

## CAPÍTULO 5

### DISCUSIÓN

Los resultados del análisis exergético de la central termoeléctrica estudiada resumidos en las tablas 4.1 y 4.2 del capítulo anterior se presentan convenientemente en diagramas en este capítulo. El capítulo se estructura en tres secciones. En la primera sección, se muestra la distribución de la exergía de entrada a través del ciclo para el modelo de diseño; así mismo, se muestra la distribución de la energía. En la segunda sección, se presenta la magnitud de la destrucción de exergía en cada componente principal y se hacen observaciones respecto a la naturaleza de las irreversibilidades. Finalmente, en la tercera sección, se hacen observaciones acerca de las diferencias en la eficiencia exergética del ciclo y de cada componente entre el modelo de diseño y el modelo de operación.

#### 5.1 Distribución de la exergía de entrada a través del ciclo (para el modelo de diseño)

La forma como la exergía de entrada al sistema se distribuye a través del ciclo se muestra esquemáticamente en el diagrama de Grassmann (figura 5.1) y en el diagrama de pai (figura 5.3). El diagrama de Grassmann se construyó a partir de los valores de la exergía del aire y del combustible a la entrada de la caldera, el trabajo generado por la turbina y el suministrado a las bombas, la destrucción y la pérdida de exergía en cada componente y los cambios en la exergía del fluido de trabajo al atravesar cada componente. En éste diagrama no se muestran el flujo exergético del trabajo utilizado por la bomba 1, así como los flujos exergéticos de las siguientes corrientes debido a su

insignificancia (nomenclatura de la tabla A2.1): 11.1, 52.2, 54.2, 52.3, 54.4, 56.2, 62, 63, 65 y 66. El diagrama de pai de la figura 5.3 se construyó a partir de los valores de destrucción de exergía, la pérdida de exergía y el trabajo generado en cada componente, divididos entre la exergía total de entrada al sistema.

La figura 5.2 muestra un diagrama de los flujos energéticos (llamado de Sankey) durante el proceso. Para su construcción se tomaron los valores de la energía de entrada, los cambios en el valor de la energía a través de cada componente y la energía de salida del sistema en forma de trabajo o de calor. Paralelamente, en la figura 5.4 se muestra un diagrama de pai en el cual se muestra la distribución de la energía de entrada a través del ciclo.

A partir de una cuidadosa observación de los diagramas de Grassmann, de Sankey y los de pai (figuras 5.1, 5.2, y 5.3 y 5.4, respectivamente) se hacen las siguientes observaciones:

- 32% de la exergía de entrada sale del sistema en forma de energía mecánica. La proporción entre el trabajo generado y la energía de entrada así como la proporción entre el trabajo generado y la exergía de entrada son iguales en magnitud. Esta proporción corresponde a las eficiencias térmica y exergética. Esto no resulta sorprendente cuando se nota que tanto la energía de entrada como el trabajo son ambas formas de energía de alta calidad, las cuales, por lo tanto, poseen un máximo contenido de exergía.
- En el tren de calentadores se destruye muy poca exergía (1 % de la exergía total de entrada): casi toda la que sale de las expansiones vuelve a entrar a la caldera. Se ve que el tren de calentadores no implica mayores pérdidas exergéticas al ciclo. Por otro lado, como se explicó en la primera sección de

