

## Rendimiento de una central termoelectrica de ciclo combinado basado en su modelo energético

Desempenho de uma usina termelétrica de ciclo combinado com base em seu modelo energético

Performance evaluation of a combined cycle thermoelectric plant based on its energy model

**Carlos Barrera-Singaña**

[cbarrera@ups.edu.ec](mailto:cbarrera@ups.edu.ec)

Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

<https://orcid.org/0000-0003-1478-0952>

**Paola Reinoso**

[preinosoc1@est.ups.edu.ec](mailto:preinosoc1@est.ups.edu.ec)

Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

**Pablo Tamayo**

[ptamayos@est.ups.edu.ec](mailto:ptamayos@est.ups.edu.ec)

Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

**Manuel Darío Jaramillo Monge**

[mjaramillo@ups.edu.ec](mailto:mjaramillo@ups.edu.ec)

Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

<https://orcid.org/0000-0002-1714-222X>

### RESUMEN

El presente documento da a conocer un modelo energético de una central termoelectrica de ciclo combinado y que está basado en el cálculo de propiedades sus termodinámicas y con énfasis en un análisis desde el punto de vista de la Ingeniería Eléctrica, es decir, sin representar a detalle sus procesos mecánicos. Se realiza la formulación teórica de los ciclos de gas y de vapor respectivamente, presentando un caso de estudio donde se determinan los rendimientos de cada ciclo por separado y del ciclo combinado, encontrándose que el tener una central térmica de ciclo combinado desde el punto de vista de aprovechamiento de recursos tiene un mejor rendimiento. Para calcular las propiedades termodinámicas de los ciclos se emplea el software EES, el cual dispone de una amplia librería con propiedades de varias sustancias, siendo el aire como gas ideal y el agua aquellas empleadas en el caso propuesto. Con el propósito de estudiar las características de rendimiento del ciclo, se lleva a cabo un análisis paramétrico, del cual se obtienen gráficas ilustrativas y de tendencias que evidencian las acciones que pueden llevarse a cabo para mejorar el rendimiento del ciclo combinado.

**Palabras clave / Descriptores:** Ciclo combinado. Rendimiento. Central termoelectrica. Ciclo Brayton. Ciclo Rankine. EES.

### RESUMO

Este documento divulga um modelo energético de uma usina termelétrica de ciclo combinado e que se baseia no cálculo de suas propriedades termodinâmicas e com ênfase em uma análise do ponto de vista da Engenharia Elétrica, ou seja, sem representar detalhadamente seus processos mecânicos. A formulação teórica dos ciclos a gás e a vapor é realizada, respectivamente, apresentando um estudo de caso onde os rendimentos de cada ciclo são determinados separadamente e do ciclo combinado, constatando que ter uma usina termelétrica de ciclo combinado do ponto de vista da utilização dos recursos tem melhor desempenho. Para calcular as propriedades termodinâmicas dos ciclos, é utilizado o software EES, que possui uma extensa biblioteca com propriedades de diversas substâncias, sendo o ar o gás ideal e a água os utilizados no caso proposto. Para estudar as características de desempenho do ciclo, é realizada uma análise paramétrica, da qual são obtidos gráficos ilustrativos e tendências que mostram as ações que podem ser realizadas para melhorar o desempenho do ciclo combinado.

**Palavras-chave / Descritores:** Ciclo combinado. Desempenho. Usina Termelétrica. Ciclo Brayton. Ciclo Rankine. EES.

### ABSTRACT

This document deals with an energy model of a combined cycle power plant based on the evaluation of its thermodynamic properties and with emphasis on an analysis from the point of view of Electrical Engineering, that is, without representing in detail its mechanical processes. A theoretical formulation of gas and steam cycles are performed, presenting a study case where not only the efficiency of each cycle is determined, but also the combination of both gas and steam cycles are analyzed. As a result, combined cycle power plant has a better performance than regular power plants. EES software is used to calculate the thermodynamic properties of thermal cycles, which has an extensive library with properties of several substances. Air as ideal gas and water are used in the present project to determine the overall cycle performance, where parametric analysis is carried out to obtain illustrative graphs and trends, which are the basis to take corrective actions to improve the performance of the combined cycle.

**Keywords:** Combined cycle. Efficiency. Thermoelectric power plant. Brayton cycle. Rankine cycle. EES.

## 1. INTRODUCCIÓN

Un Sistema Eléctrico de Potencia (SEP) está constituido en su etapa de generación de energía eléctrica en parte por centrales termoeléctricas o llamadas simplemente térmicas. Estas plantas generadoras son de varios tipos dependiendo del combustible que usen (p. ej. Carbón), las mismas que están caracterizadas por un ciclo termodinámico (p. ej. Ciclo Rankine). Del relativo bajo rendimiento de las centrales termoeléctricas surge la posibilidad de combinar en cascada dos de estas; cada una con un ciclo termodinámico distinto, aspecto que permite obtener un rendimiento total superior a los rendimientos individuales de cada ciclo (Moran et al., 2014), además de considerar las nuevas tendencias en cuanto a reducir emisiones a la atmósfera o capturar las emisiones para usarlas dentro de otros procesos (Malekli et al., 2022).

Sin embargo, es muy cotidiano y clásico encontrar centrales termoeléctricas que funcionan a través de la quema de combustibles fósiles (Annisa et al., 2019). Estas centrales térmicas liberan a la atmósfera dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), además de otros contaminantes dependiendo el combustible empleado y del tipo de combustión desarrollada, teniendo a estos gases como responsables del calentamiento global (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006).

