

Thermodynamic Analysis of a Gas-Steam Combined Cycle Thermal Power Plant through Simulation with EES

Carlos Gordillo-Andía, Dr¹, Danny Tupayachy-Quispe, Dr¹, Jonathan Almirón, Dr¹, Belinda Chavez, Mg¹, y Rossibel Churata Dr¹ and Carlos Gordillo-Alarcon, Mg²







¹Universidad Católica de Santa María, Perú, cgordillo@ucsm.edu.pe, dtupayachy@ucsm.edu.pe, jalmiron@ucsm.edu.pe, bchavez@ucsm.com, rchurata@ucsm.edu.pe

²Universidad Tecnológica del Perú, Perú, c18812@utp.edu.pe

Abstract– The growing world energy demand and concern for the environment have driven the search for more efficient and sustainable technologies for electricity generation, with combined cycle power plants standing out for their high efficiency and low emissions. This study performs a thermodynamic analysis of these plants through numerical simulations with the EES program, evaluating different configurations and operating parameters, whose results show that performance optimization is possible through the proper selection of variables such as the pressure ratio in the compressor, the turbine inlet temperature and the operating conditions of the heat recovery boiler, in addition to identifying the influence of factors such as fuel quality and environmental conditions. The research contributes to the advancement of thermal energy knowledge, providing a valuable tool for engineers and power plant designers, enabling more informed decisions and more efficient optimization of energy resources.

Keywords-- Combined cycle, Thermodynamics, Energy efficiency, Emissions, Power generation

Análisis Termodinámico de una Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado Gas-Vapor Mediante Simulación con EES

Carlos Gordillo-Andía, Dr¹, Danny Tupayachy-Quispe, Dr¹, Jonathan Almirón, Dr¹, Belinda Chavez, Mg¹, y Rossibel Churata Dr¹ y Carlos Gordillo-Alarcon, Dr²

¹Universidad Católica de Santa María, Perú, cgordillo@ucsm.edu.pe, dtupayachy@ucsm.edu.pe, jalmiron@ucsm.edu.pe, bchavez@ucsm.com, rchurata@ucsm.edu.pe

²Universidad Tecnológica del Perú, Perú, c18812@utp.edu.pe

Resumen– La creciente demanda energética mundial y la preocupación por el medio ambiente han impulsado la búsqueda de tecnologías más eficientes y sostenibles para la generación de electricidad, destacándose las centrales termoeléctricas de ciclo combinado por su alta eficiencia y bajas emisiones. Este estudio realiza un análisis termodinámico de estas centrales mediante simulaciones numéricas con el programa EES, evaluando diferentes configuraciones y parámetros operativos, cuyos resultados demuestran que la optimización del rendimiento es posible mediante la selección adecuada de variables como la relación de presión en el compresor, la temperatura de entrada a la turbina y las condiciones de operación del caldero de recuperación de calor, además de identificar la influencia de factores como la calidad del combustible y las condiciones ambientales. La investigación contribuye al avance del conocimiento en energía térmica, proporcionando una herramienta valiosa para ingenieros y diseñadores de centrales eléctricas, permitiendo decisiones más informadas y una optimización más eficiente de los recursos energéticos.

Palabras clave-- Ciclo combinado, Termodinámica, Eficiencia energética, Emisiones, EES, Generación de energía

I. INTRODUCCIÓN

La creciente demanda global de energía eléctrica, sumada a la preocupación por el cambio climático y la disminución de los recursos fósiles, ha impulsado la búsqueda de tecnologías de generación de energía más eficientes y sostenibles [1]. En ese sentido, las Centrales Termoeléctricas de Ciclo Combinado (CTCC) han emergido como una opción atractiva debido a su alta eficiencia y bajas emisiones en comparación con las tecnologías convencionales [2], [3]. Los ciclos combinados juntan la eficiencia de un ciclo de gas Brayton con la flexibilidad de un ciclo de vapor Rankine, aprovechando el calor residual de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor y producir energía adicional [4]. Diversos estudios, como la Ref. [5], [6] han demostrado que estas centrales pueden alcanzar eficiencias térmicas superiores al 60%, lo que las convierte en una opción altamente competitiva en el mercado energético actual. La Ref. [7] utilizó modelos matemáticos para examinar parámetros como la relación de presión y temperatura de entrada de turbina, etc, mostrando que la refrigeración con vapor alcanza una eficiencia máxima del 57.93%. Sin embargo, el diseño y operación óptimos de una

CTCC requieren un análisis detallado de múltiples variables, incluyendo la relación de presión en el compresor, la temperatura de entrada a la turbina de gas, y las condiciones de operación del caldero de recuperación de calor. Estudios previos, como los de la Ref. [8], [9] han explorado el impacto de estos parámetros en el rendimiento de las CTCC, pero aún existen oportunidades para profundizar en la comprensión de las interacciones entre las diferentes variables y optimizar el diseño de estas plantas.

