de vista exergético la eficiencia tiene el papel fundamental; en la figura 3.3 se muestra el comportamiento de la eficiencia exergética (ecuación 2.18) para cada solución

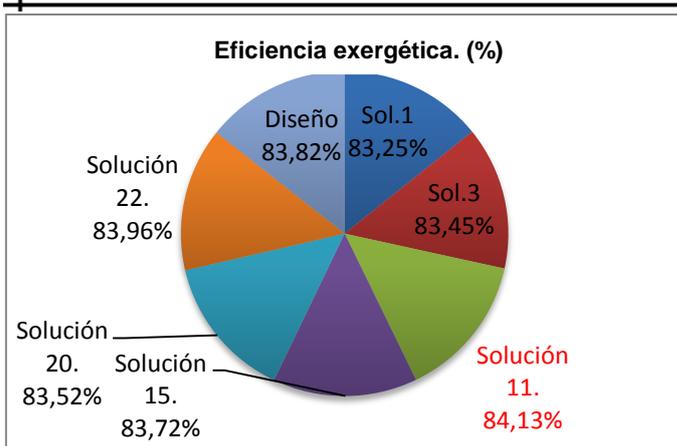


Figura 3.3. Comportamiento de la eficiencia exergetica

El rango de variación de los valores de eficiencia expuestos en la figura 3.3 es pequeño, alcanzando un valor máximo de 84,13% que representa una disminución de la exergía destruida total en 242 kW. Por tanto desde el punto exergetico la solución 11 constituye una propuesta de mejora para el funcionamiento de la caldera –caso de estudio-.

3.2 Resultados del análisis económico.

En el análisis económico de la caldera -caso de estudio- se obtuvo un valor del capital invertido de \$6 941 200. El capital invertido está compuesto por costos directos e indirectos. Los costos directos representan el 80% de los costos que componen el capital invertido.

Tabla 3.4. Costos directos.

| Costos directos (CD) | Valor (\$) | % |
|--|------------|-----|
| Costo de compra del equipo (PEC) | 2084000 | 39 |
| Costo de instalación (CIS) | 687730 | 13 |
| Costo de bombeo (CB) | 729410 | 13 |
| Costo de instrumentación y control(CIC) | 250080 | 5 |
| Costo de equipamiento eléctrico y materiales (CEM) | 270920 | 5 |
| Terreno (L) | 208400 | 4 |
| Costos de arquitectura (CA) | 437640 | 8 |
| Costos de facilidades y servicios (CFS) | 729410 | 13 |
| CD Totales | 5397590 | 100 |

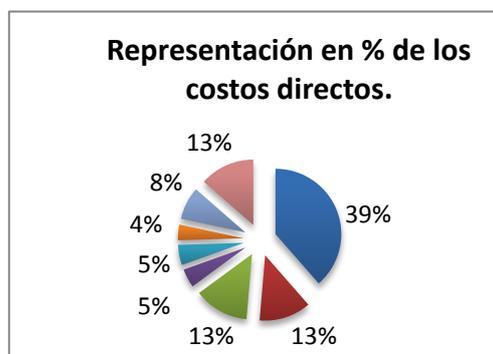


Figura3.4 Representación en % de los costos directos.

En la figura 3.4 se observa que el costo del equipo representa el 39% de los costos directos y que el costo de menor incidencia es el costo del terreno que representa el 4%.

En la tabla 3.4 se muestran los costos directos que se consideran en la estimación del capital invertido según la metodología propuesta por Bejan (1996); el costo que más incide sobre el valor de los costos directos es el costo de compra del equipo conocido en sus siglas en inglés como PEC, tiene un valor aproximado de \$ 2084000. Este costo varía según las condiciones de operación. En la figura 3.5 se muestran los diferentes valores que adopta el PEC teniendo en cuenta las soluciones óptimas expuestas en el epígrafe anterior.

Tabla 3.5. Costo de compra del equipo para las diferentes soluciones

| <i>Soluciones óptimas</i> | PEC (\$) |
|---------------------------|----------------|
| Solución1 | 2162800 |
| solución3 | 2124600 |
| Solución 11 | 2035700 |
| Solución 15 | 2072800 |
| Solución 20 | 2100700 |
| Solución 22 | 2045300 |
| Diseño | 2084000 |

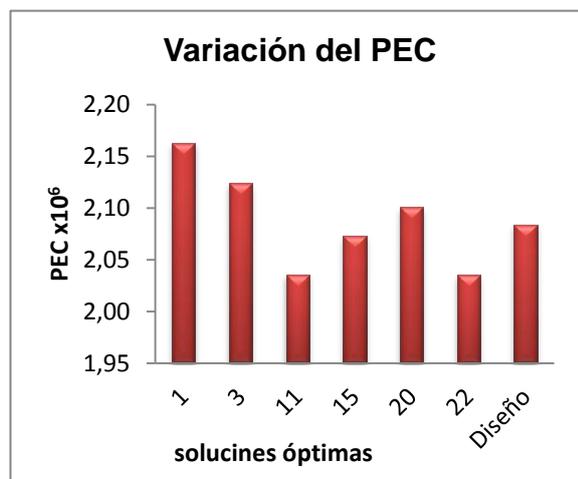


Figura 3.5. Variación del PEC.

Como se ilustra en la figura 3.5 para la solución 11 se obtiene el menor costo de compra del equipo (PEC), que representa una disminución del capital invertido en el generador (Z^{Cl}) de **\$160 900**.

Una disminución del PEC según la ecuación 2.19 representa una disminución del calor recuperado ya que estas variables son directamente proporcionales.

En la tabla 3.6 se muestra una comparación entre las condiciones de diseño y la solución 11 teniendo en cuenta el calor recuperado y el PEC.

Tabla 3.6. Comparación entre el calor recuperado y el PEC

| | Calor recuperado x10⁴ (kW) | Costo de compra del equipo (PEC) \$ |
|-------------|--|--|
| Diseño | 6,1744 | 2084000 |
| Solución 11 | 6,1500 | 2035700 |

Los valores que se observan en la tabla anterior indican que con la solución 11 se pierde una parte de la energía que poseen los gases y que se ahorran a cambio **\$48 300**, este comportamiento demuestra que para elegir esta solución como propuesta de operación de la caldera -caso de estudio- es necesario recurrir a la contabilidad exergoeconómica.

En la tabla 3.7 se comparan los resultados obtenidos en el análisis económico con los reportados en la bibliografía teniendo en cuenta las condiciones del vapor producido y el flujo de trabajo

Tabla 3.7. Comparación entre los resultados reportados por la literatura y los obtenidos en la investigación.

| HRSG | Flujo de vapor(kg/h) | PEC(\$) | Condiciones del vapor producido |
|-----------------|---------------------------------|----------------|--|
| Bejan(1994) | 50400 | 1310000 | saturado |
| Kwak(2003) | 353800 | 17780000 | sobrecalentado |
| Caso de estudio | 63960 | 2084000 | sobrecalentado |

En la comparación se escogen investigaciones con nueve años de diferencia entre sí con el objetivo de observar los cambios más significativos. El costo de compra de los generadores varía directamente con el flujo de trabajo. Entre los costos obtenidos por Bejan y Kwak se produce un salto en el PEC, esto se debe a las condiciones de salida del vapor de ambos generadores; el generador analizado por Bejan produce vapor saturado por lo que no cuenta

con etapas de sobrecalentamiento, mientras que los generadores analizados por Kawak y el caso de estudio cuentan con 2 etapas de sobrecalentamiento. Esta comparación demuestra como incide la configuración de un generador convencional en el costo del equipo.

Los costos indirectos representan el 20% del capital total invertido en el equipo, por lo que son los de menor impacto en el capital invertido total, se muestran en la siguiente tabla:

Tabla3.8. Costos indirectos.

| Costos Indirectos (CI) | Valor (\$) |
|--|-------------------|
| Costo de ingeniería y supervisión(CIP) | 431810 |
| Contingencia(C) | 31260 |
| Costos de construcción (CC) | 809640 |
| CI Totales | 1272710 |

3.3. Resultados del análisis exergoeconómico.

Con el análisis exergoeconómico se cuantifica en términos de costos el efecto de la destrucción de exergía y se obtienen las variables de interés para optimizar el proceso. En la tabla 3.9 se muestran los resultados obtenidos para las condiciones de diseño.

Tabla3.9. Resultados obtenidos en el análisis exergoeconómico

| Parámetros Generales | Valores |
|-----------------------------|----------------|
| eHRSG (%) | 83,82 |
| ED Total (MW) | 6,50 |
| yD(%) | 7,13 |
| cf(\$/GJ) | 25,33 |
| cp(\$/GJ) | 36,61 |
| CD(\$/h) | 141,53 |
| Z _{HRSG} (\$/h) | 172,63 |
| CD+Z(\$/h) | 314,17 |
| r _{HRSG} (%) | 30,80 |
| f _{HRSG} (%) | 54,95 |

De los parámetros generales que se exponen en la tabla anterior el comportamiento de la eficiencia exergética y de la destrucción de exergía fue tratado en los epígrafes anteriores, ahora se introduce el análisis del término yD que representa la razón de destrucción de exergía. Éste no es más que una comparación entre la exergía del *fuel* y la exergía destruida en el sistema; mientras mayor sea su valor numérico mayor será la exergía destruida. Según Bejan (1996) de los componentes de un ciclo combinado los valores mayores de yD corresponden a la cámara de combustión y a las calderas recuperadoras. Para las condiciones de diseño se obtuvo un valor inferior al 10%.