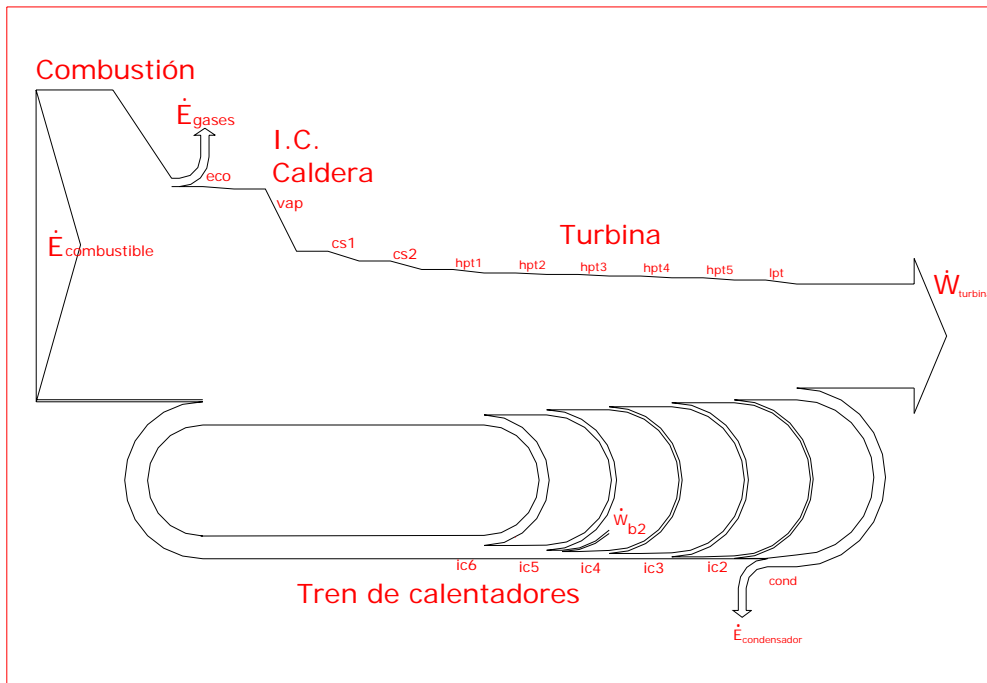


Figura 5.1. diagrama de Grassmann para el modelo de diseño (datos propios).

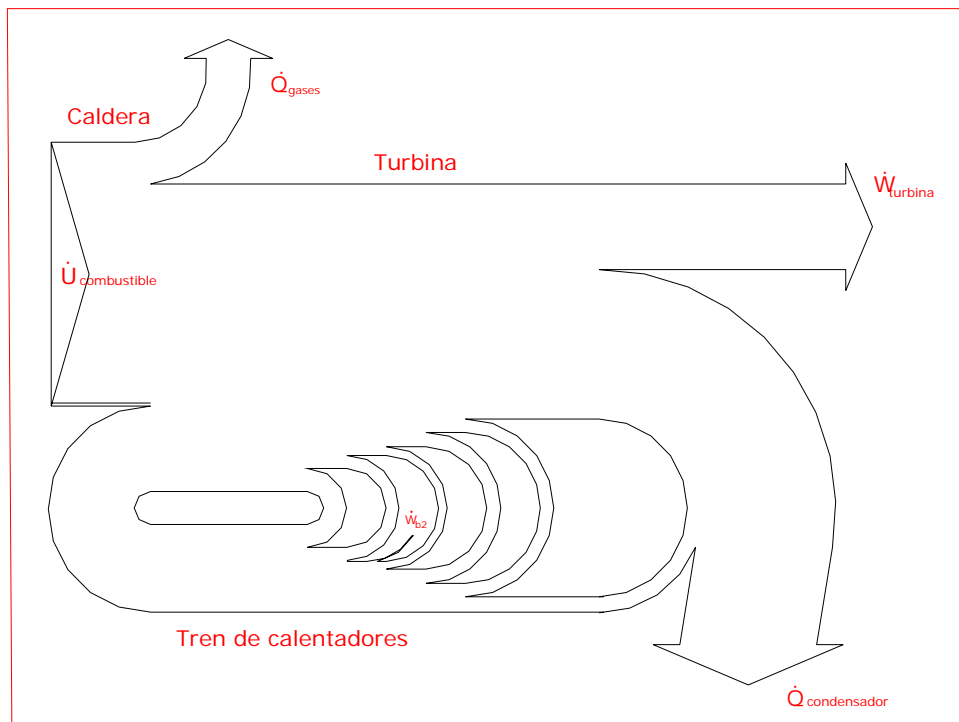


Figura 5.2. diagrama de Sankey para el modelo de diseño (datos propios).