El objetivo principal de este trabajo es contribuir a la optimización de las CTCC mediante un análisis exhaustivo de su comportamiento termodinámico. Se presenta un caso de estudio detallado de la central termoeléctrica Puerto Bravo en Mollendo, Perú, utilizando el programa Equation Engineering Solver (EES) como herramienta de simulación. Los resultados obtenidos permiten identificar las condiciones de operación óptimas y proporcionar recomendaciones para mejorar la eficiencia y reducir las emisiones de la planta.

II. METODOLOGÍA

La investigación empleó un enfoque cuantitativo, basado en la simulación numérica y el análisis de datos. Se seleccionó la central termoeléctrica de ciclo combinado Puerto Bravo como caso de estudio para realizar un análisis detallado de su desempeño. Utilizando el software EES, se desarrolló un modelo termodinámico de la planta, permitiendo simular diversas condiciones de operación y evaluar el impacto de diferentes variables en la eficiencia y las emisiones. Se llevó a cabo un análisis de sensibilidad para determinar la influencia de parámetros clave como la relación de presión en el compresor, la temperatura de entrada a la turbina de gas y las condiciones de operación del caldero de recuperación de calor. Según se observan en la Tabla I.

TABLA I
VARIABLES PARA EL PROCESO DE SIMULACIÓN

VARIABLE	TIPO	INDICADORES	ESCALA
Condiciones de entrada del aire	I	Presión Temperatura Humedad	0.8 – 1.0 bar 5 – 30 °C 30 a 90%
Condiciones de entrada del vapor en la T.V.	I	Presión Temperatura	70 a 150 bar 400 – 600 °C
Condiciones de salida de los gases de combustión	I	Temperatura	90 – 150 °C
Condiciones de salida del vapor de la turbina de vapor	D	Presión Humedad	4 – 20 kPa 0 – 16%
Relación de presiones en el compresor del ciclo a gas	I	$\frac{\text{Presión alta}}{\text{Presión baja}}$	12 – 30
Temperatura máxima de salida de los gases de la turbina a gas	I	Temperatura	400 – 600 °C
Relación aire-combustible	D	$\frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}}$	30 – 80
Tipo de combustible	D	Poder calorífico	40 000 – 56 000 kJ/kg
		Propiedades termodinámicas(ρ)	0.60 – 0.65
		Costo	0.21 – 0.32 \$/m ³
Niveles de presión en el HRSG	I		1 – 3
Utilización de recalentamiento	I		
Utilización de post combustión	I		
Approach point	D	Temperatura	5 – 8 °C
Pinch point	D	Temperatura	5 – 8 °C
Diferencia de temperaturas entre ambos ciclos	I	Temperatura	25 a 50 °C
Presión de extracción al desaireador	I	Presión	0.2 – 2 bar

I → Variable Independiente

D → Variable Dependiente

Los resultados de las simulaciones se compararon con datos reales de la planta para validar el modelo y obtener conclusiones sólidas. Además, se realizó un análisis de ciclo de vida para evaluar el impacto ambiental de la central a lo largo de toda su vida útil.

A. Ecuaciones y consideraciones para la inclusión en el programa EES.

A continuación, se presenta el análisis termodinámico de los diferentes equipos que conforman el ciclo con turbina a gas.