La idea de un ciclo combinado es precisamente utilizar la energía remanente de una central de generación a gas, para así calentar agua y producir vapor a alta presión utilizable por una turbina a vapor, lo que hace que este tipo de centrales posean una relativamente alta eficiencia; y, a su vez sean algo más amigables con el medio ambiente comparándose con una central de vapor o gas de manera separada (Şaziye, 2017; Sepúlveda, 2011). El costo de operación de este tipo de plantas generadoras es alto, pero sin embargo, no pueden ser reemplazadas de forma sencilla porque estas se pueden instalar en cualquier lugar, sin importar que el recurso energético primario esté cerca (Gómez-Ríos et al., 2019).

Además, otras de sus ventajas son: el costo de inversión por MW de generación, menor tiempo de construcción y menores requerimientos de refrigeración respecto a una central termoeléctrica convencional de igual potencia. En Ecuador un ejemplo de central de ciclo combinado es la termoeléctrica Machala, cuyo objetivo es poder abastecer con 187 MW a la demanda del sistema nacional ecuatoriano, además de colaborar en sostener voltajes adecuados en su zona de influencia eléctrica directa. Aunque una de sus limitaciones es la temperatura, pues esta interfiere en el comportamiento del ciclo, ya que la humedad relativa afecta el funcionamiento de la torre de refrigeración y por tanto al ciclo de vapor, disminuyendo su eficiencia y rentabilidad; no obstante, las ventajas superan a los inconvenientes que esta pudiera tener (Nieto Usón, 2015).

El claro conocimiento del comportamiento eléctrico o energético de una central de generación puede dar paso a que realicen aplicaciones o estudios más complejos, por ejemplo es posible parametrizar el modelo de control de la central usando técnicas de optimización (Gao et al., 2010). Se puede extender el modelo de la central de generación ante fenómenos de cambios de frecuencia como se propone en (Poliakova et al., 2019), o simplemente mejorar la respuesta eléctrica ante huecos de voltaje como se señala en (Poliakova et al., 2019).

Es entonces que el objetivo de este trabajo es estudiar el comportamiento de la eficiencia o rendimiento cuando estos dos ciclos se combinan, mediante un análisis paramétrico sobre ciertos parámetros del ciclo combinado, y así contar con el fundamento técnico para proponer soluciones reales que hagan más favorable desde el punto de vista de rendimiento la operación de una central de ciclo combinado (Blanco & Peña, 2011). Para este propósito se emplea el Software EES, tomando como base el modelo energético de los ciclos de gas y vapor, los cuales se basan en el cálculo de propiedades termodinámicas intensivas en estado estacionario, para así poder lograr aplicaciones una mejora en la operación de la planta termoeléctrica empleando por ejemplo técnicas de optimización (Reshaeel et al., 2022; Zhu et al., 2022).

En la sección 2 de este documento se presenta el fundamento teórico y se dan las principales suposiciones del modelo. En la sección 3 se realiza el modelo de la central de ciclo combinado. En

la sección 4 se discute y analizan los resultados, donde se incluye un análisis variacional sobre ciertos parámetros del modelo. Y finalmente, en la sección 5, se presentan las conclusiones del trabajo.

## 2 FUNDAMENTO TEÓRICO

La producción de energía eléctrica de manera clásica es enfocada a la transformación energética de un recurso primario, el cual puede ser de origen renovable como el agua o no renovable como el carbón, gas natural u otros combustibles de origen fósil.

En las centrales termoeléctricas se utilizan diferentes máquinas motrices de vapor o gas, según sea el combustible a disposición. El vapor necesario para la central, se produce en las calderas donde dentro de las mismas se encuentra agua a altas temperaturas y presiones, y el vapor se conduce por medio de tuberías adecuadas a los niveles de presión propios hacia las turbinas (Kaewprapha et al., 2022).

En caso de que las turbinas sean accionadas por gas provenientes de la combustión del gas natural, como es el petróleo, aceite, entre otros, son llamadas turbinas a gas, donde el combustor o cámara de combustión se encarga de preparar al gas previo a su entrada a la turbina, dotándolo de mayor contenido energético al elevar su temperatura (Hossain et al., 2014; Moran et al., 2014).

### 2.1 Centrales de Ciclo Combinado

Las centrales termoeléctricas de ciclo combinado acoplan una central termoeléctrica a gas y una central termoeléctrica a vapor por medio de un intercambiador de calor. Los ciclos termodinámicos de la turbina de gas y de vapor son los ciclos Brayton, y Rankine respectivamente.

La unión termodinámica de estos ciclos conduce generalmente a la obtención de un rendimiento global superior a los rendimientos de los ciclos termodinámicos individuales que lo componen. La justificación combinar estos dos reside en que, desde un punto de vista tecnológico, resulta difícil conseguir un único ciclo termodinámico que trabaje entre las temperaturas medias de los focos calientes y fríos usuales. Es por ello que, como solución, se acude al acoplamiento de dos ciclos: uno especializado en la producción de trabajo con alta eficiencia en rangos altos de temperaturas de trabajo (Brayton) y otro para temperaturas medias-bajas (Rankine) (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006).

### 2.2 Balance de energía en sistemas termodinámicos

Las ecuaciones de este balance de energía son obtenidas a partir de la aplicación de la primera ley de la termodinámica en sistemas abiertos (volumen de control), cuya ecuación general representa la variación de la energía en un sistema en el cual la masa atraviesa su frontera (Moran et al., 2014).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_e \left[ h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right] - \dot{m}_s \left[ h_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right] \quad (1)$$

Dónde  $\dot{Q}_{VC}$  es la tasa de calor transferida en un volumen de control,  $\dot{W}_{VC}$  es la potencia en un volumen de control,  $\dot{m}_e$  es el flujo másico de entrada,  $\dot{m}_s$  es el flujo másico de salida,  $h_e$  es la entalpía de entrada,  $h_s$  es la entalpía de salida,  $c_e$  es la velocidad de entrada del fluido,  $c_s$  es la velocidad de salida del fluido,  $gz_e$  es la energía potencial específica en la entrada,  $gz_s$  es la energía potencial específica en la salida.