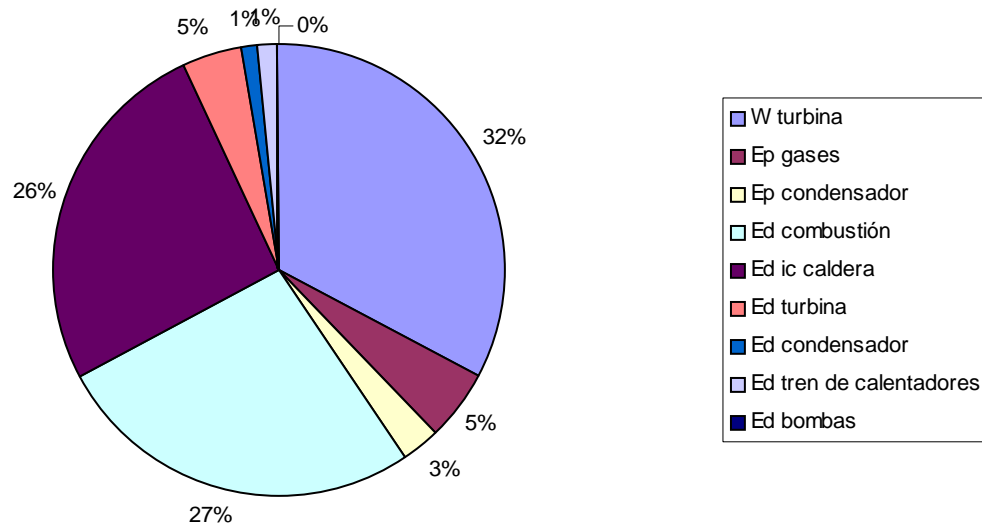


figura 5.3. Distribución de la exergía de entrada a través del ciclo, el modelo de diseño (datos propios).

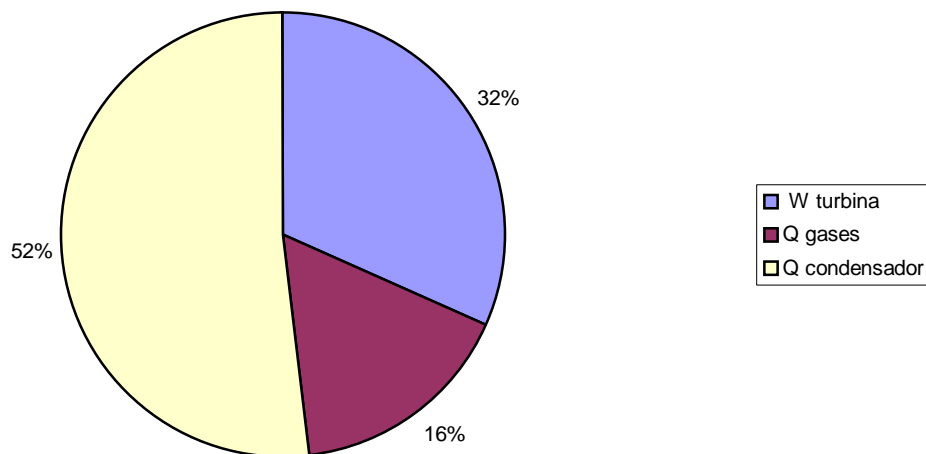


figura 5.4. Distribución de la energía de entrada a través del ciclo, modelo de diseño (datos propios).

capítulo tres, la regeneración contribuye significativamente al incremento de la eficiencia (térmica –y exergética) del ciclo. En ausencia de un tren de calentadores, la menor eficiencia del ciclo se reflejaría en un diagrama de Grassmann como una mayor destrucción de la exergía en algunos de los componentes, junto con una disminución en el trabajo generado. Por otro lado, en un diagrama de Sankey, una menor eficiencia se reflejaría como una proporción menor de trabajo generado junto con una proporción mayor de calor transferido al ambiente.

