**Evaluación Exergoeconómica utilizando herramientas complementarias para mejorar el Rendimiento Operativo de una Central de Ciclo Combinado en un Sistema Interconectado**

**Salome Gonzales-Chavez1, Jesús Sarria-Suazo 2**

1Grupo de Investigación en Optimización y Planificación Energética- GIOPE, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Ingeniería, Perú. Email: salome@uni.edu.pe

2 Grupo de Investigación en Optimización y Planificación Energética- GIOPE, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Ingeniería, Perú. Email: jesarrias@outlook.com

**Resumen**

Se realizó la evaluación exergética y exergoeconómica de una central de ciclo combinado utilizando tres herramientas de cálculo informático, para así afinar el diagnóstico conducente a mejorar su rendimiento operativo. La finalidad es evaluar con una mayor aproximación las irreversibilidades asociadas a los costos exergoeconómicos. La metodología inicia con una auditoría energética en línea, seguidamente la evaluación exergética y exergoeconómica en cada proceso calculado de forma estructurada en Ms Excel, luego en EES (Engineering Equation Solver) y finalmente con GT PRO de Thermoflow. Entre los resultados se observa excesos de irreversibilidades en la cámara de combustión y caldera recuperadora HRSG, así como mayores costos exergoeconómicos de enfriamiento en el aerocondensador; el cálculo complementario entre MS Excel, GT PRO y EES permitió disminuir los márgenes de error de las variables termoenergéticas, logrando así una evaluación comparativa de mejor aproximación y disposición para su integración al sistema de control de la central.

**Palabras clave:** Exergía, Exergoeconomía; Irreversibilidad; Rendimiento; Central de Ciclo Combinado; Sistema Interconectado.

**Abstract**

The exergetic and exergoeconomic evaluation of a combined cycle power plant was carried out using three computer calculation tools, in order to fine-tune the diagnosis leading to improving its operating performance. The purpose is to evaluate with a greater approximation the irreversibilities associated with the exergoeconomic costs. The methodology begins with an online energy audit, followed by the exergetic and exergoeconomic evaluation in each process calculated in a structured way in Ms Excel, then in EES (Engineering Equation Solver) and finally with Thermoflow's GT PRO. Among the results, excesses of irreversibilities are observed in the combustion chamber and HRSG, as well as higher exergoeconomic costs of cooling in the aerocondenser; the complementary calculation between MS Excel, GT PRO and EES allowed to reduce the margins of error of the thermo-energy variables, thus achieving a comparative evaluation of better approximation and disposition for its integration into the plant control system.

**Keywords:** Exergy; Exergoeconomics; Irreversibility; Efficiency; Combined Cycle Power Plant; Interconnected System.

# Introducción

El objetivo es evaluar el comportamiento energético, en línea, de una central termoeléctrica de ciclo combinado típica de un sistema interconectado, utilizando el análisis exergético y exergoeconómico estructurado con tres programas de cálculo, tal que sirva como patrón de referencia y de control para incrementar el rendimiento operativo de la central. Actualmente, en el Perú la potencia efectiva instalada termoeléctrica representa el 55% del total nacional, de los cuales el 94 % corresponden a centrales térmicas de ciclo simple y de ciclo combinado.

Como realidad problemática, la normativa vigente peruana no incentiva directamente a programas de eficiencia energética en la generación termoeléctrica. Sin embargo, en un proceso de cambio normativo que actualmente se planea, aquellas centrales termoeléctricas que alcancen un bajo costo variable de generación tendrán prioridad en el orden de despacho al SEIN además con remuneración de su potencia firme, lo cual tiene relación directa con el aumento de la eficiencia operativa de la central. Optimizar el rendimiento operativo de las centrales térmicas, en el ámbito peruano aún no es practicado; sin embargo, dada la competencia de despacho, se avizora una corriente de intereses de mejoras para alcanzar productividad, competitividad, disponibilidad y control ambiental.

Según [19], la evaluación de las instalaciones de generación termoeléctrica se realizan, por lo general, a partir de balances energéticos basados en la cuantificación entálpica dada por la primera ley de la termodinámica aplicada a sistemas abiertos; por otro lado, en los últimos tiempos el método exergético está siendo empleado como una herramienta comparativamente más eficaz para el diseño, evaluación, optimización y mejoramiento de los procesos de transformación de la energía en las instalaciones de generación térmica de electricidad. En ese mismo sentido, [20] indica que el estudio combinado de energía y exergía proporciona una mejor comprensión de la operación de un sistema termo-energético que requiere modificaciones operacionales o de diseño para la minimización de pérdidas. Asimismo, [21] manifiesta que el análisis exergoeconómico combina los principios exergéticos y económicos con la finalidad de proporcionar información más amplia y relevante para el diseño y operación de sistemas energéticos térmicos; ello comparativamente al método convencional de realizar por separado el análisis energético y el económico.