Esta expresión es utilizada para describir las variaciones energéticas en términos de la entalpía que tiene un fluido de trabajo; en el caso del vapor, el fluido es el agua, mientras que, en el caso del gas, el fluido es el aire considerado como gas ideal. La utilización de estos dos fluidos es una aproximación a la realidad donde otros fluidos pueden ser empleados, sin perjuicio de esta afirmación, los resultados son válidos para determinar el comportamiento del ciclo termodinámico.

El flujo másico es la razón de cambio de la masa en el tiempo, siendo entonces esta variable la que determina el requerimiento de recurso para generar la potencia mecánica en las turbinas.

En estado estacionario, la condición de un sistema es que sus propiedades no varíen con el tiempo, es por lo que:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \text{ [kg / s]} \quad (2)$$

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = 0 \quad (3)$$

Por lo tanto, la energía en un volumen de control en estado estacionario es la siguiente:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m} \left[ h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right] - \dot{m} \left[ h_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right] \quad (4)$$

De forma simplificada:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m} \left[ (h_e - h_s) + \left( \frac{c_e^2}{2} - \frac{c_s^2}{2} \right) + g(z_e - z_s) \right] \quad (5)$$

En el caso de dispositivos que producen trabajo mecánico (turbinas, compresor, bombas, etc.), se considera que tiene un funcionamiento adiabático, es así como  $\dot{Q}_{VC} = 0$ . Además, la variación de velocidades y alturas de fluidos son despreciables variación de las entalpías  $h$ . Lo que permite obtener la expresión de potencia en turbinas, compresores y bombas.

$$\dot{W}_{VC} = \dot{m}(h_e - h_s) \text{ [MW]} \quad (6)$$

En el caso de equipos que realizan transferencia de calor entre dos fluidos (condensador, caldera, combustor, etc.), es posible asumir que no producen ningún trabajo  $\dot{W}_{VC} = 0$ , y la transferencia de calor es un proceso a presión constante. Por lo tanto, expresión de la tasa de calor en un estado estacionario, la variación de velocidades y alturas de fluidos son despreciables variación de las entalpías  $h$  es la siguiente:

$$\dot{Q}_{VC} = \dot{m}(h_s - h_e) \text{ [MW]} \quad (7)$$

### 2.2.1 Etapa de gas

Esta etapa se constituye dentro de su topología más sencilla de un compresor, combustor y turbina de gas como se indica en la Figura 1. El compresor cumple con la función de elevar la presión del aire que favorece la mezcla de combustible. De esta manera, se obtiene un mayor rendimiento, pudiendo utilizar una menor cantidad de combustible para esta primera generación (Hossain et al., 2014).

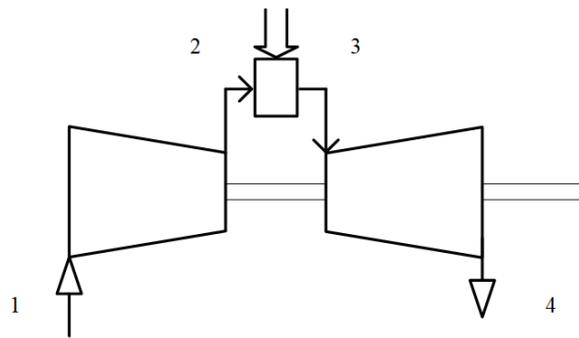


Figura 1: Ciclo de gas

El combustible es ingresado en la cámara de combustión (o combustor), en donde se mezcla con aire a alta presión proveniente del compresor. Desde el combustor salen los gases que se expanden en la turbina de gas produciéndose así el giro del eje, el mismo que es acoplado mecánicamente a un generador sincrónico (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006).

En el escape de la turbina los gases llevan una considerable energía (aproximadamente el 60% de la energía aportada en forma de combustible) que se recupera en su mayor parte en la caldera de recuperación de calor, si la central de gas tiene una topología más compleja. Además, para un mejor funcionamiento de las turbinas de gas se puede llevar a cabo varias modificaciones al ciclo como: el aumento de temperatura media de combustión, la disminución de temperatura del aire de admisión, la reducción de temperatura de los gases de escape o el mejoramiento de componentes intrínsecos de la turbina de gas (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006).

Para un ciclo de gas, las siguientes ecuaciones muestran el cálculo de las variables asociadas a su comportamiento, donde estas dependen de la propiedad energética llamada entalpía. El rendimiento del ciclo es basado en la tasa de calor que ingresa al combustor relacionada con la potencia neta del ciclo.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{gas} (h_1 - h_2) \quad [MW] \quad (8)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_4) \quad [MW] \quad (9)$$

$$\dot{W}_{netagas} = \dot{W}_c + \dot{W}_t \quad [MW] \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_2) \quad [MW] \quad (11)$$

$$n_{gas} = \frac{\dot{W}_{netagas}}{\dot{Q}_{comb}} \times 100 \quad [\%] \quad (12)$$

Dónde  $\dot{W}_c$  es la potencia requerida por el compresor,  $\dot{W}_t$ : es la potencia producida por la turbina,  $\dot{m}_{gas}$  es el flujo másico de gas,  $\dot{W}_{netagas}$  es la potencia neta producida por el ciclo de gas,  $\dot{Q}_{comb}$  es la tasa de calor en el combustor y  $n_{gas}$  es el rendimiento del ciclo de gas.

### 2.2.2 Etapa de vapor

El ciclo de gas, en su estructura básica consta de una caldera, una turbina de vapor, un condensador y una bomba, como se indica en la Figura 2.