El aumento o disminución de los costos exergético del *fuel* y del producto están sujetos a las variaciones en los flujos y en la exergía de cada corriente. El costo de destrucción de exergía cuantifica en términos monetarios los 6,50 MW que se destruyen en el generador. Este costo constituye una pérdida para cualquier planta de generación, mientras menor sea su valor se estará aprovechando en mayor proporción el potencial de las materias primas que se utilicen en la generación de potencia (gas natural en el caso que se estudia).

La razón de costo asociada al HRSG (Z) encierra los costos no relacionados con la exergía. En la siguiente tabla se realiza un recuento entre los resultados obtenidos por Kwak (2003) y los obtenidos en la investigación para las condiciones de diseño.

Tabla 3.10. Valores de Z_{HRSG} reportados por la literatura y los obtenidos en la investigación.

| HRSG | $Z_{HRSG}(\$/h)$ | PEC(\$) |
|-----------------------|------------------|----------|
| Kwak(2003) | 302 | 17780000 |
| Caso de estudio(2012) | 172 | 2084000 |

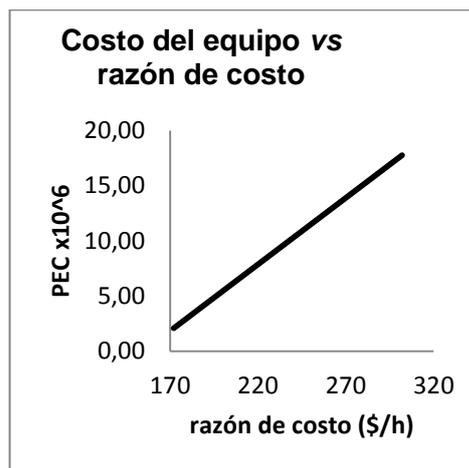


Figura3.6. Costo del equipo vs razón de costo.

La recta que muestra la figura 3.6 representa una pendiente positiva lo que indica que a medida que aumenta el costo del equipo aumenta la razón de costo (\$/h), De ahí que todos los factores que provoquen un aumento o una disminución del PEC tendrán el mismo efecto sobre la razón de costo.

En un ciclo combinado las razones de costo más elevadas corresponden a los equipos que consumen potencia y las calderas recuperadoras, minimizar este parámetro puede ser el fundamento de la optimización exergoeconómica de cualquier generador.

El término C_D+Z es un factor de comparación entre los costos no asociados a la exergía y los asociados a ella. Para la caldera caso de estudio se reporta un valor de 314,17 \$/h, del cual el 45% corresponde a los costos de destrucción de exergía y 55% a los costos no asociados a la exergía. Aunque los costos asociados a la exergía representan menos del 50% de los costos asociados a la caldera, sería conveniente buscar alternativas para disminuir el costo de destrucción de exergía, fundamentalmente en el evaporador, sección donde mayor irreversibilidad existe. No obstante a ello los resultados obtenidos son favorables; la mayoría de las calderas convencionales instaladas en los ciclos combinados operan con quemadores, y los costos de destrucción superan los costos no asociados a la exergía.

La diferencia relativa de costos r_{HRSG} es la variable que expresa el incremento del costo exergético entre el *fuel* y el producto de cada componente de un sistema energético la caldera –caso de estudio alcanza un valor de 30,80. En los ciclos combinados las calderas recuperadoras constituyen el componente de mayor diferencia relativa de costos. Una disminución de la diferencia relativa de costos implica una disminución en el costo exergético del vapor y una disminución en el costo de destrucción de exergía. Por tanto mientras menor sea la diferencia relativa menor será el costo de destrucción de exergía en el generador.

El factor exergoeconómico f_{HRSG} representa la influencia de la razón de costo con respecto al término $Z+C_D$, valores altos de f_{HRSG} indican que el costo de destrucción es mucho menor que la razón de costo asociada al generador, este

valor constituye un máximo; mientras mayor sea f se obtendrá un menor costo de destrucción. Según Bejan (1996) el factor exergoeconómico depende del equipo que se analice. Para intercambiadores de calor se registran valores inferiores al 55%. En la caldera caso de estudio para las condiciones de diseño este término es 54,95 %, similar al recomendado por Bejan (1996). El comportamiento del generador es lógico ya que se analiza la operación sin quemadores lo que implica exonerar al sistema de las irreversibilidades que ocurren producto a la combustión que son las responsables en gran medida del aumento de los costos de destrucción y por tanto de la disminución de f .

3.3.1 Comportamiento de las variables económicas frente a las diferentes soluciones óptimas de Pareto.

Aunque los resultados expuestos anteriormente indican pocas desviaciones de los parámetros principales, se demuestra que existen ineficiencias en la operación de la caldera recuperadora caso de estudio. A continuación se muestra el comportamiento de las variables exergoeconómicas para las soluciones óptimas de *pinch* y *approach* obtenidas por Lugo (2014).

Tabla 3.10. Resultados obtenidos en la evaluación exergoeconómica para las soluciones óptimas.

| Solución | eHRSG (%) | ED Total (MW) | yD (%) | cf (\$/GJ) | cp (\$/GJ) | CD (\$/h) | Z HRSG (\$/h) | CD+Z (\$/h) | rHRSG (%) | fHRSG (%) |
|----------|-----------|---------------|--------|------------|------------|-----------|---------------|-------------|-----------|-----------|
| 1 | 83,25 | 6,95 | 7,53 | 25,33 | 38,710 | 156,07 | 179,16 | 335,23 | 34,569 | 53,44 |
| 3 | 83,45 | 6,79 | 7,39 | 25,33 | 37,716 | 149,90 | 176,00 | 325,90 | 32,845 | 54,00 |
| 11 | 84,13 | 6,26 | 6,91 | 25,33 | 35,329 | 133,47 | 168,63 | 302,10 | 28,308 | 55,82 |
| 15 | 83,72 | 6,58 | 7,20 | 25,33 | 36,368 | 141,69 | 171,70 | 313,39 | 30,356 | 54,79 |
| 20 | 83,52 | 6,73 | 7,34 | 25,33 | 37,112 | 146,73 | 174,01 | 320,75 | 31,753 | 54,25 |
| 22 | 83,96 | 6,39 | 7,03 | 25,33 | 35,381 | 135,45 | 168,60 | 304,05 | 28,413 | 55,45 |

Fracción de destrucción de exergía (yD)

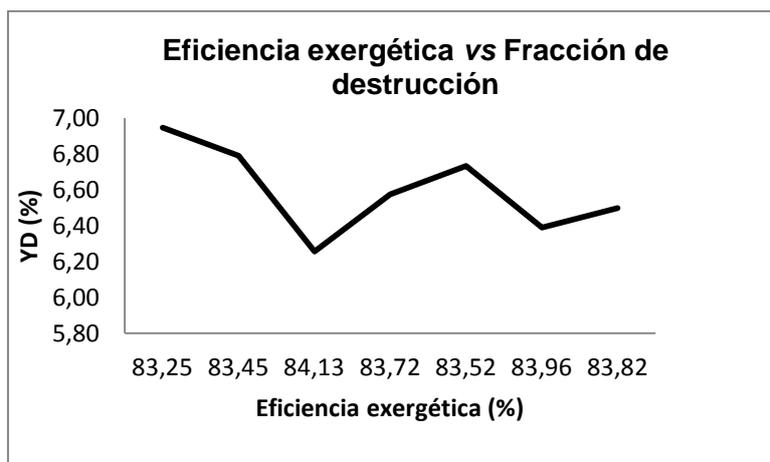


Figura3.7. Eficiencia exergética vs fracción de destrucción de exergía.

En la figura anterior se observa el comportamiento de la fracción de destrucción frente a la eficiencia; estas variables son inversamente proporcionales a medida que aumenta la eficiencia disminuye la fracción de destrucción. Para la solución 11 se reporta el mayor valor de eficiencia (**84,13%**) y el menor valor de Y_D (**6,26%**)

Costos exergéticos.

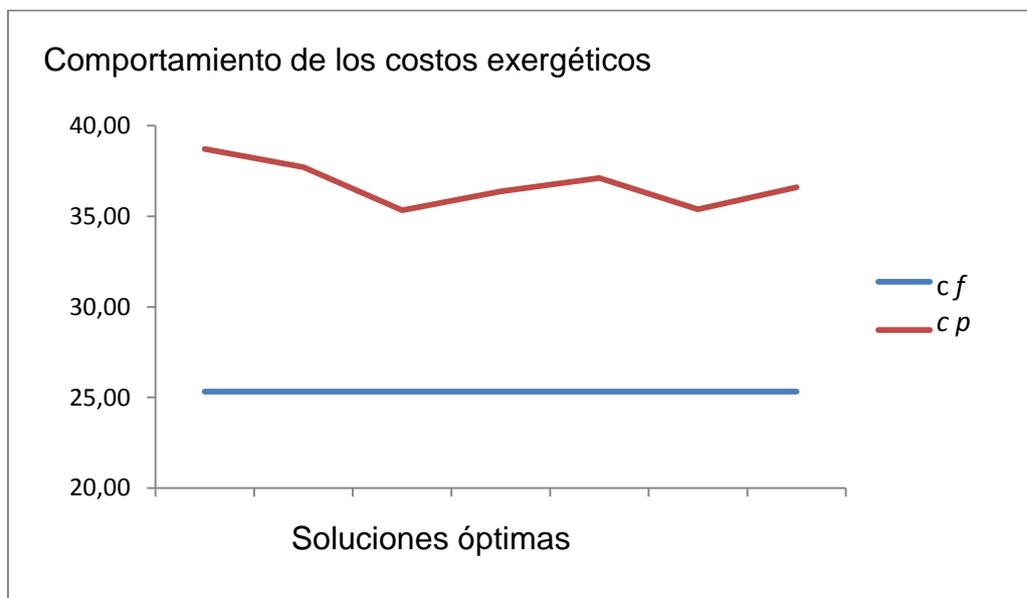


Figura 3.8. Comportamientos de los costos exergéticos.