El filtro: En este se produce una caída de presión del aire que ingresa al compresor. Luego la presión de salida en el filtro es:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{\text{filtro}} = p_0 \left[1 - \frac{\Delta p_{\text{filtro}}}{p_0} \right] = p_0 (1 - plcin)$$

El compresor: Es el lugar de una pérdida importante del rendimiento. En efecto las transformaciones termodinámicas modifican el estado del fluido de trabajo, siendo correctamente expresadas a través del rendimiento politrópico de la máquina. La presión de salida del compresor es:

$$\frac{p_2}{p_1} = \pi \quad \text{Relación de presiones}$$

El proceso de compresión se estudia según una transformación politrópica y bajo la hipótesis de gas ideal. La temperatura de salida es, por tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (\pi)^{\frac{n-1}{n}}$$

Asimismo, el rendimiento politrópico es:

$$\eta_{\text{etapc}} = \frac{\theta}{\xi}$$

$$\theta = \frac{k-1}{k}$$

$$\xi = \frac{\frac{k-1}{n-1}}{\frac{cp}{R}} = \frac{cp}{R} \frac{k-1}{n-1}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{cp}{R \eta_{\text{etapc}}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{cp}{R \eta_{\text{etapc}}}}$$

Si: $\eta_{\text{etapc}} = 1$

$$\theta = \xi$$

Por lo tanto:

$$n = k$$

$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Con esta expresión encontraremos la mínima temperatura en el proceso de compresión con un proceso isoentrópico. Para la obtención de la temperatura real, que será algo mayor; debemos incluir la eficiencia de compresión adiabática del compresor.

$$n_{ac} = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Donde:

$n_{ac} \Rightarrow$ Eficiencia adiabática del compresor

$T_2 \Rightarrow$ Temperatura real en K

La cámara de combustión: Se transfiere la energía del combustible en calor entregado al ciclo; teniéndose en cuenta que se presentarán pérdidas en ese proceso que son consideradas a través de la eficiencia de la cámara de combustión. Valor que generalmente es alto entre 95 a 97%.

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_T}$$

Donde:

- $\eta_{cc} \Rightarrow$ Eficiencia de la cámara de combustión; en %
 $\dot{Q}_A \Rightarrow$ Calor entregado al ciclo; en kW.
 $\dot{Q}_T \Rightarrow$ Calor total aportado por el comb. al ciclo, en kW.

Poder calorífico superior del gas natural:

$$PCS = \sum_{i=1}^{i=n} (f_n * PCS_i)$$

Donde:

- $f_n \Rightarrow$ Fracción molar el combustible componente iésimo
 $PCS_i \Rightarrow$ Poder Calorífico superior del combustible componente iésimo

El balance de energía se aplica en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_3 - T_2)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_c \cdot PC$$

Donde:

- $\dot{m}_g \Rightarrow$ Flujo de gases; en $\frac{kg}{s}$
 $\dot{m}_c \Rightarrow$ Flujo de combustible; en $\frac{kg}{s}$
 $T_2 \Rightarrow$ Temp. de ingreso a la cámara de combus, en K
 $T_3 \Rightarrow$ Temp. de salida de la cámara de combus, en K

También se conoce la temperatura máxima del ciclo, que viene a ser la temperatura con la que los gases ingresan a la turbina a gas (T_3). Esta temperatura puede estar comprendida entre 1100 y 1600 °C.

En este caso se aplica la ecuación de balance energético al volumen de control de la cámara de combustión.

$$\eta_{cc} \cdot PC \cdot \dot{m}_c = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_3 - T_2)$$

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_T} = \frac{\dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T}{\dot{m}_c \cdot PC}$$

$$\dot{m}_c \cdot PC \cdot \eta_{cc} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_c \cdot PC \cdot \eta_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_c \cdot PC \cdot \eta_{cc} = \left(r \frac{a}{c} + 1 \right) \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T$$

Turbinas de gas: Se puede considerar como el elemento más peculiar y más crítico debido a las temperaturas extremas a las que está expuesta de modo continuo. La peculiaridad del expansor reside en la necesidad de operar a temperaturas comprendidas entre los 1100 y los 1600°C, muy superior a la temperatura máxima admisible por los materiales metálicos (800°C si se habla de super-aleaciones, 550 a 600 °C si se habla de aleaciones de alto grado). Esto es posible gracias al enfriamiento del cuerpo metálico de los álabes de la turbina.

$$\frac{T_3}{T_{4i}} = \left(\frac{p_3}{p_{4i}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Con esta expresión encontraremos la mínima temperatura en el proceso de expansión con un proceso isoentrópico. Para la obtención de la temperatura real, que será algo mayor; debemos incluir la eficiencia de expansión adiabática de la turbina a gas para hallar la T_4 .

$$n_{exp} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4i}}$$

Donde:

- $n_{exp} \Rightarrow$ Eficiencia adiabática de expansión de la turbina a gas
 $T_{4i} \Rightarrow$ Temperatura ideal en K
 $T_4 \Rightarrow$ Temperatura real en K

$$\frac{T_3}{T_{4i}} = \left(\frac{p_3}{p_{4i}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

De esta expresión se obtendrá la temperatura T_4 .