Este trabajo tiene por finalidad elaborar un procedimiento de cálculo exergético y exergo- económico estructurado con tres programas de cálculo comparativos, para alcanzar una mejor aproximación de las variables energéticas objetivo de una central termoeléctrica de ciclo combinado, extrapolables a diferentes condiciones de operación.

# Metodología

## Equipamiento y mediciones

La central térmica de ciclo combinado en estudio está conformada por una unidad turbogas TG1 modelo SGT6-5000F (4) acoplada a un generador eléctrico modelo SGen6-1000A y de una unidad turbovapor TV modelo SST-900 acoplada a un generador eléctrico modelo SGEN6-100A, de marca Siemens.

La unidad TG1 opera con gas natural. El aire atmosférico es admitido al compresor después de pasar por dos etapas de filtrado. El gas natural y la mayor parte de aire comprimido ingresan a la cámara de combustión constituida por dieciséis combustores. Los gases de la combustión entran a la turbina a gas propiamente, donde se expande en sus rotores axiales produciendo la potencia mecánica para accionar el compresor y a su vez generar potencia eléctrica. Los gases salientes de la turbina a gas ingresan a la caldera recuperadora de calor (HRSG), donde se genera el vapor a ser expandido en la turbina de vapor.



**Figura 1.** Esquema del ciclo de gas

En el HRSG, los gases de combustión transmiten el calor al agua generando su precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento en tres niveles de presión. El vapor es dirigido a la unidad turbovapor TV, siendo admitido correspondientemente en sus etapas de alta, intermedia y baja presión. El vapor de salida de la etapa de alta presión es recalentado en el HRSG junto con el vapor sobrecalentado de presión intermedia, desde donde se ingresa a la etapa de presión intermedia de la TV.

El vapor de salida de la etapa de presión intermedia se junta con el vapor sobrecalentado a baja presión para su expansión en la etapa de baja presión de la TV. Finalmente el vapor saliente de la etapa de baja presión de la TV es condensado mediante un aerocondensador, siendo luego impulsado por la bomba de condensado (BCO) y la bomba de alimentación de caldera (BAC), completando así el ciclo Rankine.



**Figura 2.** Esquema del ciclo de vapor

**Tabla 1.** Mediciones del sistema ciclo combinado

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Temperatura ambiente | 23.7 | °C |
| Presión ambiente | 1.005 | bar |
| Humedad relativa ambiente | 65.6 |  % |
| Flujo másico Gas Natural a TG | 11.157 | kg/s |
| PCI Gas Natural | 47.677 | MJ/kg |
| Caída de presión en la cámara de combustión  | 4 |  % |
| Temperatura de gases salida de la cámara de combustión | 1348 | °C |
| Temperatura de aire de refrigeración de la turbina de gas | 267.11 | °C |
| Flujo másico de los gases de escape de la turbina de gas | 515.121 | kg/s |
| Presión de ingreso a sección TV de alta presión | 121 | bar |
| Temperatura de ingreso a sección TV de alta presión | 560 | °C |
| Flujo de vapor de ingreso a sección TV de alta presión | 57 | kg/s |
| Presión de ingreso a sección TV de intermedia presión | 22 | bar |
| Temperatura de ingreso a sección TV de intermedia presión | 555 | °C |
| Flujo de vapor de ingreso a sección TV de intermedia presión | 69.988 | kg/s |
| Presión de ingreso a sección TV de baja presión | 3.8 | bar |
| Temperatura de ingreso a sección TV de baja presión | 270 | °C |
| Flujo de vapor de ingreso a sección TV de baja presión | 7.909 | kg/s |
| Caída de presión en economizadores de alta presión | 4 |  % |
| Caída de presión en sobrecalentador de alta presión | 1.5 |  % |
| Approach Point en alta presión | 5 | °C |
| Caída de presión en cada recalentador de intermedia presión | 5 | %  |
| Caída de presión en sobrecalentador de intermedia presión | 5 | %  |
| Approach Point en intermedia presión | 5 | °C |
| Caída de presión en precalentador de condensado | 1 | %  |
| Caída de temperatura en el precalentador de condensado | 15 | °C |
| Diferencia temperatura precalentador de condensado/gases de escape | 22 | °C |
| Caída de presión en sobrecalentador de baja presión | 5 | %  |
| Approach Point en baja presión | 5 | °C |
| Flujo de aire en el aerocondensador | 9100 | $m^{3}$/s  |