- La exergía que se destruye en el condensador es pequeña en magnitud (1% de la exergía total de entrada). Así mismo, la exergía que se pierde en este componente es relativamente pequeña también. La energía que se pierde, por otro lado, es grande en magnitud, 52 % de la energía original del combustible, pero es limitada en utilidad, debido a su temperatura cercana a la ambiental
- La mayor destrucción de exergía ocurre durante la combustión (27% de la exergía total de entrada). La destrucción de exergía debido a la combustión, aunque grande en magnitud, es intrínseca al proceso de combustión y por lo tanto inevitable.
- La siguiente mayor causa de destrucción de exergía en el sistema es el intercambio de calor entre los gases de combustión y el fluido de trabajo en la caldera (36% de la exergía total de entrada); en específico, en la sección donde se vaporiza el agua de alimentación. En esta sección, la energía de los gases de combustión se encuentra a una temperatura de 1708.8°C, mientras que el agua de alimentación se alcanza a calentar hasta una temperatura de 306.5°C. Considerando que el intercambio de calor a través de una diferencia de temperatura finita –y la diferencia de temperatura en esta sección definitivamente

no es infinitesimal- contribuye fuertemente a la presencia de irreversibilidades durante los procesos de intercambio de calor, no resulta tan sorprendente la magnitud de la destrucción de exergía durante la vaporización. La destrucción de exergía en el economizador es relativamente pequeña, mientras que en las secciones del sobrecalentador no es despreciable.

- La exergía que se pierde junto con los gases de combustión que se ventilan a la atmósfera (5% de la exergía total de entrada) es mayor en magnitud a la exergía que se pierde en el condensador. La cantidad de energía es mucho menor, pero su calidad es mayor debido a su temperatura elevada. Es interesante mencionar que la exergía de los gases de combustión que se ventilan a la atmósfera no es despreciable. Como proponen los investigadores Marc A. Rosen, Minh N. Le y Ibrahim Dincer en su artículo titulado "Thermodynamic Assessment of an Integrated System for Cogeneration and District Heating and Cooling" [11], el aprovechamiento de esta energía para usos urbanos los cuales requieren de energía de baja calidad (agua caliente, calentar el ambiente) podría representar un ahorro significativo de los recursos de alta calidad (electricidad, gas) que generalmente se destinan a cubrir estas necesidades.
- En cada expansión de la turbina la destrucción de exergía es relativamente pequeña. La destrucción de exergía en la turbina en su totalidad, sin embargo, no es del todo despreciable ya que representa un 8% de la destrucción de exergía en todo el sistema y un 5% de la la exergía de entrada en forma de combustible.
- La destrucción de exergía en las bombas es insignificante comparada con la destrucción de exergía en casi cualquier otro componente.

## 5.2 Localización, magnitud y naturaleza de las principales irreversibilidades presentes en el ciclo.

En la figura 5.5 se muestra la fracción de exergía destruida en cada componente respecto a la exergía destruida en el sistema en su totalidad durante el proceso.