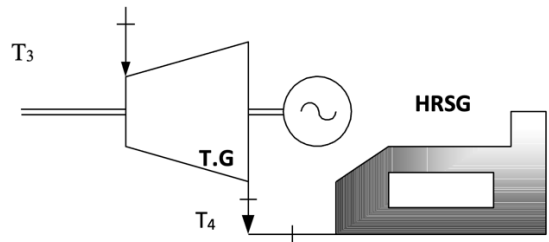


Fig. 1 Esquema para determinar la temperatura a la salida de la turbina de gas.

Potencia del eje:

$$\dot{W}_{eje TG} = \dot{W}_{eje G.E.} + \dot{W}_{eje K}$$

$$\eta_{G.E.} = \frac{\dot{W}_{bornes}}{\dot{W}_{eje TG}}$$

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{eje TG}}{\dot{W}_{TG}}$$

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4)$$

$$\frac{\dot{W}_{bornes}}{\eta_{ge}} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{mecTG} - \frac{\dot{m}_a \cdot CP_{aire} \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{mecK}}$$

Turbina de vapor: El ciclo Rankine es el ciclo idealizado de vapor. Recibe su nombre en honor del Ingeniero y Físico William John Macquorn Rankine (Escocia, 1820 – 1872).

Eficiencia del ciclo combinado: La eficiencia del ciclo de Carnot es la máxima que puede lograr cualquier proceso térmico:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C}$$

$T_F \Rightarrow$ La temperatura del foco frío o medio ambiente y T_C es la temperatura del foco caliente a la que se suministra calor.

Aunque esta eficiencia es ideal sí da una idea de la calidad del proceso térmico y también se puede usar para ser comparado contra el rendimiento real.

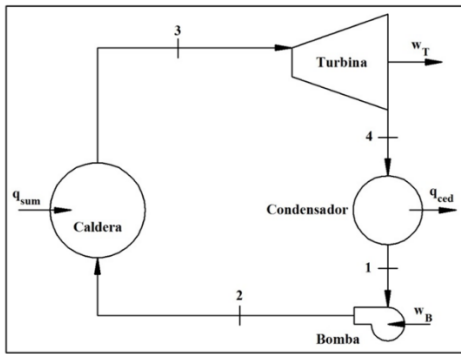


Fig. 2 Ciclo Rankine.

La eficiencia del ciclo combinado se define entonces como:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{NetGT} + P_{NetST}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}}$$

Donde:

η_{CC} : Eficiencia del ciclo combinado

P_{NetGT} : Potencia neta de la turbina de gas.

P_{NetST} : Potencia neta de la turbina de vapor

\dot{Q}_{GT} : Calor aportado por el consumo de combus. de la turbina de gas

\dot{Q}_{SF} : Calor de quemado (postcombustión), en caso exista.

También se pueden considerar los consumos auxiliares P_{Aux} :

$$\eta_{CC} = \frac{P_{NetGT} + P_{NetST} - P_{Aux}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}}$$

La eficiencia de los ciclos de gas y vapor respectivamente son:

$$\eta_{GT} = \frac{P_{NetGT}}{\dot{Q}_{GT}}$$

$$\eta_{ST} = \frac{P_{NetST}}{\dot{Q}_{GT}(1 - \eta_{GT}) + \dot{Q}_{SF}}$$

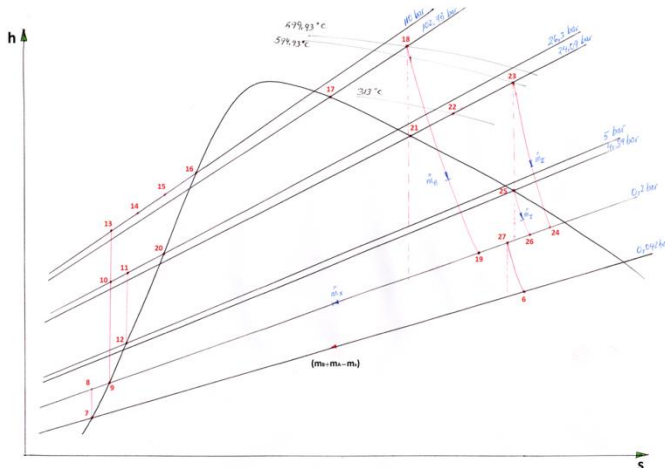


Fig. 3 Diagrama h – s indicando los diferentes estados para el cálculo.