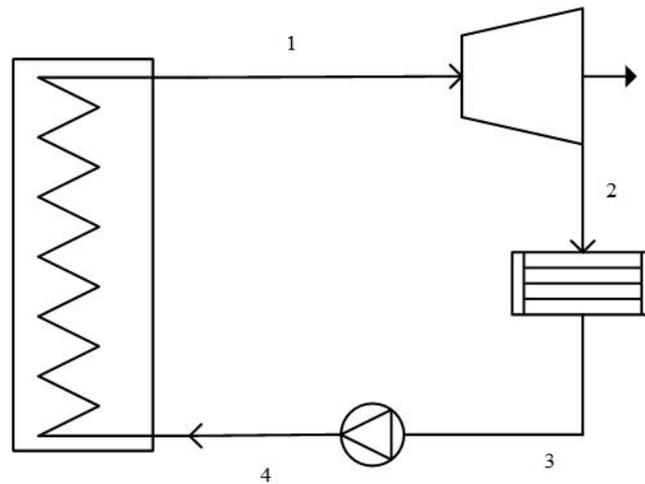


Figura 2: Ciclo de vapor

La etapa de vapor se da por los gases de las turbinas del gas que son llevados al intercambiador de calor o caldera recuperadora de calor, en la cual circula agua que al ser calentada produce vapor. El vapor trabaja a alta temperatura y presión, el cual se conduce hasta la turbina vapor donde se expande y produciendo potencia mecánica en su eje (Moran et al., 2014).

El fluido saliente de la turbina se dirige hacia el circuito de refrigeración, de forma que el vapor de trabajo alcanza el estado de líquido saturado, una vez realizado el proceso de refrigeración a través de un condensador que trabaja directamente con la bomba para aumentar la presión y del fluido, adecuando a la presión de este para retornar a la caldera.

Para un ciclo de vapor, las siguientes ecuaciones muestran el cálculo de las variables asociadas a su comportamiento. El rendimiento del ciclo es basado en la tasa de calor que ingresa a la caldera relacionada con la potencia neta del ciclo.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{vapor} (h_1 - h_2) \quad [MW] \quad (13)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{vapor} (h_4 - h_3) \quad [MW] \quad (14)$$

$$\dot{W}_{netavapor} = \dot{W}_t + \dot{W}_b \quad [MW] \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{vapor} (h_3 - h_2) \quad [MW] \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{cal} = \dot{m}_{vapor} (h_1 - h_4) \quad [MW] \quad (17)$$

$$n_{vapor} = \frac{\dot{W}_{netavapor}}{\dot{Q}_{cal}} \times 100 \quad [\%] \quad (18)$$

Dónde  $\dot{W}_t$ : es la potencia producida por la turbina,  $\dot{W}_b$ : es la potencia requerida por la bomba,  $\dot{m}_{vapor}$ : es el flujo másico de vapor,  $\dot{W}_{netavapor}$ : es la potencia neta del ciclo de vapor,  $\dot{Q}_{cond}$ : es la tasa de calor del condensador,  $\dot{Q}_{cal}$ : es la tasa de calor requerida por la caldera y  $n_{vapor}$ : es el rendimiento del ciclo de vapor.

Los ciclos anteriormente descritos tienen una connotación de ideales, siendo la segunda ley de la Termodinámica la que se encarga de introducir el rendimiento isoentrópico en turbinas,

compresores y bombas. Esto es, que en ningún proceso de forma real puede transferirse por completo el calor y el trabajo, existiendo pérdidas (Suzaki et al., 2000).

### 3. MODELO DE UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE CICLO COMBINADO

La Figura 3 muestra un caso de estudio de una central de ciclo combinado. El aire ingresa al compresor en el punto 1 en condiciones de  $T_1=25^\circ\text{C}$  y  $P_1=1$  bar. A continuación, se comprime hasta  $P_2=10$  bar en un compresor que tiene un rendimiento isoentrópico ( $n_c$ ) de 80% y se calienta a presión constante en la primera cámara de combustión hasta  $T_3=950^\circ\text{C}$ . Después se expande en la primera turbina hasta  $P_4=4$  bar, y se vuelve a calentar a presión constante hasta  $T_5=T_3$ , y se expande hasta  $P_6=1$  bar. El rendimiento isoentrópico ( $n_t$ ) de ambas turbinas de gas es de 85%. Por último, se enfría dentro de un intercambiador de calor a presión constante hasta  $T_7=300^\circ\text{C}$ . La potencia neta producida por la turbina de gas es de 60 MW.

El calor cedido por los gases de escape al enfriarse de 6 a 7 se utiliza para producir vapor en 8 a partir de agua. Se puede considerar que este intercambiador de calor (caldera de recuperación) es adiabático. En el punto 8,  $P_8=100$  bar, y su temperatura es  $180^\circ\text{C}$  inferior a la del punto 6. El vapor se expande de 8 a 9 ( $P_9=27$  bar). A continuación, se sigue expandiendo hasta  $P_{10}=8$  bar (excepto una fracción  $y_1$ ) que se extrae para un calentador cerrado. Seguidamente se sigue expandiendo (salvo una fracción  $y_2$ ) hasta la presión del condensador ( $P_{11}=0.1$  bar). Las fracciones  $y_1$  y  $y_2$  se calculan dividiendo el flujo másico correspondiente entre el flujo másico que entra a la turbina de alta presión (punto 8). Las turbinas de vapor tienen un rendimiento isoentrópico ( $n_t$ ) del 85%.

El líquido saturado que abandona el condensador en 12 se comprime hasta la presión del calentador abierto. En este calentador, se calienta hasta líquido saturado mediante la extracción  $y_2$ . El líquido que sale del calentador abierto en 14 se comprime hasta el punto 15 y se dirige a un calentador cerrado, donde se calienta hasta 16. Debido al principio de funcionamiento del calentador cerrado, se puede suponer que la temperatura de 16 es igual a la temperatura de saturación a la presión de 9. Las bombas se consideran con un rendimiento de 100%.