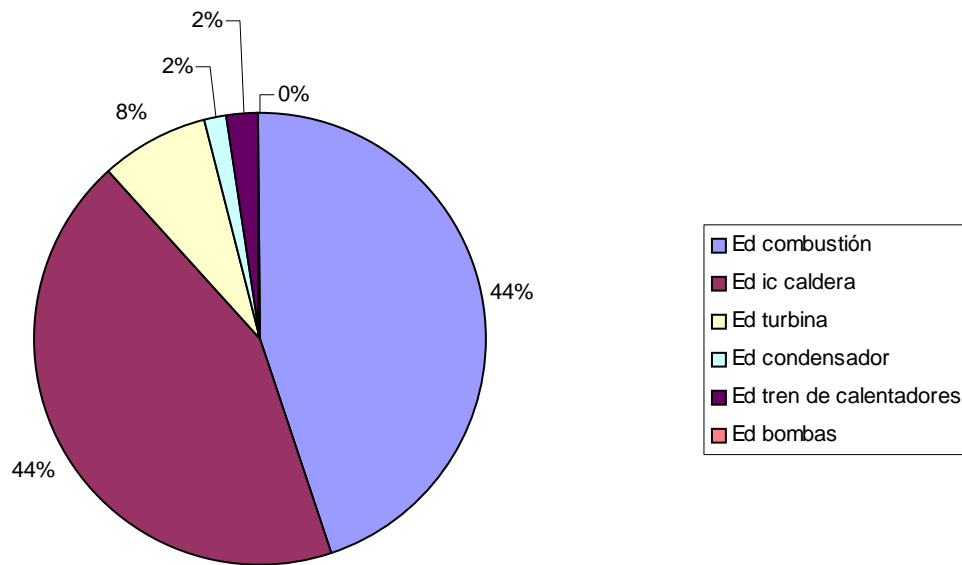


Figura 5.5. Radio de destrucción de exergía  $Ed_j/Ed_{total}$  de los principales componentes, modelo de diseño (datos propios).

La contribución de la caldera a la destrucción de exergía en el sistema sobrepasa por mucho a las de los demás componentes. La destrucción de exergía durante la combustión es inherente a este proceso y por lo tanto es inevitable. Adicionalmente, la reducción en la destrucción de exergía que ocurre en determinados procesos, aunque viable en principio, generalmente está acotada por limitaciones tecnológicas o económicas. En el caso de un intercambiador de calor operando entre determinadas

temperaturas, erradicar las irreversibilidades requeriría de un área de transferencia de energía infinitamente grande o de un tiempo de transferencia así mismo infinitamente grande a fin de aproximar un proceso reversible. Esto, aunque termodinámicamente conveniente, resulta inviable en la práctica. El óptimo tanto termodinámico como económico requiere de un estudio termoeconómico. Un estudio termoeconómico es fundamental en la orientación de la toma de decisiones, sin embargo, se encuentra más allá del alcance del presente trabajo de investigación.

Un diagrama como el de la figura 5.5 debe estudiarse con cuidado, ya que puede resultar un tanto engañoso. Conociéndose la proporción de la destrucción inevitable de exergía en cada componente, puede construirse un diagrama similar al de la figura 5.5 en el cual se muestre la destrucción de exergía evitable en cada componente respecto de la destrucción de exergía evitable total del sistema. En dicho diagrama, la proporción correspondiente a la combustión, por ejemplo, sería pequeña en magnitud. De este modo se tiene una representación más real de los sitios donde es más conveniente dirigir los esfuerzos de mejoramiento del sistema.

En este sentido, se muestra en la tabla 5.1 un resumen cualitativo de la contribución de cada componente a la destrucción y pérdida de exergía del sistema, así como de la causa de las irreversibilidades y su relevancia al sistema. La construcción de esta tabla estuvo basada en la observación de los diagramas de las figuras 5.1 y 5.3 por un lado, y en una consulta bibliográfica por otro [3], [4], [5], [7], [20], [21].



Localización de la pérdida de exergía	Tipo de pérdida	Relevancia de la pérdida para el sistema	Causa	Método de reducción de la pérdida
Caldera	Dstrucción de exergía debido a la combustión	Importante	Conversión de energía química a térmica	Prácticamente no se puede reducir: es inherente al proceso. Mantener el óptimo del ratio de aire/combustible
Caldera	Pérdida de exergía debido a ventilación de los gases de combustión a la atmósfera	Significativa	Transferencia de calor al ambiente	Reducir la T de la energía liberada; utilizar el calor para fines industriales o domésticos
Caldera	Dstrucción de exergía debido a la transferencia de calor de los gases al vapor	Importante	Transferencia de energía a través de una diferencia de T finita; fricción	Incrementar la T de entrada del agua de alimentación; minimizar la diferencia de T; mejorar la transferencia de calor
Turbina	Dstrucción de exergía por fricción	Pequeña	Fricción	Mejorar el diseño del componente y darle buen mantenimiento