III. RESULTADOS

La central térmica de ciclo combinado tomada como referencia para el cálculo manual y luego al que se le hará variar los diversos parámetros, es la central Termoeléctrica Puerto Bravo- Nodo Energético del Sur Mollendo de 720 MW de potencia.

Esta central será de cuatro turbinas de gas de 180 MW cada una, con su caldera recuperadora, y dos turbinas de vapor de eje múltiple acopladas a cada par de turbinas a gas.

El ciclo de vapor será de dos niveles de presión con una extracción en la turbina de vapor para precalentamiento de los tanques desaireadores.

La Fig. 4 se muestra el diagrama de proceso del concepto de central definido (solo se muestra el esquema de 2 turbinas a gas y una de vapor, entendiéndose que el esquema se duplica).

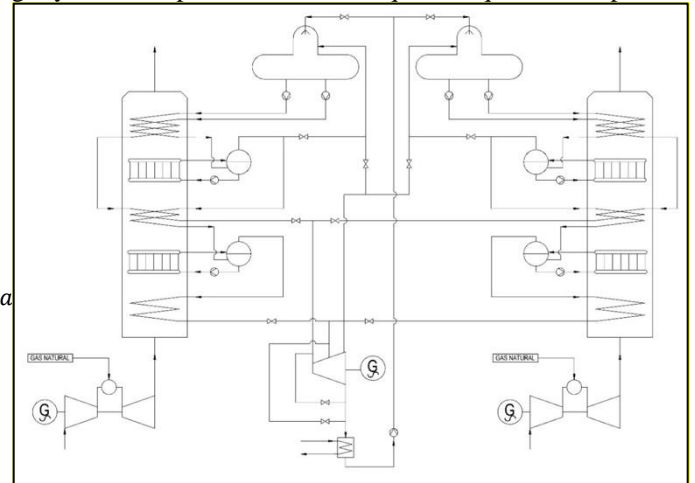


Fig. 4 Diagrama de Proceso de la Central de Ciclo Combinado del Proyecto.

B. Datos para el cálculo de la central.

Cálculo de las temperaturas de ciclo Joule Brayton

$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2i} = 288 * 15^{1,4 \cdot 0,4}$$

$$T_{2i} = 624,34 \text{ K}$$

- Eficiencia adiabática del compresor = 88%

$$n_{ac} = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$T_2 = 670,2 \text{ K}$$

$$\frac{T_3}{T_{4i}} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4i} = 817,87 \text{ K}$$

Eficiencia adiabática de la turbina a gas = 89%

$$n_{at} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4i}}$$

$$T_4 = 922,93 \text{ K}$$

$$T_4 = 649,93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Determinación del poder calorífico del gas natural

Partimos del poder calorífico que indica la NTP 111.011 que

es de $9500 \frac{kcal}{m^3}$.

$$9500 \frac{kcal}{m^3} * \frac{4,186 kJ}{1 kcal} = 39 767 \frac{kJ}{m^3}$$

Considerando la densidad relativa del gas natural = 0,623 y la densidad del aire a condiciones estándar de 1,0325 bar y 15 °C de $1,205 \frac{kg}{m^3}$.

Tenemos:

$$\rho_{GN} = 1,205 \frac{kg}{m^3} * 0,623 = 0,75032 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto:

$$PC = \frac{39 767 \frac{kJ}{m^3}}{0,75032 \frac{kg}{m^3}}$$

$$PC = 53 000 \frac{kJ}{kg}$$

En la Cámara de Combustión:

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_T} = \frac{\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot \Delta T}{\dot{m}_c \cdot PC}$$

$$PC \cdot \eta_{cc} = \left(r \frac{a}{c} + 1\right) \cdot Cp_g \cdot \Delta T$$

$$53000 \cdot (0,98) = \left(r \frac{a}{c} + 1\right) \cdot 1.004 \cdot (1773 - 670.2)$$

$$r \frac{a}{c} = 45,9107 \frac{kg \text{ de aire}}{kg \text{ de combustible}}$$

Potencia en los ejes.