En la figura 3.8 se demuestra que el costo exergético del *fuel* (gas natural) no varía con el *pinch* ni con el *approach*. Éste se mantiene constante para todas las soluciones, comportamiento que se esperaba ya que la asignación del costo exergético del gas natural se realiza con las propiedades que tiene el combustible a la entrada del generador; depende además, del valor calórico superior del combustible. En cambio el costo exergético del vapor si varía en cada una de las soluciones pues su valor depende de las condiciones termodinámicas que tenga el mismo.

Costo de destrucción de exergía.

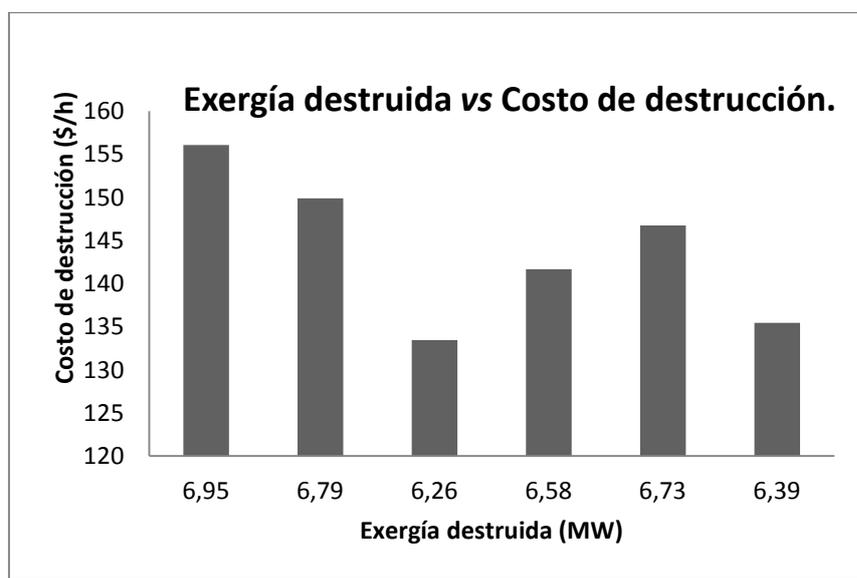


Figura3.9.Exergía destruida vs Costo de destrucción.

Como se discutió anteriormente el costo de destrucción constituye un mínimo; para la solución 11 se reporta el menor costo de destrucción con un valor de 133,47\$/h. La exergía destruida es directamente proporcional al costo de destrucción.

Diferencia relativa de costos y factor exergoeconómico.

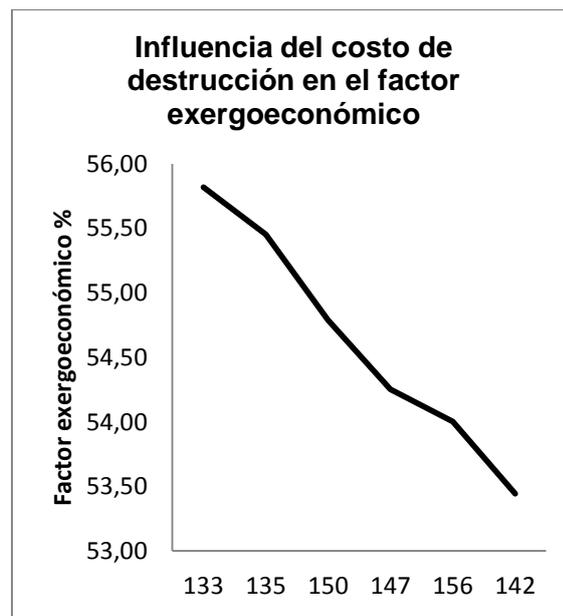
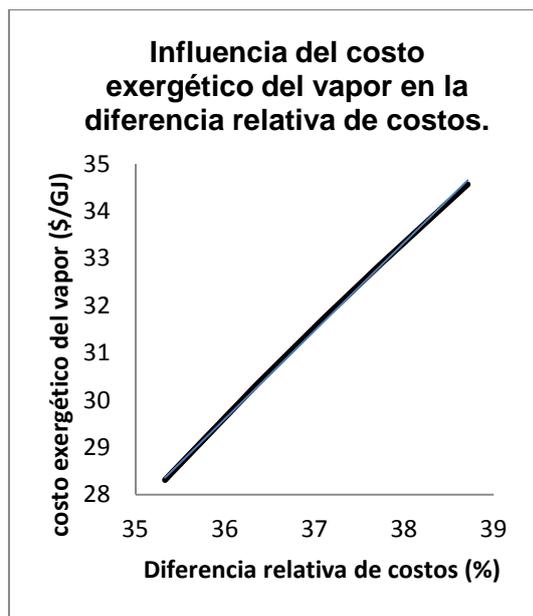


Figura 3.10. Influencia del costo exergético del vapor en la diferencia relativa de costos. Figura 3.11. Influencia del costo de destrucción en el factor exergoeconómico.

Como se busca que la diferencia relativa de costos sea la menor posible, el aumento del costo exergético del vapor incide negativamente en su comportamiento, lo que provoca un aumento de la misma. Para la solución 11 se reportan los menores valores de c_p y r_{HRSG} respectivamente, por lo tanto con un aumento del *pinch* y el *approach* se obtienen valores favorables de r_{HRSG} .

El aumento del costo de destrucción de exergía provoca una disminución del factor exergoeconómico lo que significa que los costos asociados a la destrucción de exergía superan a los costos no asociados a ella. El factor exergoeconómico constituye la variable fundamental del análisis, su comportamiento decide si desde el punto de vista económico y exergético el proceso es rentable. En el comportamiento de f_{HRSG} para cada una de las soluciones se observan puntos que superan el rango establecido por Bejan (1996) y corresponden a las soluciones 11 y 22 respectivamente; de los valores restantes el más aceptable se registra en la solución 15 con un valor de 54,79%. Desde el punto de vista conceptual se identificó anteriormente a las calderas

recuperadoras como una serie de intercambiadores de calor, y basándonos en esta condición se selecciono la solución 15.

El conjunto de fenómenos que ocurren en un generador convencional puede justificar la mejoría que representa trabajar bajo las condiciones de las solución 11 o bajo las condiciones de la solución 22. Desde el punto de vista del factor exergoeconómico se selecciona la solución 11 porque reporta el mejor comportamiento en todas las variables que se analizan en la investigación.

3.4. Conclusiones parciales del análisis y discusión de los resultados

1. En la caldera caso de estudio se opera con una eficiencia exergética de 83,23% y se destruyen 6,50 MW de la exergía total que dispone el sistema. La sección de evaporación registra la mayor destrucción de exergía con un valor de 5,27%.
2. El capital invertido es de \$6 941 200 y el costo que más incide sobre él es el costo de compra del equipo (PEC) que representa el 30%.
3. Con los datos reportados para el diseño se obtuvo una razón de costo(Z) de 172 \$/h y un costo de destrucción de exergía de 141\$/h lo que indica que los costos asociados a la destrucción son menores que los costos no asociados a la exergía.
4. Se alcanzó un factor exergoeconómico del 54,95 %, que se corresponde con el comportamiento de las variables y se ajusta a los resultados reportados por la literatura especializada.
5. Con la solución 11 se obtienen resultados favorables desde el punto de vista exergético, económico y exergoeconómico por lo que puede ser una variante de operación para mejorar el funcionamiento de la caldera -caso de estudio-.

Conclusiones.

1. Las calderas recuperadoras de calor se usan en la mayoría de las centrales de ciclo combinado, su función principal es conseguir el calor máximo con los costos de explotación mínimos.
2. No se considera la exergía química de los gases porque se analiza la operación sin quemadores y los gases no cambian su composición a lo largo del proceso.
3. En la caldera caso de estudio se opera con una eficiencia exergética de 83,23% y se destruyen 6,50 MW de la exergía total que dispone el sistema. La sección de evaporación registra la mayor destrucción de exergía con un valor de 5,27%.
4. Se comprueba a partir de la evaluación económica que los valores de *pinch* y *approach* influyen significativamente en el calor recuperado y por tanto en el costo de la caldera.
5. De acuerdo a los resultados obtenidos con el análisis exergoeconómico, la solución 11 presenta una mejora con respecto a la situación actual de la caldera. La mejora se traduce a una disminución de la exergía destruida en 242 kW y un ahorro en el costo de destrucción de exergía 8,06 \$/h.

Recomendaciones

- Realizar un análisis exergoeconómico en una caldera OTSG con las mismas condiciones de operación para establecer una comparación respecto al costo de destrucción de exergía.
- Realizar la optimización exergoeconómica de la caldera recuperadora - caso de estudio- tomando como función objetivo la razón de costo.