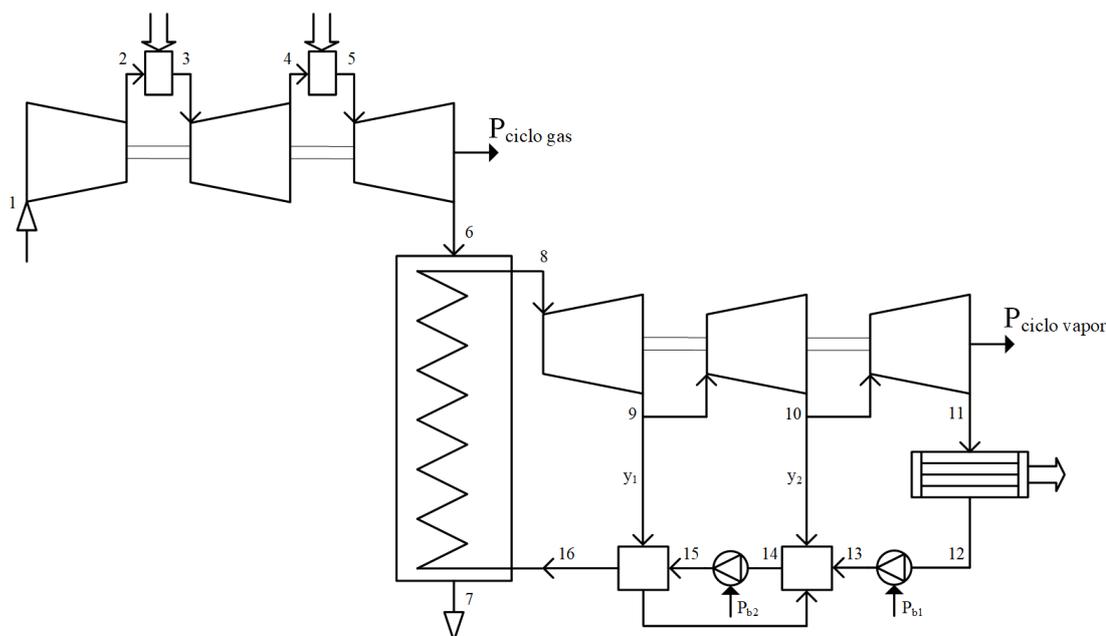


Figura 3: Ciclo combinado (caso de estudio)

#### 3.1 Datos iniciales del caso de estudio

Se recogen en la Tabla 1 para el ciclo de gas y en la Tabla 2 para el ciclo de vapor los valores conocidos de las propiedades intensivas de cada punto mostrado en la Figura 3. Estas propiedades son el punto de partida para la determinación del resto de propiedades intensivas que cuantifican el comportamiento de los ciclos termodinámicos de gas y vapor.

Tabla 1: Propiedades intensivas conocidas del ciclo de gas

Punto	P [bar]	T [°C]
1	1	25
2	10	
3	10	950
4	4	
5	4	950
6	1	
7	P6	300

Tabla 2: Propiedades intensivas conocidas del ciclo de vapor

Punto	P [bar]	T [°C]	s [kJ/(kg.K)]	x [-]
8	100	T <sub>6-180</sub>		
9	27			
10	8			
11	0.1			
12		T <sub>11</sub>		0
13	P <sub>10</sub>		s <sub>12</sub>	
14		T <sub>10</sub>		0
15	P <sub>8</sub>		s <sub>14</sub>	
16	100	T <sub>9(sat)</sub>		
17	P <sub>9</sub>			0

#### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para calcular todas las propiedades se realiza un análisis en cada punto, de tal manera se programa en el software EES (“Engineering Equation Solver”) la obtención de las propiedades desconocidas tanto para el gas (aire como gas ideal) y el vapor (agua). Se utiliza la notación de Arrays Table (p. ej. “T[1]”) con el propósito de trazar los diagramas T-s de cada ciclo. En la Figura 4 se muestra un ejemplo de la programación, para este caso del punto 1 en EES.

```
"PUNTO 1"
P[1]=1
T[1]=25
h[1]=Enthalpy(Air,T=T[1])
s[1]=Entropy(Air,T=T[1],P=P[1])
```

Figura 4: Programación del punto 1 en EES

En el cálculo de todas las variables inherentes al ciclo combinado, se utilizan balances sobre volúmenes de control debidamente seleccionados. Las propiedades intensivas calculadas se presentan en la Tabla 3 y Tabla 4.

Tabla 3: Propiedades intensivas completas del ciclo de gas

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	s [kJ/(kg.K)]
1	1	25	298.6	-	5.699
2	10	363.9	646.4	576.9	5.814
3	10	950	1305	-	6.543
4	4	739.1	1060	1017	6.587
5	4	950	1305	-	6.806
6	1	646.2	955	893.2	6.876
7	1	300	579.2	-	6.364

Tabla 4: Propiedades intensivas completas del ciclo de vapor

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	s [kJ/(kg.K)]	x [-]
8	100	466.2	3285	-	6.48	100
9	27	294.3	2988	2935	6.574	100
10	8	170.4	2768	2730	6.661	0.999
11	0.1	45.82	2208	2109	6.971	0.843
12	0.1	45.82	191.8	-	0.6493	0
13	8	45.84	192.6	-	0.6493	-100
14	8	170.4	721.2	-	2.046	0
15	100	171.6	731.5	-	2.046	-100
16	100	228.1	982.9	-	2.578	-100
17	27	228.1	981.2	-	2.592	0

Los resultados de cada ciclo pueden esquematizarse en los diagramas T-s (Temperatura-Entropía) de la Figura 5 y Figura 6, de los cuales se puede desprender la afirmación que ambos ciclos simulados corresponden a sus equivalentes teóricos.