## Formulación Exergética

Con la evaluación exergética se identifican las eficiencias exergéticas y las irreversibilidades en estado actual de la central en estudio. El balance exergético de cada subsistema y sistema que conforma a la central de ciclo combinado, se obtiene mediante la siguiente expresión:

|  |  |
| --- | --- |
| $$0=\overset{·}{B\_{Q}}-\overset{·}{B\_{W}}+\sum\_{i}^{}\overset{·}{m\_{i}}b\_{i}-\sum\_{e}^{}\overset{·}{m\_{e}}b\_{e}-\overset{·}{B\_{D}}$$ | (1) |

Donde: $\overset{·}{B\_{Q}}=\sum\_{j}^{}\left[1-\frac{T\_{o}}{T\_{j}}\right]\overset{·}{Q\_{j}} $es la exergía asociada a la transferencia de calor o flujo de exergía térmica del proceso, $\overset{·}{B}\_{W}=\overset{·}{W\_{vc}}-p\_{o}\frac{dV\_{vc}}{dt}$ es la exergía asociada a la transferencia de trabajo y trabajo de flujo, $\overset{·}{B\_{i}}=\overset{·}{m\_{i}}b\_{i}$ y $\overset{·}{B\_{e}}=\overset{·}{m\_{e}}b\_{e}$ son las exergías del flujo de materia entrante y saliente del sistema, *b* es la exergía específica y $\overset{·}{B\_{D}}=T\_{o}\overset{·}{S}\_{gen}=I$ es la exergía destruida equivalente a la irreversibilidad del sistema.

La exergía específica lo compone la exergía física y la exergía química. La exergía física expresa la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando el flujo es llevado desde su estado inicial hasta el estado ambiental definido por $P\_{0}$ y $T\_{0}$, mediante procesos físicos que solo involucran la interacción térmica con el medio ambiente [1]. Se expresa como:

|  |  |
| --- | --- |
| $$b\_{phj}=\left(h\_{j}-T\_{0}s\_{j}\right)-\left(h\_{0}-T\_{0}s\_{0}\right)$$ | (2) |

La exergía química representa la máxima cantidad de trabajo que se obtiene cuando una sustancia es llevada desde el estado ambiental hasta el estado muerto, por procesos que comprenden transferencias de calor e intercambio de sustancias solo con el medio ambiente [1]. Para una mezcla de gases se expresa:

|  |  |
| --- | --- |
| $$\tilde{b}\_{0M}=\sum\_{i}^{}x\_{i}\tilde{b}\_{0i}+\tilde{R}T\_{0}\sum\_{i}^{}x\_{i}lnx\_{i}$$ | (3) |

Donde $\tilde{b}\_{0M}$ es la exergía molar de una mezcla de gases, $\tilde{b}\_{0i}$ es la exergía molar de cada componente de la mezcla y $x\_{i}$ es la ratio de flujo por unidad de mol de mezcla.

Para el combustible gas natural se consideró que su exergía $b\_{ch}$ es 1.04 de su PCI.

|  |  |
| --- | --- |
| $$\tilde{b}\_{0M}=\sum\_{i}^{}x\_{i}\tilde{b}\_{0i}+\tilde{R}T\_{0}\sum\_{i}^{}x\_{i}lnx\_{i}$$ | (4) |

Donde $\sum\_{}^{}∆\dot{B}\_{i}$ es la suma de todas las trasferencias de exergía que constituyen la entrada y$ \sum\_{}^{}∆\dot{B}\_{e}$ es la suma de todas las trasferencias de exergía que constituyen la salida. La relación entre la exergía de salida y la exergía de entrada es el rendimiento exergético denotado por $ψ$:

Para cada componente o subsistema y sistema termoenergético, el balance exergético también se expresa como:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ψ=\frac{\sum\_{}^{}∆\dot{B}\_{e}}{\sum\_{}^{}∆\dot{B}\_{i}}$$ | (5) |

En la Tabla II se muestran las ecuaciones para el cálculo de las irreversibilidades y rendimiento exergético desagregado del ciclo combinado.