Bibliografía

1. Amin, A. (2011). Specifying Gas Turbines. *Chemical engineering*. Vol. 36, Mayo, p 80: 52-59.
2. Agudelo *et al* (2008). Diagnóstico exergetico del proceso de combustión en un motor diesel. *Revista de la facultad de ingenierías de Antioquia*. Vol. 45, Septiembre, p 78: 41- 53.
3. Ahmadi P. y Dincer I. (2011) Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Management*. Vol.52, No.5, p. 2296 -2308.
4. Asaro, R., Lubarda, V.,(2006) *Mechanics of Solids and Materials*, Cambridge University Press.
5. Bejan Adrian, Tsatsaronis George and Moran Michael (1996) *Thermal Design and Optimization*. Ed. Jhon Wiley and Sons. 513p
6. Berenguer, Aleman y Andrés, Rafael (2005). *Física para todos*. Primera edición. Madrid. 250p
7. Blood D, S. S., Harries R (2003). *Heat recovery steam generators for power generation and other industrial applications*, Mitsui Babcock Energy. 138p
8. Boonnasa, S. (2004). Exergy Evaluation of the EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant. The Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE). Department of Energy Technology, Bangkok, Thailand. HuaHin, Thailand: p: 437-441.
9. Brady, M. F. (2001). Design aspects of once through systems for heat recovery steam generators for base load and cyclic operation. *MATERIALS AT HIGH TEMPERATURES Science Reviews*.
10. Callen, H. (1985) *Thermodynamics and an Introduction to Thermostatistics*, 2nd Ed., Editorial Wiley-Blackwell.
11. Calvo González, A. y. Visqueira. Rojo, V (2014). Ciclo combinado Diesel-Vapor como repotenciación de una central termoeléctrica: caso de estudio. *Ingeniería Energética* La Habana, CUJAE, Vol. XXXV, No.2, p. 122-130.
12. Christ Mfoumbi, V. (2012). Obtención de un modelo matemático para el pronóstico del funcionamiento de las calderas recuperadoras de calor en las

plantas de ciclo combinado. Matanzas. 60 h. Tesis de Grado en opción al Título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas Camilo Cienfuegos.

13. Colectivo de autores (2006). Metodología de la Investigación. 1ed. Ciudad de Cienfuegos, Editorial Universidad de Cienfuegos. 135p.

14. Díaz Reyes, Yudelkys. (2007) Desarrollo de un modelo de simulación para la evaluación de ciclos de turbinas de gas utilizando para ello un simulador de procesos. Tesis en opción al título de Máster en Termoenergética Industrial. Centro de Estudio de Combustión y Energía. Matanzas, Cuba.

15. Durán García María Dolores, R. M. E. A., Galileo Martínez Cienfuegos Iván, Almanza Salgado Rafael, Lentz Herrera Álvaro (2014). Estudio termoeconómico de diferentes configuraciones de ciclo combinado integrado con una planta solar. *Ciencia Ergo-sum*. No 21-1. P: 27-31.

16. Espinosa, R.; Ezquerro, Y.; Castellanos, J. (2004). Análisis de algunos índices del trabajo energético en centrales azucareros. Centro Azúcar.

17. Florez Orrego, Daniel; Silva Ortiz, Pablo. (2013). *Exergía, Conceptualización y Aplicación*. Escuela Politécnica de la Universidad de Sao Paulo.

18. Galán, José M.; Izquierdo, Luis R.; Izquierdo, Segismundo S.; Santos, José I.; del Olmo, Ricardo; López-Paredes, Adolfo; Edmonds, Bruce (2009). Errors and Artefacts in Agent-Based Modelling. *Journal of Artificial Societies and Social Simulation*. Consultado 18 de enero 2014. Disponible en: <http://jasss.soc.surrey.ac.uk/12/1/1.html>

19. Ganapathy V. (1992). Fouling-the silent heat transfer thief. *Hydrocarbon processing*. New York. P. 49-52.

20. Ghaebi, H.; Amidpour, M.; Karimkashi, S. y Rezayan, O. (2011). Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. *International Journal of Energy Research*, 35: 697–709.

21. Glasstone Samuel (1982) Tratado de Química-física. Edición revolucionaria. Instituto del Libro. Vedado, La Habana. 1154p.

-
22. Goering, Richard. (2004). *Matlab edges closer to electronic design automation world*. [en línea]. EE Times. [Consultado: 6 Enero 2015]. Disponible en: <http://www.eetimes.com/news/design/Article.jhtml/>
23. Gonzáles Chávez, S. y. Q. B., Ricardo (2012). Optimización operativa de una central térmica a gas mediante análisis exergetico estructurado. Editorial Guzlop. Lima, Perú.
24. González del Regueral, Borja. (2003) Análisis exergetico y evaluación termoeconómica de un ciclo combinado de generación de energía eléctrica. Universidad Politécnica de Madrid.
25. González Velázquez, M. y Teixeira Coelho, S (2006). Thermo-economic analysis of electricity generation through the black liquor gasification / gas turbines systems. Eletrotechnics and Energy Institute of the University of São Paulo. Brasil: 11 p.
26. Guillerme Julián (2011). Oracle dona OpenOffice.org a la fundación Apache. [en línea]. Gembeta. [Consultado el 13 de diciembre de 2014]. Disponible en: <http://www.gembeta.com/ofimatica/>
27. Klara y Wimer (2007). Natural Gas Combined- Cycle Plant Cost and performance baseline for fossil energy plants. Vol I. mayo
28. Kwak *et al* (2003). Exergetic and thermo-economic analyses of power plants. *Energy*. No28. Pág 343-360.
29. Jiménez Cárdenas, Adielis. (2014) Desarrollo de un modelo matemático para el pronóstico del funcionamiento de un generador de vapor de un solo paso. Matanzas. 75 h. Tesis de Grado en opción al Título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas Camilo Cienfuegos.
30. López Hervis, Yoney. (2007) Desarrollo de un modelo riguroso para el control operacional de un ciclo de vapor. Tesis en opción al título de Máster en Termoenergética Industrial. Centro de Estudio de Combustión y Energía. Matanzas, Cuba.
31. López Ortega, F. y Sánchez. , Augusto. (2001). Análisis termoeconómico de procesos de captura de CO₂ en ciclos combinados. Universidad Autónoma México.
32. Lugo Martínez, Roberto A (2014) Optimización multiobjetivo de variables operacionales y de diseño en calderas recuperadoras de calor. Matanzas. 84 h.

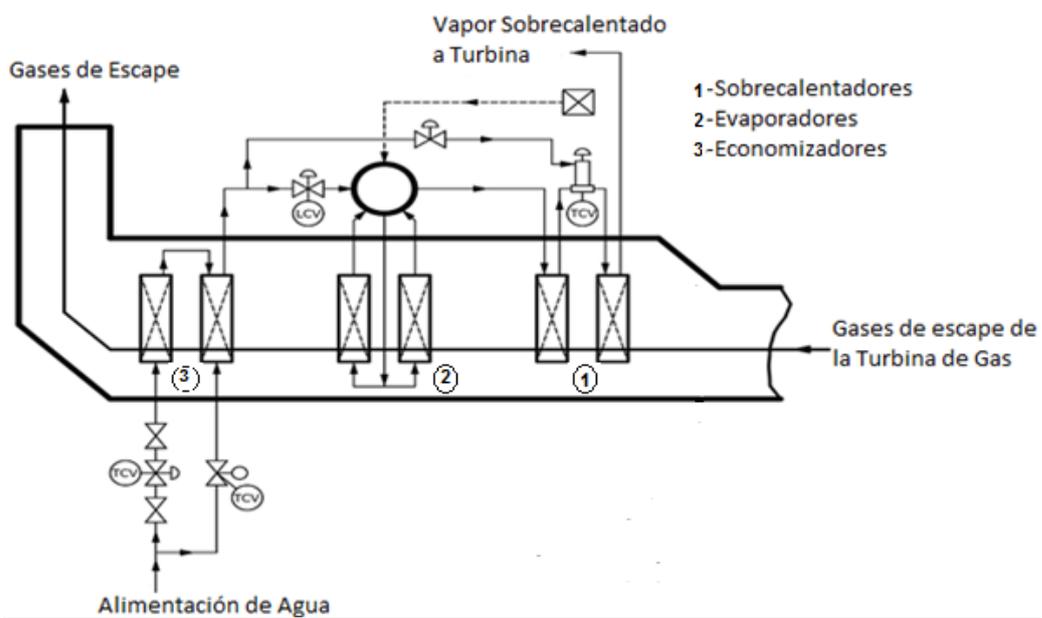
Tesis de Grado en opción al Título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas Camilo Cienfuegos.