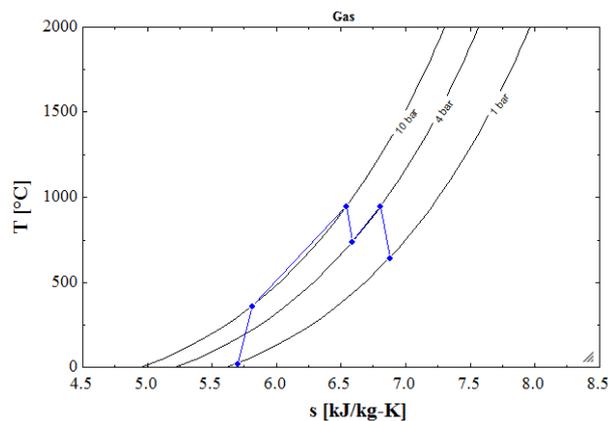


Figura 5: Diagrama T-s del Ciclo de Gas

Es de clara notoriedad la presencia de rendimientos isoentrópicos en turbinas y compresores, tal como se plantea en la Sección 3. Estos rendimientos hacen que la entropía tanto en la entrada como en la salida de varios equipos sean distintos, resultando en pérdidas energéticas y disminución de rendimientos.

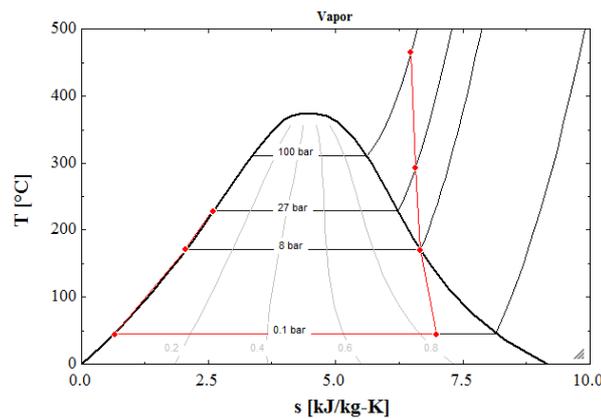


Figura 6: Diagrama T-s del Ciclo de Vapor.

En la Tabla 5 se presentan los resultados más importantes de la simulación del ciclo combinado propuesto. Se observa que los rendimientos individuales son menores al 40%, y el rendimiento conjunto es 43.17% con un incremento mayor al 50% en la potencia neta de la central de gas. Evidentemente añadir una etapa de vapor a una etapa de gas mejora el rendimiento de la primera. Los flujos máscicos que pueden interpretarse como recurso energético primario, en el caso del gas, es superior a los 240 kg/s, necesitándose en este caso de un depósito de gas de dimensiones considerables para mantener la generación de 60 MW.

Tabla 5: Comportamiento del ciclo combinado

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
Flujo máscico de gas	$\dot{m}_{gas}$	242.6	kg/s
Potencia de turbinas	$\dot{W}_{tg1}$	59424	kW
	$\dot{W}_{tg2}$	84980	
Potencia del compresor	$\dot{W}_c$	84404	
Potencia neta del ciclo gas	$\dot{W}_{netagas}$	60000	
Rendimiento del ciclo gas	$n_{gas}$	0.2736	-
Flujo máscico de vapor	$\dot{m}_{vapor}$	39.6	kg/s
Fracción	$y_1$	0.1253	-
	$y_2$	0.1669	-
Potencia de turbinas	$\dot{W}_{tv1}$	11781	kW
	$\dot{W}_{tv2}$	7602	
	$\dot{W}_{tv3}$	15699	
Potencia de bombas	$\dot{W}_{b1}$	22.37	
	$\dot{W}_{b2}$	405.1	
Potencia neta del ciclo vapor	$\dot{W}_{netavapor}$	34654	
Rendimiento del ciclo vapor	$n_{vapor}$	0.3801	-
Rendimiento del ciclo combinado	$n_{ciclocombinado}$	0.4317	-

#### 4.1 Análisis paramétrico

A continuación, y mediante EES se realiza un análisis paramétrico del ciclo combinado, del cual se pretende variar ciertos parámetros. Considerando el oneroso número de resultados logrados vía simulación, se presenta en este documento el comportamiento del rendimiento del ciclo combinado y la potencia de la etapa de vapor (potencia neta de la etapa de gas constante en 60 MW) en función de la variación individual de siete variables, mientras las demás se mantienen fijas. Se consideran incrementos y decrementos a partir de los valores del caso de estudio original.