Turbina	Dstrucción de exergía debido a turbulencia	Significativa	Turbulencia,	Mejorar el diseño de los pasajes del fluido
Tren de calentadores	Dstrucción de exergía por intercambio de calor	Pequeña	Transferencia de energía a través de diferencia de T finita; fricción	Mejorar la transferencia de calor
Condensador	Pérdida de exergía debido a la transferencia de calor al ambiente	Relativamente pequeña	Transferencia de calor al ambiente	Reducir la T de la energía liberada; utilizar el calor para fines industriales o domésticos
Condensador	Dstrucción de exergía debido al intercambio de calor	Pequeña	Transferencia de energía a través de diferencia de T finita; fricción	Mejorar la transferencia de calor
Bombas	Dstrucción de exergía por ineficiencia de la bomba	Insignificante	Fricción, turbulencia del fluido	Mejorar diseño del componente

Tabla 5.1. localización, magnitud y causa de las irreversibilidades presentes en el sistema.

5.3 Comparación de las eficiencias exergéticas, de la pérdida y de la destrucción de exergía en el ciclo y en los componentes entre el modelo de diseño y el modelo de operación.

En las figuras 5.6 y 5.7 se muestran la distribución de la exergía total de entrada a través del ciclo y la distribución de la energía de entrada, respectivamente, para el modelo de operación. Así mismo, en la figura 5.8 se muestra una comparación de las eficiencias exergéticas por componente entre el modelo de diseño y el modelo de operación.

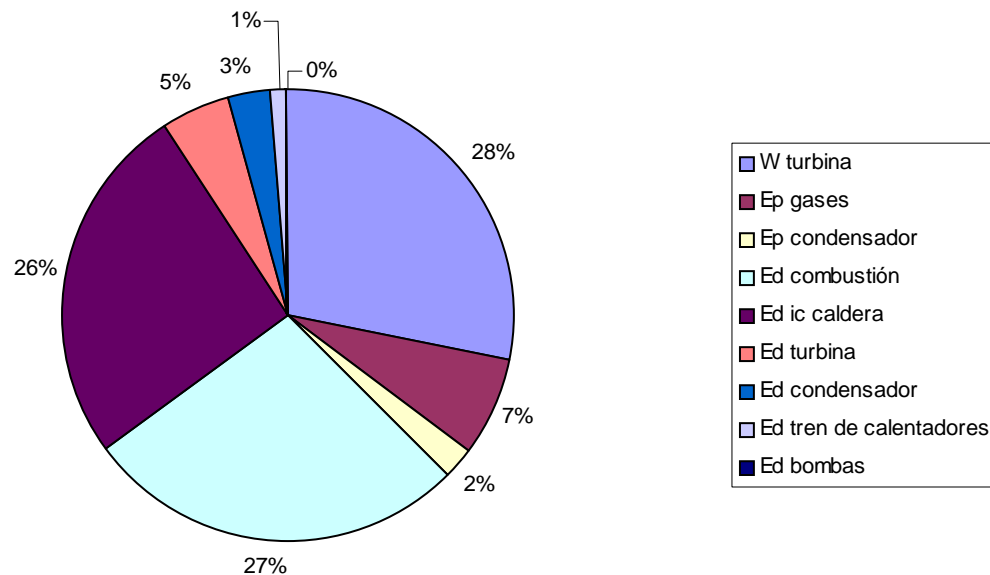


Figura 5.6. Distribución de la exergía total de entrada a través del proceso, modelo de operación (datos propios).