33. Marín *et al* (2007). Aplicación del método exergético para determinar las pérdidas separadas e irreversibilidades en calderas bagaceras. 8^{vo} Congreso Iberoamericano de ingeniería mecánica. Universidad de Veracruzana. Mexico.10p
34. Martínez (2004). Análisis exergético de nuevos ciclos de potencia. Madrid. Tesis de Grado en opción al título de Doctor En Ciencias. Universidad politécnica de Madrid.
35. Martínez Ochoa, Y. (2014). Ciclos Combinados. *Procesos de tratamiento de gas natural*, Universidad de Matanzas.
36. Matos y Hind (1998) Aspectos fundamentales de la química física. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana.Tomol.336p.
37. Moran M.J. y Shapiro H.N.(1999).Análisis exergético. *Fundamentos de termodinámica técnica*. Barcelona: Ed. Reverte.
38. Morán, M. J. y Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Jonh Wiley and Sons, Inc.
39. Montes de Oca, L. (2007). Desarrollo de un modelo de simulación para la evaluación de una caldera recuperadora de calor usando un simulador de procesos. Tesis en opción al título de Máster en Termoenergética Industrial. Centro de Estudio de Combustión y Energía. Matanzas, Cuba.
40. Narula, R. G.; Massy, M.; Singh, J. (2002). *Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market—An EPC Contractor's Perspective*. GT-2002-30252, Amsterdam, The Netherlands: ASME Turbo Expo.
41. Norvig, Peter. (1992). *Paradigms of artificial intelligence programming: case studies in Common Lisp*. pp 109-110
42. Pérez (1982) Fundamentos de física química. Editorial pueblo y educación. Ciudad de La Habana 107p.
43. Soo In, J. y Yong Lee, S. (2008). Optimization of heat recovery steam generator through exergy analysis for combined cycle gas turbine power plants. *International Journal of Energy Research*, 32: 859–69

-
44. Srinivas, T. (2010). Thermodynamic modelling and optimization of a dual pressure reheat combined power cycle. *Sadhana*, Vol.35, Part 5: 597–608.
45. Torres Cuadra, C. (2001). Curso de Doctorado. Termoeconomía Departamento de Ingeniería Mecánica. México.
46. Torres González Edgar, Salazar Pereira M., Lugo Leyte R., Ruíz Ramírez O. (2010). Estudio exergoeconómico de factibilidad a una planta térmica de cogeneración. VI Simposio Internacional de Energía, México, Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa.
47. Tajik *et al* (2012). Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. *Energy Conversion and Management*. Vol.58. p: 47-58. Consultado el 25 de noviembre de 2014. Disponible en journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman.
48. Tsatsaronis, G. (1993) "Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems". *Prog. Energy Combustion Sci*, vol. 19, pp. 227 - 257.
49. Tsatsaronis, G. (2007) "Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics". *Energy*, vol. 32, no. 4, pp. 249 - 253.
50. Tsatsaronis, G.; Moran, M. J. (1997). *Exergy - Aided Cost Minimization*. Energy Conversion and Management,
51. Uche Marcuello, F. J. (2000). Thermoeconomic analysis and simulation of a combined power and desalination plant. Tesis en opción al grado de Doctor en el programa de Optimización Energética del Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza.
52. Valdés, M. R., Antonio and Durán, Ma Dolores (2004). Influence of the heat recovery steam generator design parameters on the thermoeconomic performances of combined cycle gas turbine power plants. *International journal of energyresearch* V.28: 1243–1254.
53. Yousef S.H., Suhayb Al-Absi (2013) Thermoeconomic optimization for green multi-shaft gas turbine engines. *Energy, Volume 56, 1 July, Pages 39-45*.
54. Zhe Peng, *et al* (2012). The Present and Future of MathCad Engineering Application. [en línea]. [Consultado el 12 de enero de 2015]. Disponible en: http://www.equalis.com/resource/dynamic/forums/20101012_150034_22180.pdf

Anexos

Anexo N° 1: Diagrama de la caldera recuperadora de calor en estudio.



Anexo N° 2: Configuración de la caldera recuperadora de calor de caso estudio.**Tabla 1. Datos de diseño (secciones de sobrecalentamiento y evaporación).**

| | Unidades | SOB I | SOB II | SOB III | SOB IV | EVAP |
|--------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| No. de filas | --- | 2 | 2 | 2 | 4 | 14 |
| Disposición de los tubos | --- | al tresbolillo |
| No. de filas por paso | --- | 2 | 2 | 2 | 2 | 14 |
| Diámetro exterior del tubo | mm | 31,8 | 31,8 | 31,8 | 31,8 | 38,0 |
| No. de tubos por filas | --- | 37 | 37 | 37 | 37 | 36 |
| Espaciado transversal | mm | 77,2 | 77,2 | 77,2 | 77,2 | 79,2 |
| Espaciado longitudinal | mm | 68,9 | 68,9 | 68,9 | 68,9 | 91,1 |
| Material de los tubos | --- | A213T22 | A213T22 | A213T22 | A213T11 | A192 |
| No. de aletas por pulgada | --- | 0 | 3 | 5,2 | 5,2 | 7 |
| Tipo de aleta | --- | - | sólida | sólida | sólida | sólida |
| Altura de la aleta | mm | - | 8 | 8 | 8 | 13 |
| Espesor de la aleta | mm | - | 1,27 | 1,27 | 1,27 | 1 |
| Material de las aletas | --- | - | 11%Cr | 11%Cr | 11%Cr | 11%Cr |
| Área de transferencia de calor | m ² | 86 | 295 | 448 | 896 | 7535 |
| Longitud del recorrido del gas | m | 11,58 | 11,58 | 11,58 | 11,58 | 11,58 |
| Amplitud del recorrido del gas | m | 2,90 | 2,90 | 2,90 | 2,90 | 2,90 |

Tabla 2. Datos de diseño (sección de economización).

| | Unidades | ECO I | ECO II | ECO III | ECO IV |
|--------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| No. de filas | --- | 2 | 9 | 9 | 4 |
| Disposición de los tubos | --- | al tresbolillo | al tresbolillo | al tresbolillo | al tresbolillo |
| No. de filas por paso | --- | 2 | 1 | 1 | 1 |
| Diámetro exterior del tubo | mm | 31,8 | 31,8 | 31,8 | 31,8 |
| No. de tubos por filas | --- | 39 | 39 | 39 | 39 |
| Espaciado transversal | mm | 73,2 | 73,2 | 73,2 | 73,2 |
| Espaciado longitudinal | mm | 72,0 | 72,0 | 72,0 | 72,0 |
| Material de los tubos | --- | A192 | A192 | A192 | A192 |
| No. de aletas por pulgada | --- | 7 | 7 | 7 | 0 |
| Tipo de aleta | --- | sólida | sólida | sólida | --- |
| Altura de la aleta | mm | 13 | 13 | 13 | --- |
| Espesor de la aleta | mm | 1 | 1 | 1 | --- |
| Material de las aletas | --- | C.S. | C.S. | C.S. | --- |
| Área de transferencia de calor | m ² | 1022 | 4601 | 4061 | 181 |
| Longitud del recorrido del gas | m | 11,58 | 11,58 | 11,58 | 11,58 |
| Amplitud del recorrido del gas | m | 2,90 | 2,90 | 2,90 | 2,90 |

Anexo N° 3: Constantes específicas para cada componente (*i*) en el gas de escape de turbina.

| Componentes | α | β | γ | δ | ε |
|------------------------|----------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Dióxido de Carbono (g) | 2,401 | $8,735 \cdot 10^{-3}$ | $-6,607 \cdot 10^{-6}$ | $2,002 \cdot 10^{-9}$ | $0,000 \cdot 10^{-12}$ |
| Oxígeno(g) | 3,626 | $-1,878 \cdot 10^{-3}$ | $7,055 \cdot 10^{-6}$ | $-6,764 \cdot 10^{-9}$ | $2,156 \cdot 10^{-12}$ |
| Nitrógeno(g) | 3,675 | $-1,208 \cdot 10^{-3}$ | $2,324 \cdot 10^{-6}$ | $-0,632 \cdot 10^{-9}$ | $-0,226 \cdot 10^{-12}$ |
| Agua (g) | 4,070 | $-1,108 \cdot 10^{-3}$ | $4,152 \cdot 10^{-6}$ | $-2,964 \cdot 10^{-9}$ | $0,807 \cdot 10^{-12}$ |

Anexo N°4: Programación en el software *Matlab* de la función que permite obtener el calor específico del gas de escape de turbina.

```
function c=cp (t)
t=273.15+t;
r=8.31;
cp_co2=r/44*(2.401+8.735e-3*t-6.607e-6*t^2+2.002e-9*t^3+0e-12*t^4);
cp_o2=r/16*(3.626-1.878e-3*t+7.055e-6*t^2-6.764e-9*t^3+2.156e-12*t^4);
cp_n2=r/28*(3.675-1.208e-3*t+2.324e-6*t^2-0.632e-9*t^3-0.226e-12*t^4);
cp_h2o=r/18*(4.070-1.108e-3*t+4.152e-6*t^2-2.964e-9*t^3+0.807e-
12*t^4);
c=0.0511*cp_co2+0.1609*cp_o2+0.7456*cp_n2+0.0424*cp_h2o;
```

Anexo N° 5: Constantes utilizadas en la determinación de la entropía de cada uno de los componentes de la mezcla gaseosa.

| Componente | S ⁺ | a | b | c | d |
|-------------------------------|----------------|--------|-------|-------|-------|
| Nitrógeno(g) | 16,203 | 30,418 | 2,544 | 0.238 | 0 |
| Oxígeno(g) | 36,116 | 29,154 | 6.477 | 0.184 | 1,017 |
| Dióxido de Carbono (g) | 87,078 | 30,962 | 4,368 | 1.469 | 0 |
| Agua (g) | 11,750 | 34,376 | 7.841 | 0,423 | 0 |