**Tabla 2**. Cálculo de las irreversibilidades y rendimiento exergético desagregado del ciclo combinado

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Componente | Irreversibilidades | Rendimiento exergético |
| Compresor | $$\dot{B}\_{1}+\dot{W}\_{c}-\dot{B}\_{2}-\dot{B}\_{A}$$ | $$\frac{\dot{B}\_{2}+\dot{B}\_{A}-\dot{B}\_{1}}{\dot{W}\_{c}}$$ |
| Cámara de combustión | $$\dot{B}\_{2}+\dot{B}\_{C}-\dot{B}\_{3}$$ | $$\frac{\dot{B}\_{3}}{\dot{B}\_{2}+\dot{B}\_{C}}$$ |
| Turbina a gas | $$\dot{B}\_{3}+\dot{B}\_{B}-\dot{B}\_{4}-\dot{W}\_{TG}$$ | $$\frac{\dot{W}\_{TG}}{\dot{B}\_{3}+\dot{B}\_{B}-\dot{B}\_{4}}$$ |
| Unidad Turbogas | $$\dot{B}\_{1}+\dot{B}\_{B}+\dot{B}\_{C}+\dot{W}\_{C}-\dot{B}\_{A}-\dot{B}\_{4}-\dot{W}\_{TG}$$ | $$\frac{\dot{W}\_{TG}-\dot{W}\_{C}}{\dot{B}\_{1}+\dot{B}\_{B}+\dot{B}\_{C}-\dot{B}\_{A}-\dot{B}\_{4}}$$ |
| HRSG | $$\dot{B}\_{4}+\dot{B}\_{10}+\dot{B}\_{13}+\dot{B}\_{14}+\dot{B}\_{35}-\dot{B}\_{5}-\dot{B}\_{15}-\dot{B}\_{27}-\dot{B}\_{32}-\dot{B}\_{33}$$ | $$\frac{\dot{B}\_{15}+\dot{B}\_{27}+\dot{B}\_{32}+\dot{B}\_{33}-\dot{B}\_{10}-\dot{B}\_{13}-\dot{B}\_{14}-\dot{B}\_{35}}{\dot{B}\_{4}-\dot{B}\_{5}}$$ |
| Turbina a vapor | $$\dot{B}\_{27}+\dot{B}\_{32}+\dot{B}\_{33}-\dot{B}\_{11}-\dot{B}\_{35}-\dot{W}\_{TV}$$ | $$\frac{\dot{W}\_{TV}}{\dot{B}\_{27}+\dot{B}\_{32}+\dot{B}\_{33}-\dot{B}\_{11}-\dot{B}\_{35}}$$ |
| Sistema de condensación | $$\dot{B}\_{11}+\dot{B}\_{6}-\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{8}$$ | $$\frac{\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{6}}{\dot{B}\_{11}-\dot{B}\_{8}}$$ |
| Unidad Turbovapor | $$\dot{B}\_{4}+\dot{B}\_{6}+\dot{B}\_{10}+\dot{B}\_{13}+\dot{B}\_{14}-\dot{B}\_{5}-\dot{B}\_{7}-\dot{E}\_{8}-\dot{E}\_{15}-\dot{W}\_{TV}$$ | $$\frac{\dot{W}\_{TV}}{\dot{B}\_{4}+\dot{B}\_{6}+\dot{B}\_{10}+\dot{B}\_{13}+\dot{B}\_{14}-\dot{B}\_{5}-\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{8}-\dot{B}\_{15}}$$ |
| Sistema ciclo combinado | $$\dot{B}\_{1}+\dot{B}\_{6}+\dot{B}\_{10}+\dot{B}\_{13}+\dot{B}\_{14}+\dot{B}\_{B}+\dot{B}\_{C}+\dot{W}\_{C}-\dot{B}\_{5}-\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{8}-\dot{B}\_{15}-\dot{B}\_{A}-\dot{W}\_{TV}-\dot{W}\_{TG}$$ | $$\frac{\dot{W}\_{TV}+\dot{W}\_{TG}-\dot{W}\_{C}}{\dot{B}\_{1}+\dot{B}\_{6}+\dot{B}\_{10}+\dot{B}\_{13}+\dot{B}\_{14}+\dot{B}\_{B}+\dot{B}\_{C}-\dot{B}\_{5}-\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{8}-\dot{B}\_{15}-\dot{B}\_{A}}$$ |

## Formulación Exergoeconómica

Con el análisis exergoeconómico se logra identificar la magnitud de las irreversibilidades e ineficiencias relacionadas con su costo fijo y operativo, de forma desagregada e integral de la central de ciclo combinado; permitiendo así determinar sus condiciones óptimas de funcionamiento. Para el análisis del caso, en la figura 3 se esquematiza la distribución de recurso y-producto (entrada-salida) en cada proceso termoenergético del ciclo combinado.