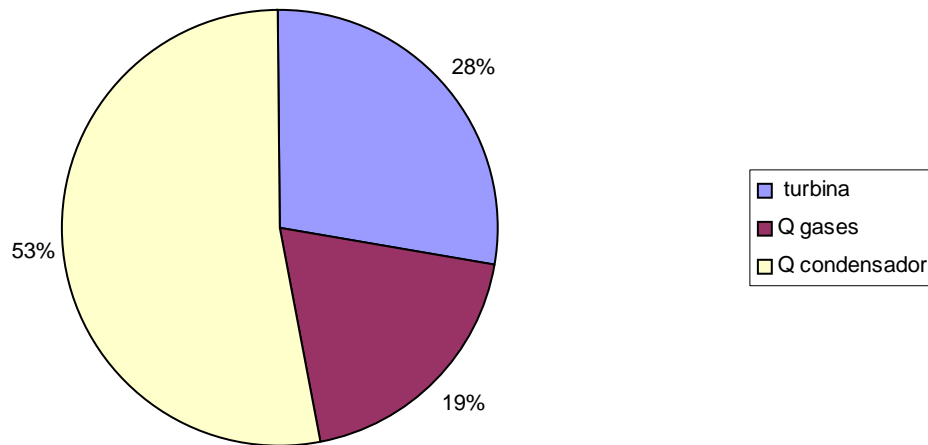


Figura 5.7. Distribución de la energía total de entrada a través del proceso, modelo de operación (datos propios).

A partir de una observación de las figuras 5.3, 5.4, 5.6, 5.7 y 5.8, así como de los valores de las propiedades termodinámicas de ambos modelos, se hacen las siguientes observaciones:

- La eficiencia exergética del ciclo es mayor para el modelo de diseño (32.46%) que para el de operación (27.65%). Esto no sorprende ya que es de esperarse que un sistema presente un mejor funcionamiento cuando es nuevo que cuando tiene varios años operando. Originalmente, los parámetros de operación se determinan buscándose el máximo de eficiencia térmica para determinado diseño dentro de las limitaciones físicas del sistema. Por lo tanto, una variación en los parámetros difícilmente contribuirá a incrementar la eficiencia, mientras que un desgaste físico del sistema contribuye a disminuirla.

- La eficiencia exergética durante el proceso de combustión es mayor para el modelo de diseño que para el de operación. Esto era de esperarse que así fuera por razones similares a las del punto anterior: la destrucción de exergía es inherente al proceso de combustión, por lo tanto, sería difícil que la eficiencia exergética se incrementara de algún modo. Por otro lado, la menor eficiencia exergética para el modelo de operación podría deberse en parte a que en la práctica se utilizara un ratio de aire/combustible que no fuera el óptimo.
- Comparando la magnitud de la destrucción de exergía en el condensador para ambos modelos (Figuras 5.3 y 5.6), llama la atención el hecho de que ésta sea más de tres veces mayor para el modelo de operación que para el de diseño. La eficiencia del ciclo aumenta conforme la presión del condensador disminuye, por lo tanto, desde el punto de vista termodinámico, es muy importante mantener la presión de entrada al condensador lo más baja posible [7]. En las tablas A2.1 y A2.2 se aprecia una marcada diferencia en las presiones de entrada al condensador entre ambos modelos (0.106 bar para diseño y 0.2076 bar para operación.) La presión más alta a la entrada del condensador para el modelo de operación definitivamente contribuye a disminuir la eficiencia del proceso. Por otro lado, en qué medida esto contribuye a una mayor destrucción de exergía en este componente es una pregunta cuya respuesta está más allá del alcance de esta tesis.
- Comparando los diagramas de las figuras 5.3 y 5.6, se observa una pérdida de exergía marcadamente mayor junto con los gases de combustión que se ventilan a la atmósfera para el modelo de operación que para el de diseño. La cantidad de energía que se pierde al ambiente (figuras 5.4 y 5.7) es mayor para operación (19%) que para diseño (16%). Adicionalmente, la temperatura de los gases es asimismo mayor para operación (197.6°C) que para diseño (178.8°C), de modo

que la energía que se pierde, además de ser mayor en cantidad, es de mayor calidad.