$$\dot{W}_{eje} = \dot{W}_{eje TG} + \dot{W}_{eje K}$$

$$\frac{\dot{W}_{bornes}}{\eta_{ge}} = \dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{mecTG} - \frac{\dot{m}_a \cdot CP_{aire} \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{mecK}}$$

$$\dot{m}_a = 505,0871 kg/s$$

Con la relación $r \frac{a}{c}$ calculada, obtendremos el flujo de combustible:

$$\dot{m}_c = 11,00151 \frac{kg}{s}$$

Por lo tanto:

$$\dot{m}_a = 505,0871 kg/s$$

$$\dot{m}_c = 11,0015 kg/s$$

$$\dot{m}_g = 516,0886 kg/s$$

Cálculo de las entalpías en el ciclo Rankine: Como simplificación para el cálculo se evaluará el ciclo de vapor para cada caldera recuperadora de forma independiente, ya que se dispone de 4 turbinas de gas; cada una con su caldera recuperadora de calor de iguales características, para el abastecimiento de 2 turbinas a vapor.

Selección de los niveles de presión en el HRSG: Aumentar la presión y la temperatura ofrece ventajas económicas que finalmente contribuyen a un menor precio del kW-hr, que es el parámetro determinante de cualquier diseño. Por tal motivo se

seleccionará el mayor nivel de presión y temperatura que permita el flujo y temperatura de los gases de escape en el HRSG.

De esta forma los parámetros determinantes para la selección de presión y temperatura de vapor vivo son:

- Gases de gases de escape del ciclo a gas: $T_{ESCAPE} = 649,93 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Temperatura de ingreso del vapor a la turbina de vapor = $594,93 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Presión de ingreso al calderín de alta presión = 110 bar
- Presión de ingreso a la turbina de vapor = 102,75 bar
- Se consideró una caída $\Delta p = 7,5 \text{ bar}$
- Rendimiento adiabático de la turbina: $\eta_{ST} = 90 \%$

Se evaluarán distintos escenarios con los diferentes parámetros cuando se haga la simulación con el programa EES, con el objetivo de encontrar las condiciones óptimas para un máximo rendimiento.

- Presión intermedia = 26,3 bar; con un $\Delta p = 2,21 \text{ bar}$; por lo tanto, una presión de trabajo para la expansión desde 24,09 bar.
- Presión baja = 5,0 bar; con un $\Delta p = 0,61 \text{ bar}$; por lo tanto, una presión de trabajo para la expansión desde 4,39 bar.
- Presión de extracción al desaireador: $p_{desaireador} = 0,2 \text{ bar}$
- Presión en el condensador: $p_{COND.} = 4,2 \text{ kPa}$
- Humedad máxima permitida a la salida de la turbina de vapor: $y = 16\%$

Cabe señalar que las presiones han sido asumidas para el proceso de cálculo manual; pero luego pueden ser variadas en el programa; pero para todos los casos se ha considerado:

$$T_{approach\ point} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se está considerando una diferencia de temperaturas entre la salida de los gases de escape de la turbina a gas y la temperatura de entrada del vapor a las turbinas de vapor de $50 \text{ } ^\circ\text{C}$; pudiendo ser hasta un mínimo de $25 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$T_{18} = T_4 - 50 \text{ } ^\circ\text{C} = 649,93 - 50 = 599,93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

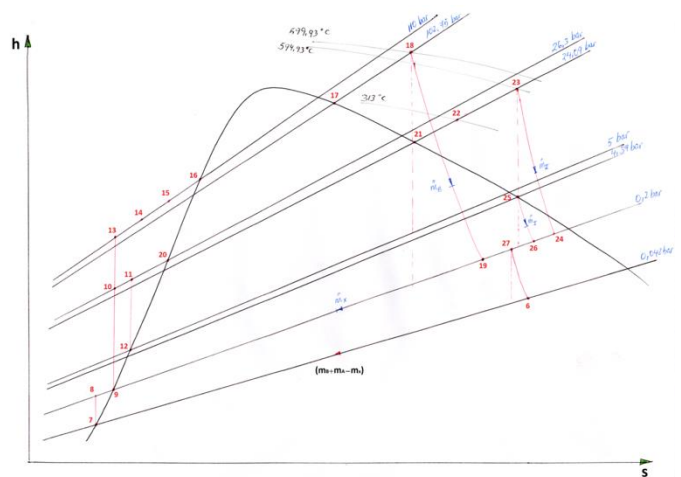


Fig. 5 Diagrama de los procesos de la parte del vapor indicando los diferentes estados y los niveles de presión seleccionados.