El balance exergoeconómico aplicado a cada componente o subsistema del ciclo combinado, indica que la suma de la tasa de costo (*cj*) asociado con las corrientes de exergía de los productos (P), es igual a la suma de la tasa de costo asociado con las corrientes exergéticas de los recursos (R), más las tasas de costo asociadas a la inversión de capital *CI*, operación y mantenimiento *OP*, ($\dot{Z}\_{c}$).

|  |  |
| --- | --- |
| $$\sum\_{j=1}^{n}\left(c\_{j}\dot{B}\_{j}\right)\_{P}=\sum\_{j=1}^{m}\left(c\_{j}\dot{B}\_{j}\right)\_{R}+\dot{Z}\_{c}$$ | (6) |
| $$\dot{Z}\_{c}=\frac{C}{t\_{op}}(\frac{i(i+1)^{n}}{(i+1)^{n}-1})+\dot{Z}\_{c}^{OP}$$ | (7) |

**Tabla 3.** Balance exergoeconómico del ciclo combinado

|  |  |
| --- | --- |
| Componente | Balance exergoeconómico |
| Compresor | $$C\_{2}\dot{B}\_{2}+C\_{A}\dot{B}\_{A}-C\_{1}\dot{B}\_{1}=C\_{W\_{C}}\dot{W}\_{C}+Z\_{C}$$ |
| Cámara de combustión | $$C\_{3}\dot{B}\_{3}=C\_{2}\dot{B}\_{2}+C\_{C}\dot{B}\_{C}+Z\_{CC}$$ |
| Turbina a gas | $$C\_{W\_{TG}}\dot{W}\_{TG}=C\_{3}\dot{B}\_{3}+C\_{B}\dot{B}\_{B}-C\_{4}\dot{B}\_{4}+Z\_{TG}$$ |
| HRSG | $$C\_{15}\dot{B}\_{15}+C\_{27}\dot{B}\_{27}+C\_{32}\dot{B}\_{32}+C\_{33}\dot{B}\_{33}-C\_{10}\dot{B}\_{10}-C\_{13}\dot{B}\_{13}-C\_{14}\dot{B}\_{14}-C\_{35}\dot{B}\_{35}=C\_{4}\dot{B}\_{4}-C\_{5}\dot{B}\_{5}+Z\_{HRSG}$$ |
| Turbina a vapor | $$C\_{W\_{TV}}\dot{W}\_{TV}=C\_{27}\dot{B}\_{27}+C\_{32}\dot{B}\_{32}+C\_{33}\dot{B}\_{33}-C\_{11}\dot{B}\_{11}-C\_{35}\dot{B}\_{35}+Z\_{TV}$$ |
| Sistema de condensación | $$C\_{7}\dot{B}\_{7}-C\_{6}\dot{B}\_{6}=C\_{11}\dot{B}\_{11}-C\_{8}\dot{B}\_{8}+Z\_{SC}$$ |

**Tabla 4.** Costo promedio de unidad de exergía de recurso y producto

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Componente | Costo promedio recurso | Costo promedio producto |
| Compresor | $$C\_{W\_{C}}$$ | $$\frac{C\_{2}\dot{B}\_{2}+C\_{A}\dot{B}\_{A}-C\_{1}\dot{B}\_{1}}{\dot{B}\_{2}+\dot{B}\_{A}-\dot{B}\_{1}}$$ |
| Cámara de combustión | $$\frac{C\_{2}\dot{B}\_{2}+C\_{C}\dot{B}\_{C}}{\dot{B}\_{2}+\dot{B}\_{C}}$$ | $$C\_{3}$$ |
| Turbina a gas | $$\frac{C\_{3}\dot{B}\_{3}+C\_{B}\dot{B}\_{B}-C\_{4}\dot{B}\_{4}}{\dot{B}\_{3}+\dot{B}\_{B}-\dot{B}\_{4}}$$ | $$C\_{W\_{TG}}$$ |
| HRSG | $$\frac{C\_{4}\dot{B}\_{4}-C\_{5}\dot{B}\_{5}}{\dot{B}\_{4}-\dot{B}\_{5}}$$ | $$\frac{C\_{15}\dot{B}\_{15}+C\_{27}\dot{B}\_{27}+C\_{32}\dot{B}\_{32}+C\_{33}\dot{B}\_{33}-C\_{10}\dot{B}\_{10}-C\_{13}\dot{B}\_{13}-C\_{14}\dot{B}\_{14}-C\_{35}\dot{B}\_{35}}{\dot{B}\_{15}+\dot{B}\_{27}+\dot{B}\_{32}+\dot{B}\_{33}-\dot{B}\_{10}-\dot{B}\_{13}-\dot{B}\_{14}-\dot{B}\_{35}}$$ |
| Turbina a vapor | $$\frac{C\_{27}\dot{B}\_{27}+C\_{32}\dot{B}\_{32}+C\_{33}\dot{B}\_{33}-C\_{11}\dot{B}\_{11}-C\_{35}\dot{B}\_{35}}{\dot{B}\_{27}+\dot{B}\_{32}+\dot{B}\_{33}-\dot{B}\_{11}-\dot{B}\_{35}}$$ | $$C\_{W\_{TV}}$$ |
| Sistema de condensa-ción | $$\frac{C\_{11}\dot{B}\_{11}-C\_{8}\dot{B}\_{8}}{\dot{B}\_{11}-\dot{B}\_{8}}$$ | $$\frac{C\_{7}\dot{B}\_{7}-C\_{6}\dot{B}\_{6}}{\dot{B}\_{7}-\dot{B}\_{6}}$$ |