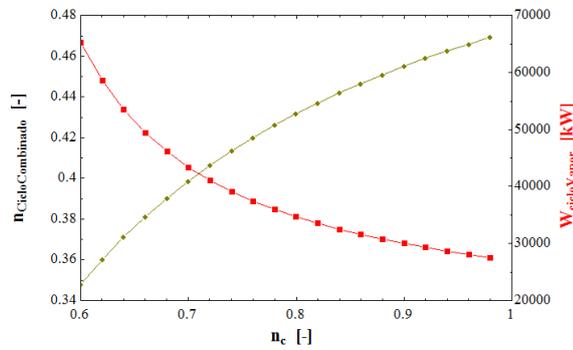


Figura 7:  $n_c$  vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

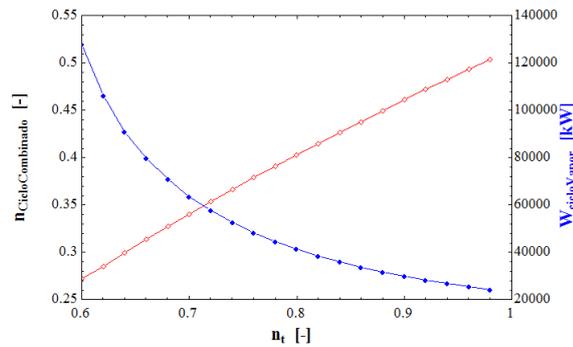


Figura 8:  $n_t$  vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

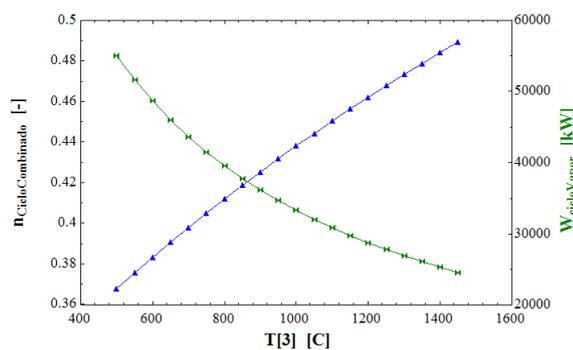


Figura 9:  $T_3$  vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

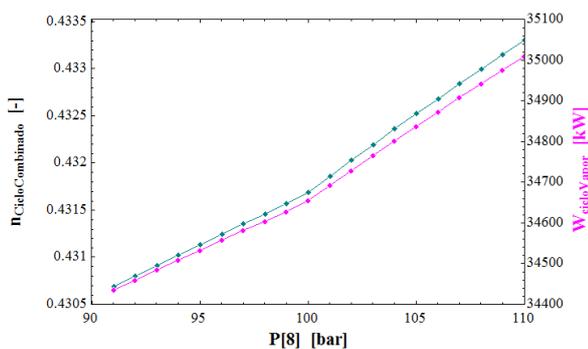


Figura 10: P8 vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

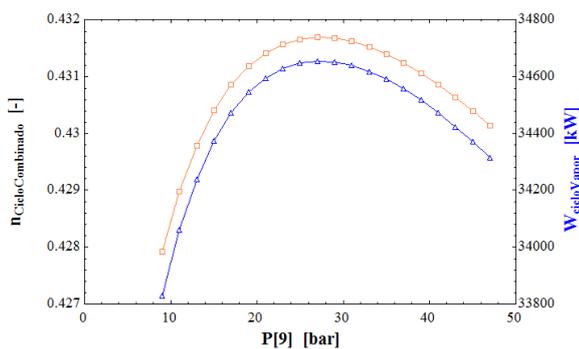


Figura 11: P9 vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

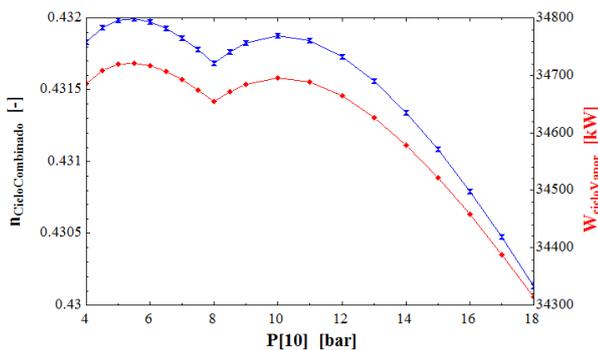


Figura 12: P10 vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

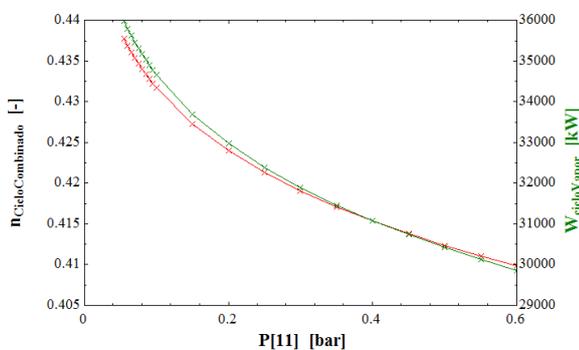


Figura 13: P11 vs.  $n_{ciclocombinado}$  y  $\dot{W}_{netavapor}$

En primera instancia, en los rendimientos del ciclo combinado se puede apreciar, que una variación en  $T_3$ ,  $P_8$ , rendimientos isoentrópicos de las turbinas y el compresor producen una

variación lineal creciente hasta los máximos valores analizados. Mientras que cambios en  $P_{11}$  implican un comportamiento lineal decreciente. En la variación de  $P_9$  se tiene un rendimiento creciente que se vuelve máximo a presiones entre 25 bar y 29 bar, para después tener rendimientos inferiores. La variación de  $P_{10}$  provoca un rendimiento del ciclo creciente y decreciente en dos intervalos de presiones para luego de alcanzar un segundo máximo (menor al anterior) disminuya para mayores valores de esta presión.

En cuanto a la potencia neta de la etapa de vapor (ver colores en las gráficas), tiene un comportamiento igual al del rendimiento del ciclo para variaciones de presiones desde el punto 8 al punto 11; sin embargo variar los rendimientos del compresor y las turbinas producen una baja en la potencia neta del ciclo de vapor (contrario al rendimiento); esta tendencia indica una disminución en la potencia neta de la central térmica a cambio de un mejor aprovechamiento de la energía primaria utilizada.

## 5. CONCLUSIÓN

El ciclo combinado aprovecha de mejor manera el combustible que ingresa a la etapa de gas obteniéndose un rendimiento que para una central termoeléctrica es alto; y, en el particular del caso propuesto las etapas de recalentamiento en el ciclo de vapor permiten tener los rendimientos mostrados.

El análisis realizado muestra que ningún parámetro es insensible a los cambios de una determinada variable y, el aumento del rendimiento en ciertos casos supone una disminución de la potencia que puede producir la central, de este hecho parte la necesidad de establecer prioridades.