Anexo N°6: Programación en el software Matlab de la función que permite obtener la exergía destruida en el economizador.

```

function Ede=EdECO (DTpinch, DTapproach)
global Eph5 Eph11 EDE Eph4
% Exergía destruida en la sección de economización
FG=487000; % flujo de gas (kg/h)
Tsat=282.4; % temperatura de saturación del agua (°C)
T4=Tsat+DTpinch; % Temperatura del gas a la entrada de la sección (°C)
t4=T4+273; % Temperatura del gas a la entrada de la sección(K)
L1=65000; % flujo de agua de alimentación (kg/h)
TL1=70; % temperatura del agua de alimentación (°C)
PL1=82; % Presión del agua de alimentación (barg)
HL1=Xsteam ('h_pT', PL1, TL1); % Entalpía del agua de alimentación (kJ/kg)
TL2=Tsat-DTapproach; % Temperatura del agua a la salida de la
sección sin By Pass(°C)
PL2=76.7; % Presión del agua a la salida de la sección (bar)
HL2=xsteam('h_pT', PL2, TL2); % Entalpía del agua a la salida de la
sección(kJ/kg)
Cp45=cp(T4); % capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
T5=-1*((L1*(HL2-HL1))/(FG*Cp45))-T4; % Temp del gas a la salida del
economizador(°C)
Cp5=cp(T5); % capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
t5= T5+273; % Temperatura del gas a la salida del economizador (K)
Mm=28.43; % Masa molar promedio de la mezcla de gases(kg/kmol)
t0=25; % Temperatura del estado de referencia (°C)
p0=1; % Presión de referencia (barg)
T0=298.15; % Temperatura de referencia (K)
P0=1; % Presión de referencia (barg) .
Cp0=cp(T0); % capacidad calorífica del gas a T0 (kJ/kg °C)
yCO2= 0.0511; % fracción molar de CO2 en el gas
yO2=0.1609; % fracción molar de O2 en el gas
yN2=0.7456; % fracción molar de N2 en el gas
yH2O=0.0424; % fracción molar deCO2 en el gas
Pt=1.0443; % Presión total de la caldera(barg)
pco2=yCO2*Pt; % presión parcial del CO2(barg)
po2=yO2*Pt; % presión parcial del O2(barg)
pn2=yN2*Pt; % presión parcial del N2(barg)
ph2o=yH2O*Pt; % presión parcial del H2O(barg)
Stco2=87.0 % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sto2=36.116; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Stn2=16.20; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sth2o=11.750; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
aco2=51.128; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ao2=29.154; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
an2=30.418; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ah2o=34.376; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bco2=4.368; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bo2=6.477; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bn2=2.544; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bh2o=7.841; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cco2=1.469; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
co2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cn2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla

```

```

ch2o=0.423;          % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dco2=0;              % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
do2=1.017;          % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dn2=0;              % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dh2o=0;             % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
y=0.001*t4;
R=8.314;             % Constante universal de los gases (kJ/kmol K)
Sco2=Stco2+(aco2*(log(t4)))+(bco2*y)-((cco2/2)*y^-2)+((dco2/2)*y^2);
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
So2=Sto2+(ao2*log(t4))+(bo2*y)-((co2/2)*y^-2)+((do2/2)*y^2);
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
Sn2=Stn2+(an2*log(t4))+(bn2*y)-((cn2/2)*y^-2)+((dn2/2)*y^2);
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
Sh2o=Sth2o+(ah2o*(log(t4)))+(bh2o*y)-((ch2o/2)*y^-2)+((dh2o/2)*y^2);
%Entropía absoluta del componente (kJ/kg K)
S0co2=Sco2-R*log(pco2/P0);
%entropía del compte evaluada en la presión parcial
S0o2=So2-R*log(po2/P0);
%entropía del compte evaluada en la presión parcial
S0n2=Sn2-R*log(pn2/P0);
%entropía del compte evaluada en la presión parcial
S0h2o=Sh2o-R*log(ph2o/P0);
%entropía del compte evaluada en la presión parcial
S=(S0co2+S0o2+S0n2+S0h2o)/Mn; % entropía de los gases a la temperatura
de trabajo(kJ/kg k)
So=(yCO2*213782.19)+(yO2*205165.76)+(yN2*191617.28)+(yH2O*188849.80);
%entropía de los gases a la temperatura de referencia(kJ/kg K)
H0=Cp0*t0;           % Entalpía a los gases a la temperatura de referencia
H4=Cp45*T4;          % Entalpía de la corriente 4(kJ/kg)
H5=Cp5*T5;           % Entalpía de la corriente 5(kJ/kg)
Eph4=FG*(H4-H0)-T0*(S-So); % Exergía física de la corriente 4(kJ/h)
Eph5=FG*(H5-H0)-T0*(S-So); % Exergía física de la corriente 5(kJ/h)
TL1=70;              % temperatura del agua de alimentación (°C)
PL1=82;              % Presión del agua de alimentación (bar)
HL0=xsteam('h_pT', p0, t0); % Entalpía del líquido a la temperatura y
presión de referencia(kJ/kg)
HL0R=HL0-15.971;
SL0=xsteam('s_pT', P0, t0); % entropía del líquido a la temperatura y
pesión de referencia
SL0R=SL0+3.51576;
HL1=xsteam('h_pT', PL1, TL1); % Entalpía del agua de alimentación(kJ/kg)
SL1=xsteam('s_pT', PL1, TL1); % Entropía del agua a la entrada de la sección
SL2=xsteam('s_pT', PL2, TL2); % Entropía del agua a la salida de la sección
Eph11=L1*(HL1-HL0R)-T0*(SL1-SL0R); % Exergía física de la corriente 1(kJ/h)
Eph12=L1*(HL2-HL0R)-T0*(SL2-SL0R); % Exergía física de la corriente 4(kJ/h)
EDE=(Eph11-Eph12)+(Eph4-Eph5) % Exergía destruida en el economizador
(kJ/h)
ETE=Eph4+Eph11
d=EDE*100/ETE

```

Anexo N°7: Programación en el software Matlab de la función que permite obtener la exergía destruida en el evaporador.

```

Function Edev= EdEVA(DTpinch, DTapproach)
global EDEV H4
%Exergía destruida en la sección de evaporación
FG=487000; % flujo de gas (kg/h)
Tsat=282.4; % temperatura de saturación del agua(oC)
T4=Tsat+ DTpinch; % Temperatura del gas a la salida de la sección(oC)
t4=T4+273; % Temperatura del gas a la salida de la sección(K)
T3=468; %Temperatura del gas a la entrada de la sección (°C)
t3=T3+273; %Temperatura del gas a la entrada de la sección (K)
Mm=28.43; % Masa molar promedio de la mezcla de gases(kg/kmol)
t0=25 % Temperatura de referencia (°C)
p0=1 % Presión de referencia (barg).
T0=298.15; % Temperatura de referencia (K)
P0=1; % Presión de referencia (barg).
Cp0=cp(T0); % capacidad calorífica del gas a T0 (kJ/kg °C)
yCO2= 0.0511; % fracción molar de CO2 en el gas
yO2=0.1609; % fracción molar de O2 en el gas
yN2=0.7456; % fracción molar de N2 en el gas
yH2O=0.0424; % fracción molar deCO2 en el gas
Pt=1.056; % Presión total de la caldera(barg)
pco2=yCO2*Pt; % presión parcial del CO2(barg)
po2=yO2*Pt; % presión parcial del O2(barg)
pn2=yN2*Pt; % presión parcial del N2(barg)
ph2o=yH2O*Pt; % presión parcial del H2O(barg)
Stco2=87.0 % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sto2=36.116; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Stn2=16.20; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sth2o=11.750; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
aco2=51.128; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ao2=29.154; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
an2=30.418; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ah2o=34.376; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bco2=4.368; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bo2=6.477; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bn2=2.544; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bh2o=7.841; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cco2=1.469; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
co2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cn2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ch2o=0.423; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dco2=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
do2=1.017; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dn2=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dh2o=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
y=0.001*t3;
R=8.314; % Constante universal de los gases (kJ/kmol K)
Cp34=cp(T3);
So2=Stco2+(aco2*(log(t3)))+(bco2*y)-((cco2/2)*y^(-2))+((dco2/2)*y^2)
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
So2=Sto2+(ao2*(log(t3)))+(bo2*y)-((co2/2)*y^-2)+((do2/2)*y^2)
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)