**Figura 3.** Esquema de distribución para el balance exergoeconómico

Donde *C* es el capital invertido en la central con una tasa de inversión anual *i* y vida económica de *n* años, y *top* es el tiempo de operación anual de la central.

El balance exergoeconómico por componente de la planta en estudio se muestra en la Tabla III. Los costos de operación y mantenimiento se estiman en 6% de la inversión total.

Como indicadores comparativos de las bondades exergoeconómicas de cada componente se utiliza el Costo Relativo *rk* y el Factor exergoeconómico *fk*:

|  |  |
| --- | --- |
| $$r\_{k}=\frac{C\_{P,k}-C\_{R,k}}{C\_{R,k}}$$ | (8) |
| $$f\_{k}=\frac{\dot{Z\_{k}}}{\dot{Z\_{k}}+C\_{R,k}\dot{I}\_{D,k}}$$ | (9) |

Donde *CP,k*es el costo promedio de unidad de exergía de producto, *CR,k* es el costo promedio de unidad de exergía de recurso y *ID,k*.es la irreversibilidad del componente *k*.

# Resultados

## Resultados del Análisis Exergético

El proceso de cálculo exergético y exergoeconómico de la central de ciclo combinado en estudio, operando a carga base, se realizó en primer lugar con el programa MS Excel, de forma vinculada analítica, desde la entrada de datos medidos, hasta la obtención de los ciclos termodinámicos reales turbogas y turbovapor. Luego se procedió a la simulación de la operación de la central mediante el programa GT PRO de Thermoflow, el cual es caracterizado por su especial modelado termodinámico y alimentado con supuestos basados en estándares de diseño y construcción, con la ventaja de su accesibilidad para integrarse al sistema operativo de control de la central; con ello realizar los nuevos ajustes para la mejora. De la comparación de ambos procesos de cálculo se determinó que el margen de error en la estimación de flujos másicos, entropías y entropías en cada nodo termodinámico, están entre 0 % y 4 %. Paralelamente, se elaboró un proceso de cálculo en el programa EES, con la finalidad de cruzar los márgenes de error en la estimación de las variables con los anteriores programas y, conformar una secuencia alternativa amigable de evaluación y diagnóstico energético.

De los resultados mostrados en la Tabla V, la cámara de combustión es el componente que alcanzó la mayor cantidad de exergía destruida, ello debido a las grandes pérdidas de calor por sus paredes, a los mecanismos necesarios para lograr una rápida mezcla homogénea aire/combustible y, a la reacción química real; tales mecanismos favorecedores de la combustión generan la caída de presión estática. Entonces, la mejora operativa en el proceso de combustión, expresada por una sobrevaloración de la exergía destruida, se obtiene de la comparación entre el estado diagnosticado actual y las especificaciones técnicas del fabricante.

**Tabla 5.** Irreversibilidades y rendimiento exergético del ciclo combinado

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Componente | Irreversibilidades (MW) | Rendimiento exergético (%) |
| Compresor | 19.923 | 91.165% |
| Cámara de combustión | 157.643 | 78.616% |
| Turbina a gas | 15.392 | 96.449% |
| Unidad turbogas | 192.958 | 49.946% |
| HRSG | 21.407 | 85.500% |
| Turbina a vapor | 9.902 | 91.317% |
| Aerocondensador | 7.685 | 38.866% |
| Unidad turbovapor | 38.994 | 72.757% |
| Ciclo combinado | 231.952 | 56.122% |

El componente HRSG alcanza la segunda mayor destrucción de exergía, por fuera de su condición de diseño; ello debido a factores como la diferencia de temperaturas en los intercambiadores de calor, el nivel de temperatura en que se realiza la transferencia de calor y la caída de presión de los gases entre la entrada y salida del HRSG. Para identificar estas ineficiencias termodinámicas se procede a reevaluar los perfiles de temperatura y las caídas de presión en el precalentador de condensado, economizadores, evaporadores, recalentadores y sobrecalentadores.