- Las eficiencias exergéticas de cada componente no son necesariamente mayores para el modelo de diseño que para el de operación. Éstas son mayores para diseño que para operación en los siguientes componentes:
  - Turbina en su conjunto
  - 1ª, 2ª y 4ª expansiones de la turbina
  - economizador y sección CS1 del sobrecalentador
  - bomba 1
  - intercambiadores de calor números 5 y 3 del tren de calentadores

Por otro lado, las eficiencias exergéticas son mayores para el modelo de operación que para el de diseño en los siguientes componentes:

- 3ª, 5ª y 6ª expansiones de la turbina
  - sección de vaporización y sección CS2 del sobrecalentador
  - bomba 2
  - intercambiadores de calor números 6, 4 y 2 del tren de calentadores
- Observando la figura 5.8, llama la atención la diferencia en la eficiencia exergética de la HPT2 entre diseño y operación. En las tablas A2.1 y A2.2 no se observan grandes diferencias en los valores de presión y temperatura de entrada y salida entre ambos modelos. Por lo tanto, dentro de los alcances de esta tesis, no es posible determinar el origen de esta diferencia en funcionamiento.
  - La eficiencia exergética marcadamente mayor para operación que para diseño en la sección CS2 de los intercambiadores de calor de la caldera no resulta sorprendente cuando se observa –a partir de los datos mostrados en las tablas A2.1 y A2.2,- que la diferencia de temperatura entre la corrientes que intercambian calor es significativamente mayor para el modelo de diseño (rango de 556.3-

695.6°C) que para el de operación (rango de 413.5-511.3°C) y se recuerda que entre mayor sea la diferencia de temperatura del intercambio de calor entre las corrientes caliente y fría en un intercambiador de calor, menor es la eficiencia exergética del componente.

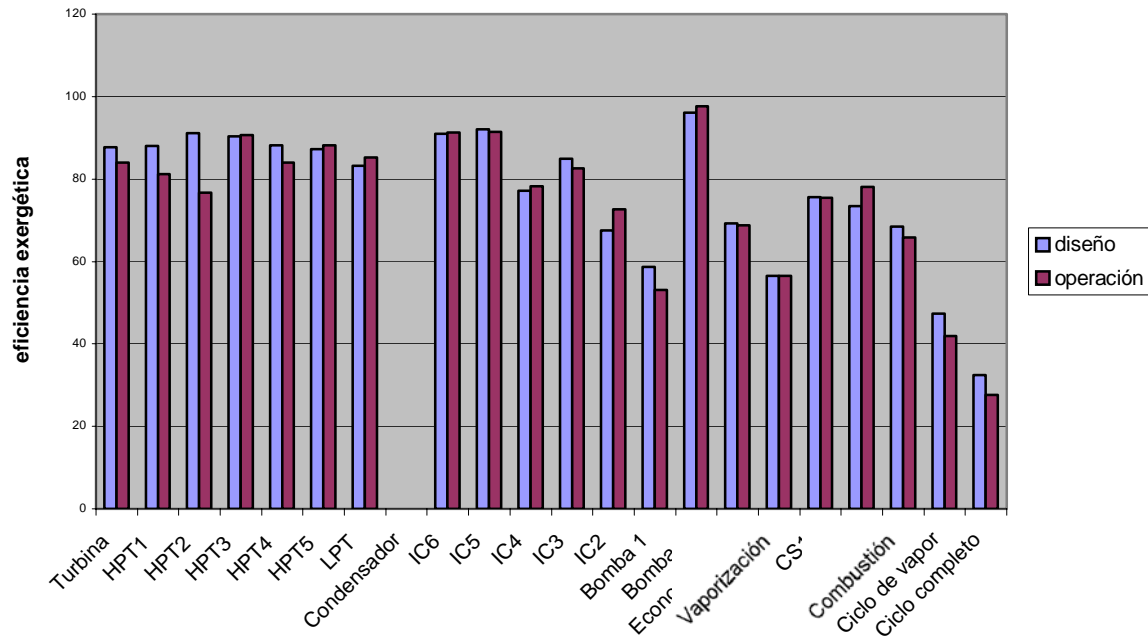


Figura 5.8. Eficiencias exergéticas por componente para el modelo de diseño y el modelo de operación (datos propios).