Para el punto 6 con $y_6 = 0,16$; $x_6 = 0,84$ con $p_6 = 0,042 \text{ bar}$ tenemos $h_6 = 2166,39$.

Con $s_6 = s_{27i}$ y con la eficiencia de la turbina de vapor hallamos la entalpia real en el punto 14.

Se usa la eficiencia de la turbina de vapor para hallar entalpias reales en base a las entalpias ideales:

$$\eta_{expTV} = \frac{h_{27} - h_6}{h_{27i} - h_6}$$

$$s_6 = 7,17255 = s_{27i}$$

Con $s_{27i} = 7,17255 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

$$p_{27i} = 0,2 \text{ bar}$$

Obtenemos: $h_{27i} = 2364,144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$\text{Luego: } 0,9 = \frac{h_{27} - 2166,39}{2364,144 - 2166,39}$$

$$h_{27} = 2344,37 \text{ kJ/kg}$$

Con la temperatura de $T_{18} = 599,93 \text{ }^\circ\text{C}$ y con la presión de $102,75 \text{ bar}$ hallamos la entalpia en ese punto $h_{18} = 3611,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$0,9 = \frac{3611,03 - h_{19}}{3611,03 - h_{19i}}$$

Cálculo de h_{19i}

Con: $s_{19i} = 6,87558 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

$$p_{19i} = 0,2 \text{ bar}$$

$$h_{19i} = 2265,191$$

Por lo tanto $h_{19} = 2399,775 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Cálculo de h_{24} :

Con: $s_{23} = s_{24i} = 7,60237 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

$$p_{24i} = 0,2 \text{ bar}$$

$$h_{24i} = 2507,364$$

$$0,9 = \frac{3627,04 - h_{24}}{3676,04 - 2507,364}$$

Por lo tanto $h_{24} = 2624,232 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Cálculo de h_{26} :

$$0,9 = \frac{h_{25} - h_{26}}{h_{25} - h_{26i}}$$

Con: $s_{26i} = 6,86425 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ $p_{26i} = 0,2 \text{ bar}$

$$h_{26i} = 2261,415 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto $h_{26} = 2309,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Con la temperatura de $594,93 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión de $24,09 \text{ bar}$ hallamos la entalpia del punto $h_{23} = 3676,04 \text{ kJ/kg}$

Las entalpías de los puntos h_{17} ; h_{21} y h_{25} ; VS; ya que sale de calderines respectivos.

Balance HRSG:

Tendremos en cuenta lo siguiente:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_I + \dot{m}_{II}$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II}$$

Asumimos:

$$\dot{m}_A = 0,06 \dot{m}_B$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{m}_B(h_{18} - h_{11}) + \dot{m}_A(h_{11} - h_{10}) + \frac{\dot{m}_A(h_{23} - h_{11})}{2}}{\dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_4 - T_5)}$$

Resolvemos las ecuaciones para hallar los flujos:

$$\dot{m}_B = 78,1738 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_A = 4,69043 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} = 2,34521 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Balance en el desgasificador:

$$\dot{m}_A \cdot h_9 + \dot{m}_B \cdot h_9 - \dot{m}_x \cdot h_{27} * (\dot{m}_B + \dot{m}_A - \dot{m}_x) \cdot h_8$$

$$\dot{m}_x = 4,72121 \text{ kg/s}$$

Balance en la turbina a vapor:

$$\dot{W}_{bornesTV} = \dot{W}_{turb.v} \cdot \eta_{GE} \cdot \eta_{mectTV}$$

$$\dot{W}_{bornesTV} = 100 \text{ 018,3 kW}$$

Cálculo de las eficiencias

En la turbina a gas:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{Q}_A} = \frac{180000}{0,97 * 0,91 \dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{TG} = 0,3569 = 35,69\%$$

En la turbina a vapor:

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{Q}_A}$$

$$\eta_{TV} = 0,39031 = 39,03\%$$

Eficiencia del ciclo combinado:

$$\eta_{cc} = \eta_{TG} + \eta_{HRSG} \cdot \eta_{TV} \cdot (1 - \eta_{TG})$$

$$\eta_{cc} = 0,5954 = 59,54\%$$

TABLA II
DATOS INGRESADOS AL PROGRAMA EES.