Referente a eficiencia exergética de los componentes del sistema, los mayores valores se presentan en la turbina de gas, turbina de vapor y compresor, situándose en los márgenes esperados; lo cual es un indicador de adecuada operación a condiciones de carga base de una central de ciclo combinado de reciente instalación.

La reducida eficiencia exergética dada en el aerocondensador, se debe al bajo nivel de enfriamiento del aire hacia el condensado del vapor, ocasionado por las excesivas pérdidas hidráulicas y volumétricas en los ventiladores axiales. Consecuentemente, se proponen mejoras para optimizar el flujo de aire, reduciendo así la potencia eléctrica requerida por los ventiladores.

## Resultados del Análisis Exergoeconómico

El mayor costo exergoeconómico se presenta en la corriente de los gases a la salida de la cámara de combustión (3.217 $/s), debido su costo de inversión y al mayor flujo exergético generado por la combustión. Luego, los otros mayores costos exergoeconómicos se dan en la turbina a gas, compresor y turbina a vapor, respectivamente.

**Tabla 1.** Distribución de Costo Exergoeconómico

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Estado | Costo exergo-económico unitario($/MJ) | Costo exergo-económico($/s) |
| 1 | 0.000000 | 0.000 |
| 2 | 0.006465 | 1.189 |
| 3 | 0.005551 | 3.217 |
| 4 | 0.005551 | 0.902 |
| 5 | 0.005551 | 0.082 |
| 6 | 0.000000 | 0.000 |
| 7 | 0.026750 | 0.131 |
| 8 | 0.007173 | 0.002 |
| 10 | 0.007173 | 0.014 |
| 11 | 0.007173 | 0.092 |
| 13 | 0.007173 | 0.009 |
| 14 | 0.007173 | 0.045 |
| 15 | 0.007173 | 0.063 |
| 27 | 0.007 | 0.045 |
| 32 | 0.007173 | 0.624 |
| 33 | 0.007173 | 0.680 |
| 35 | 0.007173 | 0.439 |
| A | 0.006465 | 0.140 |
| B | 0.000000 | 0.000 |
| C | 0.003612 | 1.998 |
| $$W\_{C}$$ | 0.005710 | 1.288 |
| $$W\_{TG}$$ | 0.005710 | 2.387 |
| $$W\_{TV}$$ | 0.008499 | 0.885 |

El menor factor exergoeconómico ocurre en la cámara de combustión con un valor de 4.17%; ello debido a la excesiva irreversibilidad, por lo que una buena alternativa sería reducir los valores de destrucción de la exergía incrementando la presión de descarga del compresor y la temperatura de precalentamiento del combustible. Otras componentes con menores factores exergoeconómicos son el compresor y el HRSG, por lo que se debe realizar cambios en los parámetros de operación con la finalidad de incrementar su eficiencia exergética.

Por otro lado, los mayores factores exergoeconómicos se dan en la turbina de vapor, turbina de gas y aerocondensador, respectivamente. Los valores altos del factor exergoeconómico incentivan a una disminución del costo de inversión, sin embargo, en el aerocondensador se puede optimizar el flujo de aire de enfriamiento y minimizar la potencia eléctrica consumida por los ventiladores axiales.

**Tabla 7.** Índices exergoeconómicos del ciclo combinado

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Componente | $$∆C\_{k}$$($/MJ) | $$r\_{k}$$ | $$f\_{k}$$ |
| Compresor | 0.00076 | 0.13223 | 26.70% |
| Cámara de combustión | 0.00123 | 0.28386 | 4.17% |
| Turbina a gas | 0.00037 | 0.06874 | 46.44% |
| HRSG | 0.00162 | 0.29210 | 41.94% |
| Turbina a vapor | 0.00133 | 0.18489 | 48.57% |
| Sistema de condensación | 0.01958 | 2.72931 | 42.37% |

# Conclusiones

Elaborado el balance exergético y exergoeconómico en Ms Excel, se compara y valida los resultados con la simulación realizada en el programa GT PRO. Se obtuvieron los flujos exergéticos y los balances como recurso, producto e irreversibilidades; se estimaron los costos exergéticos y exergoeconómicos unitarios y en valor. Se desarrolló un código informático en el programa EES para cuantificar las irreversibilidades, eficiencias exergéticas, costos exergoeconómicos de los recursos y productos para cada subsistema, diferencia de costos, costos relativos y factores exergoeconómicos. Con ello se ha logrado estructurar un procedimiento de cálculo integrado exergético y exergoeconómico comparativo, utilizando los programas MS Excel, GT PRO y EES, base de aporte metodológico comparativo tanto para la central en estudio como para otras similares.