```

```

Sn2=Stn2+(an2*(log(t3)))+(bn2*y)-((cn2/2)*y^-2)+((dn2/2)*y^2)
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
Sh2o=Sth2o+(ah2o*log(t3))+(bh2o*y)-((ch2o/2)*y^-2)+((dh2o/2)*y^2)
%Entropía absoluta del componente (kJ/kmol K)
S0co2=Sco2-R-(log(pco2/P0)) %entropía del compte evaluada en la
presión parcial
S0o2=So2-R-(log(po2/P0)) %entropía del compte evaluada en la
presión parcial
S0n2=Sn2-R-(log(pn2/P0)) %entropía del compte evaluada en la
presión parcial
S0h2o=Sh2o-R-log(ph2o/P0) %entropía del compte evaluada en la
presión parcial
S=(Sco2+So2+Sn2+Sh2o) % entropía de los gases a la
temperatura de trabajo(kJ/kg k)
So=(yCO2*213782.19)+(yO2*205165.76)+(yN2*191617.28)+(yH2O*188849.80)
%entropía de los gases a la temperatura de referencia(kJ/kg K)
H0=Cp0*T0 % Entalpía a los gases a la temperatura de
referencia
H3=Cp34*T3 % Entalpía de la corriente 3(kJ/kmol)
H4=Cp34*T4 % Entalpía de la corriente 4(kJ/kmol)
Eph4=FG*(H4-H0)-T0*(S-S0) % Exergía física de la corriente 4 (kW)
Eph3=FG*(H3-H0)-T0*(S-S0) % Exergía física de la corriente 3(kW)
L3=64700; % Flujo de agua a la entrada de la sección
(kg/h)
TL3=Tsatt-DTapproach; % Temperatura del agua a la entrada de la
sección(oC)
t13= TL3+273; % Temperatura del agua a la entrada de la
sección(K)
PL3=76.7; % Presión del agua a la entrada de la
sección (bar)
HL3=XSteam('h_pt', PL3, TL3) % Entalpía del agua a la entrada de la
sección (kJ/kg)
Psat=66.6; % Presión de saturación del agua (bar)
HLsat=XSteam('h_pt', Psat, Tsatt) % Entalpía del agua a las condiciones de
saturación (kJ/kg)
HVsat=XSteam('hV_p', Psat) % Entalpía del vapor a las condiciones de
saturación (kJ/kg)
HL0=xsteam('h_pT', p0, t0) % Entalpía del líquido a la temperatura y
presión de referencia(kJ/kg)
HL0R=HL0-15.971 % Entalpía rectificada del líquido a la
temp y presión de referencia(kJ/kg)
SL0=xsteam('s_pT', P0, T0); % entropía del líquido a la temperatura y
presión de referencia
SL0R=SL0+3.51576 %Entropía rectificada del líquido a la
temp y presión de referencia(kJ/kg)
SL3=xsteam('h_pT', PL3, TL3); % Entropía del agua a la entrada de la
sección
SVS=xsteam('hV_T', Tsatt); % Entropía del vapor a la salida de la
sección
Eph13=L3*(HL3-HL0R)-T0*(SL3-SL0R) % Exergía física de la corriente líquida
3 (kW)
Ephvs=L3*(HVsat-HL0R)-T0*(SVS-SL0R) % Exergía física de la corriente de vapor
saturado (kW)
EDEV=(Eph3-Eph4)+(Eph13-Ephvs) % Exergía destruida en el evaporador
ETEVE=Eph3+Eph13
d=EDEV*100/ETEVE

```

Anexo N°8: Programación en el software *Matlab* de la función que permite obtener la exergía destruida en el atemperamiento y en los sobrecalentadores.

```

% Exergía destruida en la primera sección de sobrecalentamiento.

FG=487000; % flujo de gas (kg/h)
T2=521; % Temperatura del gas a la entrada de la sección (oC)
T3=468; % Temperatura del gas a la salida de la sección(oC)
Cp23=cp(T2); % capacidad calorífica del gas a T2 (kJ/kg o
Mm=28.43; % Masa molar promedio de la mezcla de gases(kg/kmol)
Fmg=FG/Mm; % Flujo molar de gases(kmol/h)
t2=273.15+T2; %Temperatura del gas a la entrada de la sección(K)
t3=273.15+T3;
yCO2= 0.0511; % fracción molar de CO2 en el gas
yO2=0.1609; % fracción molar de O2 en el gas
yN2=0.7456; % fracción molar de N2 en el gas
yH2O=0.0424; % fracción molar deCO2 en el gas
t0=25;
p0=1;
T0=298.15;
P0=1; % Presión de referencia.
Cp0=cp(t0); % capacidad calorífica del gas a T0 (kJ/kg °C)
Pt=1.056; % Presión total de la caldera(barg)
pco2=yCO2*Pt; % presión parcial del CO2(barg)
po2=yO2*Pt; % presión parcial del O2(barg)
pn2=yN2*Pt; % presión parcial del N2(barg)
ph2o=yH2O*Pt; % presión parcial del H2O(barg)
Stco2=87.0 % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sto2=36.116; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Stn2=16.20; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
Sth2o=11.750; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
aco2=51.128; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ao2=29.154; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
an2=30.418; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ah2o=34.376; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bo2=4.368; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bo2=6.477; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bn2=2.544; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
bh2o=7.841; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cco2=1.469; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
co2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
cn2=0.184; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
ch2o=0.423; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dco2=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
do2=1.017; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dn2=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
dh2o=0; % Const utilizadas en la deter de la entropía de la mezcla
y=0.001*t2;
Sco22=Stco2+(aco2*(log(t2)))+(bco2*y)-((cco2/2)*y^-2)+((dco2/2)*y^2);
So22=Sto2+(ao2*(log(t2)))+(bo2*y)-((co2/2)*y^-2)+((do2/2)*y^2);
Sn22=Stn2+(an2*(log(t2)))+(bn2*y)-((cn2/2)*y^-2)+((dn2/2)*y^2);
Sh2o2=Sth2o+(ah2o*(log(t2)))+(bh2o*y)-((ch2o/2)*y^-2)+((dh2o/2)*y^2);

```

```

S2=(Sco22+So22+Sn22+Sh2o2);      % entalpia de los gases a la temperatura de
trabajo(kJ/kg k)
So=(yCO2*213782.19)+(yO2*205165.76)+(yN2*191617.28)+(yH2O*188849.80);
%entropia de los gases a la temperatura de referencia
y=0.001*t3;
Sco23=Stco2+(aco2*(log(t3)))+(bco2*y)-((cco2/2)*y^-2)+((dco2/2)*y^2);
So23=Sto2+(ao2*(log(t3)))+(bo2*y)-((co2/2)*y^-2)+((do2/2)*y^2);
Sn23=Stn2+(an2*(log(t3)))+(bn2*y)-((cn2/2)*y^-2)+((dn2/2)*y^2);
Sh2o3=Sth2o+(ah2o*(log(t3)))+(bh2o*y)-((ch2o/2)*y^-2)+((dh2o/2)*y^2);
S3=(Sco23+So23+Sn23+Sh2o3);      % entalpia de los gases a la temperatura de
trabajo(kJ/kg k)
So=(yCO2*213782.19)+(yO2*205165.76)+(yN2*191617.28)+(yH2O*188849.80);
%entropia de los gases a la temperatura de referencia
H0=Cp0*t0;                        % Entalpia a los gases a la temperatura de
referencia
H2=Cp23*T2;                        % Entalpia de la corriente 2(kJ/kg)
H3=Cp23*T3;                        % Entalpia de la corriente 3(kJ/kg)
Eph2=FG*(H2-H0)-T0*(S2-So);       % Exergia fisica de la corriente 4(kJ/h)
Eph3=FG*(H3-H0)-T0*(S3-So);       % Exergia fisica de la corriente 5(kJ/h)
L1=65000;                          % flujo de agua de alimentacion(kg/h)
TV1=282.4;                         % Temperatura del vapor a la entrada de la etapa 1 (oC)
PV1=63.05;                         % Presion del vapor a la entrada de la etapa (barg)
TV2=430.5;                         % Temperatura del vapor a la salida de la etapa 1(oC)
PV2=63.05;                         % Presion del vapor a la salida de la etapa
at=930;                            % Flujo de agua destinado al atemperamiento del vapor(kg/h)
V4=63960;                          % flujo de vapor a la salida de la caldera (kg/h)
V3=V4;
% balance de masa en el punto mezcla (atemperamiento).
TV3=418.8;                         % Temperatura del vapor a la entrada de la etapa 2 de sob (oC)
PV3=63.05;                         % Presion del vapor a la entrada de la etapa
2 (bar)
HV3=xsteam('h_pt', PV3, TV3);      % Entalpia del vapor a la entrada de la etapa 2
de sob(kJ/kg)
Tsat=282.4;                        % Temperatura de saturacion del agua(oC)
TL2=Tsat-DTApproach;              % Temperatura del agua a la salida de la
seccion sin By Pass(oC)
PL2=76.7;                          % Presion del agua a la salida de la seccion(bar)
HL2=xsteam('h_pT', PL2, TL2);      % Entalpia del agua a la salida de la
seccion(kJ/kg)
HV2=xsteam('h_pt', PV2, TV2);      % Entalpia del vapor a la salida de la etapa
1(kJ/kg)
V2=at+V3;
V1=V2;
HV1=xsteam('h_pt', PV1, TV1);      % Entalpia del vapor a la entrada de la etapa
1(kJ/kg)
HV0=xsteam('h_pT', p0, t0);        % Entalpia del vapor a la temperatura y presion
de referencia(kJ/kg)
HV0R=HV0-15.971;
SV0=xsteam('s_pT', p0, t0)        % entropia del vapor a la temperatura y pesion
de referencia
SV0R=SV0+3.51576;
SV1=xsteam('h_pT', PV1, TV1);      % Entropia del vapor a la entrada de la seccion
SV2=xsteam('s_pT', PV2, TV2);      % Entropia del vapor a la salida de la seccion
EphV1=V1*(HV1-HV0R)-T0*(SV1-SV0R); % Exergia fisica de la corriente 1(kW)
EphV2=V2*(HV2-HV0R)-T0*(SV2-SV0R); % Exergia fisica de la corriente 2(kW)
EDE1=(Eph2-Eph3)+(EphV1-EphV2)    % Exergia destruida en el sobrecalentador 1
% Exergia destruida en el punto de mezcla atemperamiento