El disponer de un software para modelar centrales termoeléctricas desde el punto de vista de sus variables energéticas resulta de gran utilidad y soporte al entendimiento de su operación, además de que puede extenderse hacia un análisis de funcionamiento y operatividad.

Las limitaciones del modelo propuesto se refieren a las simplificaciones realizadas tanto en el modelo energético del agua y del aire, este último al suponerse como gas ideal; sin embargo, los resultados obtenidos son suficientes para conocer el comportamiento de una central termoeléctrica de ciclo combinado ante cambios en sus parámetros operativos como presiones y temperaturas.

Los trabajos futuros que pueden derivarse del presente documento se basan en emplear técnicas de optimización para encontrar las condiciones operativas de presión y temperatura de los diferentes estados para maximizar el rendimiento de la central termoeléctrica de ciclo combinado, teniendo como función objetivo la reducción de pérdidas en los procesos de transferencia de calor sujeto a restricciones técnicas, económicas y ambientales.

## REFERENCIAS

- Annisa, R., Samuel, D., Jiwandono, K., Marteda, G., Atmajaya, G. K. M., Sinisuka, N. I., Dinata, I. S., Leilan, F., Revina, T., & Iman, D. (2019). Environmental Impact Assessment of Electricity Production from Combined Cycle Steam Power Plants with Life Cycle Assessment Approach Case Study: Muara Karang Power Plant. *Proceedings of the 2nd International Conference on High Voltage Engineering and Power Systems: Towards Sustainable and Reliable Power Delivery, ICHVEPS 2019*. <https://doi.org/10.1109/ICHVEPS47643.2019.9011095>
- Blanco, J. M., & Peña, F. (2011). Incremento de la eficiencia en centrales termoeléctricas por aprovechamiento de los gases de la combustión. *Información Tecnológica*, 22(4), 15–22. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642011000400003>
- Gao, L., Xia, J., & Dai, Y. (2010). Modeling of combined cycle power plant based on a genetic algorithm parameter identification method. *Proceedings - 2010 6th International Conference on Natural Computation, ICNC 2010*, 7, 3369–3373. <https://doi.org/10.1109/ICNC.2010.5583666>
- Gómez-Ríos, M. del C., Juárez-Luna, D., Gómez-Ríos, M. del C., & Juárez-Luna, D. (2019). Costo de generación

- eléctrica incorporando externalidades ambientales: Mezcla óptima de tecnologías de carga base. *Revista Mexicana de Economía y Finanzas*, 14(3), 353–377. <https://doi.org/10.21919/REMEF.V14I3.308>
- Hossain, M. I., Zissan, I. A., Khan, M. S. M., Tushar, Y. R., & Jamal, T. (2014). Prospect of combined cycle power plant over conventional single cycle power plants in Bangladesh: A case study. *1st International Conference on Electrical Engineering and Information and Communication Technology, ICEEICT 2014*. <https://doi.org/10.1109/ICEEICT.2014.6919060>
- Kaewprapha, P., Prempaneerach, P., Singh, V., Tinikul, T., & Intarangsi, N. (2022). *Machine Learning Approaches for Estimating the Efficiency of Combined Cycle Power Plant*. 1–4. <https://doi.org/10.1109/IEECON53204.2022.9741611>
- Malekli, M., Aslani, A., Zolfaghari, Z., Zahedi, R., & Moshari, A. (2022). Advanced bibliometric analysis on the development of natural gas combined cycle power plant with CO<sub>2</sub> capture and storage technology. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102339. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2022.102339>
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th Edition*. Wiley. [https://www.worldcat.org/title/fundamentals-of-engineering-thermodynamics-8th-edition/oclc/1007076736&referer=brief\\_results](https://www.worldcat.org/title/fundamentals-of-engineering-thermodynamics-8th-edition/oclc/1007076736&referer=brief_results)
- Nieto Usón, J. (2015). *Modelado y estudio de una central térmica de ciclo combinado a carga parcial* [Universidad de Zaragoza]. <https://zaguan.unizar.es/record/37118?ln=es>
- Poliakova, O., Gabdulín, I., Chusovitin, P., & Pazderin, A. (2019). Improving of the combined cycle power plant operation under islanding conditions through voltage control. *2019 16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems, ELMA 2019 - Proceedings*. <https://doi.org/10.1109/ELMA.2019.8771655>
- Reshaeel, M., Javed, A., Jamil, A., Ali, M., Mahmood, M., & Waqas, A. (2022). Multiparametric optimization of a reheated organic Rankine cycle for waste heat recovery based repowering of a degraded combined cycle gas turbine power plant. *Energy Conversion and Management*, 254, 115237. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2022.115237>
- Sabugal García, S., & Gómez Moñux, F. (2006). *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto*. Ediciones Díaz de Santos.
- Şaziye, B. (2017). Analysis of combined cycle efficiency by simulation and optimization. *Energy Conversion and Management*, 148, 174–183. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.032>
- Sepúlveda, R. H. (2011). *Modelación de centrales térmicas de ciclo combinado y su aplicación en el problema de predespacho de unidades*. Universidad de Chile.
- Suzaki, S., Kawata, K., Sekoguchi, M., & Goto, M. (2000). Mathematical model for a combined cycle plant and its implementation in an analogue power system simulator. *2000 IEEE Power Engineering Society, Conference Proceedings, 1*, 416–421. <https://doi.org/10.1109/PESW.2000.850000>
- Zhu, H., Xie, G., Yuan, H., & Nizetic, S. (2022). Thermodynamic assessment of combined supercritical CO<sub>2</sub> cycle power systems with organic Rankine cycle or Kalina cycle. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102166. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2022.102166>