La mayor destrucción de exergía ocurre en la cámara de combustión cuya pérdida representa el 67.96% de las irreversibilidades del ciclo combinado y tiene una eficiencia exergética del 78.62%. Luego, se tiene el HRSG con una irreversibilidad del 9.23% y eficiencia exergética del 85.50%, seguido del compresor con una irreversibilidad del 8.59% y eficiencia exergética del 91.16%. Con lo que se concluye de manera cuantitativa directa el importante rol que desempeñan las condiciones ambientales para convertir tanto el calor producido en la cámara de combustión como el aprovechado en el HRSG, para así maximizar la eficiencia de la central de ciclo combinado.

El mayor costo exergoeconómico se da en el flujo de gases a la salida de la cámara combustión. El menor factor exergoeconómico ocurre en la cámara de combustión con un valor de 4.17%. Ello indica que el costo de inversión en la cámara de combustión es relativamente bajo en relación con el costo por destrucción de exergía, lo que orienta a evaluar la mejora de su rendimiento considerando el estado de arte actual en la tecnología de combustión, cuando se trata de conformar un arreglo de ciclo combinado.

El mayor costo exergético unitario y costo exergoeconómico unitario se encuentra en el flujo de aire a la salida del aerocondensador; asimismo, la irreversibilidad del aerocondensador es 3.31% y su rendimiento exergético es 38.87%. Estos indicadores muestran de manera directa la baja capacidad energética y económica en el flujo de enfriamiento del aire hacia el proceso de condensado del vapor, dejando así en evidencia las mejoras que se pueden practicar para optimizar el flujo de aire de enfriamiento, optimizando así la potencia eléctrica consumida por los ventiladores axiales.

# Referencias

[1] Kotas, T. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.* England: Anchor Brendon Limited of Tiptree, Essex.

[2] Ameri M, Ahmadi P, Khanmohammadi S. Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant. International Journal of Energy Research 2008; 32:175–183.

[3] Ameri M, Ahmadi P, Khanmohamadi S. Exergy analysis of supplementary firing effects on the heat recovery steam generator. Proceedings of the 15th International Conference on Mechanical Engineering, Paper No. 2053, Tehran, Iran, 2007.

[4] Cihan A, Hachafzoglu O, Kahveci K. Energy–exergy analysis and modernization suggestions for a combinedcycle power plant. International Journal of Energy Research 2006; 30:115–126.

[5] Kopac M, Hilalci A. Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagz power plant in Turkey. Applied Thermal Engineering 2007; 27:1377–1385.

[6] Blumberg, T., & al, e. (2017). *Comparative exergoeconomic evaluation of the latest generation of combined cycle power plants.* Elsevier.

[7] Exergoeconomic analysis of a biomass post-firing combined-cycle power plant

[8] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Energy design and optimization. New York: Wiley; 1996.

[9] Ersayin, E., & Ozgener, L. (2014). *Performance analysis of combined cycle power plants: A case study.* Elsevier.

[10] Patiño, H., & Rosero, B. (2016). *Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado.* Universidad Tecnológica de Pereira. Obtenido de http://oa.upm.es/1134/

[11] Mishra, S., & al, e. (2016). *Thermodynamic performance investigation of gas/steam combined cycle based on exergy analysis.* International conference on recent innovations in sciences, management education and technology.

[12] Pattanayak, L., & al, e. (2017). *Combined cycle power plant performance evaluation using exergy and energy analysis.* American Institute of Chemical Engineers.

[13] COES SINAC. (2020). *Informe de la operación anual del SEIN 2019. Lima, Perú.*

[14] OSINERGMIN. (2019). *Procedimiento para la fijación de precios en barra periodo mayo 2019 - abril 2020.* Lima, Perú.

[15] D.S. N°064-2005-EM. (s.f.). Reglamento de Cogeneración. Lima, Perú.

[16] Procedimiento Técnico N° 31, C. (2016). Cálculo de los Costos Variables de las Unidades de Generación. Lima: COES SINAC. Obtenido de [www.coes.org.pe](http://www.coes.org.pe)

[17] Procedimiento Técnico N° 25, C. (2017). Determinación de los factores de indisponibilidad, presencia e incentivos a la disponibilidad de las centrales y unidades de generación. Lima: COES SINAC.

[18] Procedimiento Técnico N° 26, C. (2012). Cálculo de la potencia firme. Lima: COES SINAC.

[19] Nuñez, O. (2016). Análisis exergético de una central eléctrica de cogeneración.

[20] Rashidi, M. e. (2014). Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters.

[21] Tsatsaronis, G. (2007). Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics.

[22] COES. (15 de Octubre de 2018). Informe del EPEyR TERMOCHILCA 2018. Obtenido de Página web del COES.