```

```

HL0=xsteam('h_pT', p0, t0); % Entalpia del líquido a la temperatura y
presión de referencia(kJ/kg)
HL0R=HL0+15.971;
SL0=xsteam('s_pT', p0, t0); % entropía del líquido a la temperatura y
pesión de referencia
SL0R=SL0+3.51576;
SL2=xsteam('h_pT', PL2, TL2); % Entropía del agua a la salida de la sección
SV3=xsteam('s_pt', PV3,TV3); % Entropía del vapor a la entrada de la sección
2
EphAt=at*(HL2-HL0R)-T0*(SL2-SL0R) % Exergía física de la corriente de
atemperamiento (kW)
EphV3=V3*(HV3-HV0R)-T0*(SV3-SV0R); % Exergía física de la corriente de entrada
a la etapa 2 (kW)
EdAt=(EphAt+EphV2)- EphV3; % Exergía destruida en el punto de mezcla
atemperamiento
% Exergía destruida el la segunda sección de sobrecalentamiento.
T1=544; % Temperatura del gas a la entrada de la caldera (oC)
t1=T1+273;
P1=12; % Presión de los gases de entrada a la caldera.
Cp12=cp(T1);
TV4=515;
PV4=81;
HV4=xsteam('h_pt', PV4, TV4); % Entalpia del vapor a la salida de la etapa 2
de sob(kJ/kg)
SV4=xsteam('s_pt', PV4,TV4); % Entropía del vapor a la entrada de la sección
2
EphV4=63960*(HV4-HV0R)-T0*(SV4-SV0R); % Exergía física de la corriente de
salida de la etapa 2 (kW)
y1=0.001*t1;
Sco2=Stco2+(aco2*log(t1))+(bco2*y1)-(cco2/2*y1^-2)+((dco2/2)*y1^2);
So2=Sto2+(ao2*log(t1))+(bo2*y1)-(co2/2*y1^-2)+((do2/2)*y1^2);
Sn2=Stn2+(an2*log(t1))+(bn2*y1)-(cn2/2*y1^-2)+((dn2/2)*y1^2);
Sh2o=Sth2o+(ah2o*log(t1))+(bh2o*y1)-(ch2o/2*y1^-2)+((dh2o/2)*y1^2);
S1=(Sco2+So2+Sn2+Sh2o);
H1=Cp12*T1; % Entalpia de la corriente 1(kJ/kmol)
Eph1=487000*(H1-H0)-T0*(S1-So); % Exergía física de la corriente 1(kW)
EDE2=(Eph1-Eph2)+(EphV3-EphV4) % Exegía destruida en el sobrecalentador2
ETS1=Eph2+EphV1
d1=EDE1*100/ETS1
ETat=EphV2+EphAt
dat=(EphAt*100)/ETat
ETs2=Eph1+EphV3
d2=EDE2*100/ETs2

```

Anexo N°9: Programación en el software *Matlab* de la función que permite obtener los costos que forman parte del análisis económico.

```

function ZCI= CI(DTpinch, DTapproach)
global ZHRSG ZINV Zinvk ZOMk
%Capital invertido en la HRSG
%Calor recuperado en la sección de economización (ECO)
FG=487000; %Flujo de gas (kg/h)
Tsat=282.4; %Temperatura de saturación del agua (°C)
T4=Tsat+DTpinch; %Temperatura del gas a la entrada de la
sección (°C)
TL3=Tsat-DTapproach; %Temperatura del agua a la salida de la
sección (°C)
L1=65000; %Flujo de agua de alimentación (kg/h)
Cp45=cp(T4); %Capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
TL1=70; %Temperatura del agua de alimentación (°C)
PL1=82; %Presión del agua de alimentación (bar)
HL1=XSteam('h_pt', PL1, TL1); %Entalpía del agua de alimentación (kJ/kg)
TL2=Tsat-DTapproach; %Temperatura del agua a la salida de la
sección (°C)
PL2=76.7; %Presión del agua a la salida de la
sección (bar)
HL2=XSteam('h_pt', PL2, TL2); %Entalpía del agua a la salida de la
sección (kJ/kg)
T5=T4- (L1*(HL2-HL1))/(FG*Cp45); %Temperatura del gas a la salida de la
caldera (°C)
%Calor cedido (kJ/h)
QcedE=(FG*Cp45*(T4-T5))/3600 % kW
%Calor recuperado en la sección de evaporación (EVA)
T3=468; %Temperatura del gas a la entrada de la sección (°C)
Cp34=cp(T3); %Capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
%Calor cedido (kJ/h)
QcedV=(FG*Cp34*(T3-T4))/3600 % kW
%Calor recuperado en la sección de sobrecalentamiento
%Etapa de sobrecalentamiento 1 (gas)
T2=521; %Temperatura del agua a la entrada de la sección (°C)
Cp23=cp(T2); %Capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
TV2=430.5;
QcedS1=FG*Cp23*(T2-T3);
%Etapa de sobrecalentamiento 2 (gas)
T1=544; %Temperatura del gas a la entrada de la caldera (°C)
TV1=282.4;
TL3=Tsat- DTapproach;
V4=63960;
TV3=418.8;
PV3=63.05;
Cp12=cp(T1); %Capacidad calorífica del gas (kJ/kg °C)
HV3=Xsteam('h_pt', PV3, TV3);
HV4=(FG*Cp12*(T1-T2))/V4+HV3;
TV4=Xsteam('T_ph', PV3, HV4);
QcedS2=FG*Cp12*(T1-T2);
%Calor cedido (kJ/h)
QcedS=(QcedS1+QcedS2)/3600; % kW
c51=6570; % Constante de costo para HRSG
$/ (kW/K)^0.8
c52=21276; % Constante de costo para HRSG $/(kg/s)

```

```

c53=1184.4; % Constante de costo para HRSG
$/ (kg/s) ^1.2
LMTDECO=(T4-TL2)-(T5-TL1)/log((T4-TL2)/(T5-TL1)); % diferencia media
logarítmica de temperatura en el economizador
LMTDEVA=(T3-Tsat)-(T4-Tsat)/log((T3-Tsat)/(T4-Tsat)); % diferencia media
logarítmica de temperatura en el evaporador
LMTDSOB=(T1-TV4)-(T3-TV1)/log((T1-TV4)/(T3-TV1));
PEC1=c51*((QcedE/LMTDECO)^0.8);
PEC2=c51*((QcedV/LMTDEVA)^0.8);
PEC3=c51*((QcedS/LMTDSOB)^0.8);
PEC4=(c52*L1/3600)+(c53*(FG/3600)^1.2); %Costo de compra del equipo (PEC)$
PEC=PEC1+PEC2+PEC3+PEC4
CIS=0.33*PEC % Costo de instalación (CIS)
CB=0.35*PEC % Costo de bombeo (CB)
CIC=0.12*PEC %Costo de instrumentación y control(CIC)
CEM=0.13*PEC %Costo de electricidad y materiales (CEM)
L=0.10*PEC %Terreno (L)
CA=0.21*PEC %Costos de arquitectura (CA)
CFS=0.35 *PEC %Costos de facilidades y servicios (CFS)
CD=PEC+CIS+CB+CIC+CEM+L+CA+CFS %Costos directos
CIP=0.08*CD %Costo de ingeniería y supervisión
C=0.15* L %Contingencia(C)
CC=0.15* CD %Costos de construcción (CC)
CEM=0.13*PEC %Costo de electricidad y materiales(CEM)
CIND=CIP+C+CC+CEM % Costos indirectos
tha=7446; % total de hora anuales que trabaja la
planta
ZINV=CD+CIND % Capital invertido total
ZINV1= ZINV/tha;
ZOM=0.20*PEC %Costo de operación y mantenimiento
ZOM1=ZOM/tha;
i=0.10; %Interés vigente
n=10; %años de explotación de la caldera.
B =i*(1+i)^n/(1+i)^(n-1); %factor de recuperación del capital (adimensional).
IC1994=368.1;
IC2012=584.6;
ZHRSG=((B*(ZINV+ ZOM))/(PEC*tha))*PEC*IC2012/IC1994 %Zk: Razón de costo
asociada a un componente de la planta($/año).

```

Anexo N°10: Programación en el software *Matlab* de la función que permite obtener los indicadores que forman parte del análisis exergoeconómico.

```

function C= AE(DTpinch, DTapproach)
global Eph1 Eph5 Eph11 EphV4 ZHRSG EDE EDEV EDE2 ZINV EDE1 EdAt ZOMk ZINVk
%Análisis exergoeconómico de la caldera recuperadora de calor.
L1=65000;
e= ((EphV4-Eph11)/(Eph1-Eph5))*100 %eficiencia exergética de la caldera
recuperadora de calor(%)
e1= ((EphV4-Eph11)/(Eph1-Eph5));
Edt=EDE+EDEV+EDE2+EDE1+EdAt
% Exergía destruida total(kJ/h)
Ed= (Eph1-Eph5)+ (Eph11-EphV4)
yd= Edt/Eph1*100 % Fracción de exergía destruida.
IC1994=368.1;
IC2012=584.6;
VCI=43226.28; % Valor calórico superior (kJ/kg)
Cgt=(3*(VCI/1000000)*487000)*(IC 2012/IC 1994) % Costo del gas de turbina
($/h)
cgt=Cgt/(Eph1/1000000) % Costo exergético de los gases de turbina.($/GJ).
Ch20=1/1000*L1; % Costo del agua de alimentación a calderas ($/h)
cv= ((Cgt+Ch20*ZHRSG) - (cgt*(Eph5/1000000)))/(EphV4/1000000)
CD=cv*(Ed/10000000) % Costo de destrucción de exergía($/h)
rHRSG= ((cv-cgt)/cgt)*100 % diferencia relativa de costos
EDES=Ed/(1000000)
f=(ZHRSG/(ZHRSG + (cgt*EDES)))*100

```