Ciclo Gas	
Nombre	Simbolo/Rango
Poder calorifico (GN)	PC=53000 (kJ/kg)
Presión (entrada)	P _{cicloJB,1} =1 (bar)
Temperatura (entrada)	T _{cicloJB,1} =288 (K)
Relacion de presiones (entrada)	Relacion Presion=15
Temperatura de salida de TG	T _{cicloJB,4} =922,9 (K)
Temperatura de salida HRSG	T _{cicloJB,5} =373 (K)
Potencia en bornes CG	PotBornesTurbinaGas=360000 (kW)
Pinch Point	δ _{tpinchpoint} = 5(K)
Approach Point	δ _{tapproachpoint} = 5(K)
Eficiencia mecanica de compresion	η _{MecanicaCompresor} =0.9
Eficiencia mecanica de la TG	η _{MecanicaTurbina Gas} =0.91
Eficiencia del generador	η _{GeneradorElectrico} =0.97
Eficiencia isoentropica de compresion	η _{isoEK} =0.88
Eficiencia isoentropica de expansion	η _{isoETG} =0.89
Eficiencia HRSG	η _{HRSG} =0.95
Eficiencia de la camara de combustion	η _{CamaraCombustion} =0.98
Diferencia de temperatura HRSG 1	δ _{Thrg1} = 50(K)
Diferencia de temperatura HRSG 1	δ _{Thrg2} = 25(K)
Eficiencia de la bomba	η _{Bombas} =0.91
Ciclo Vapor	
Eficiencia isoentropica de turbina de vapor	η _{isoETV} =0.90
Eficiencia mecanica de turbina de vapor	η _{MecanicaTurbina Vapor} =0.92

A continuación, se muestran los gráficos resultados del análisis a partir de las tablas paramétricas planteadas con el Programa EES.

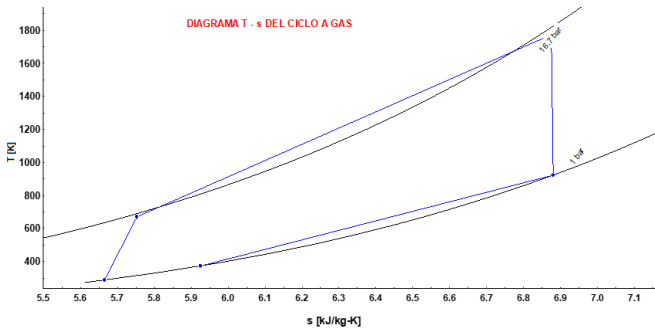


Fig. 6 Diagrama T – s para el Ciclo Joule Brayton.

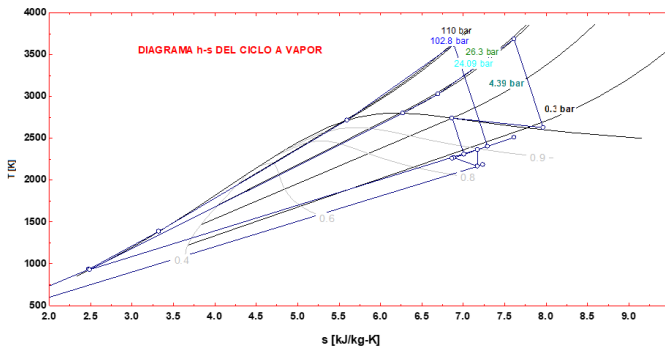


Fig. 7 Diagrama h – s para el Ciclo Rankine.

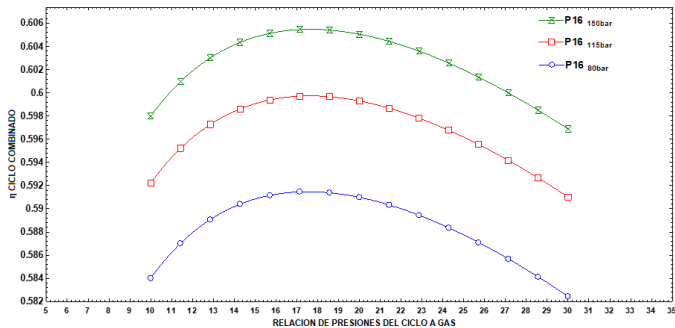


Fig. 8 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. la Relación de presiones del ciclo a gas para diferentes presiones de ingreso del vapor a la turbina de vapor.

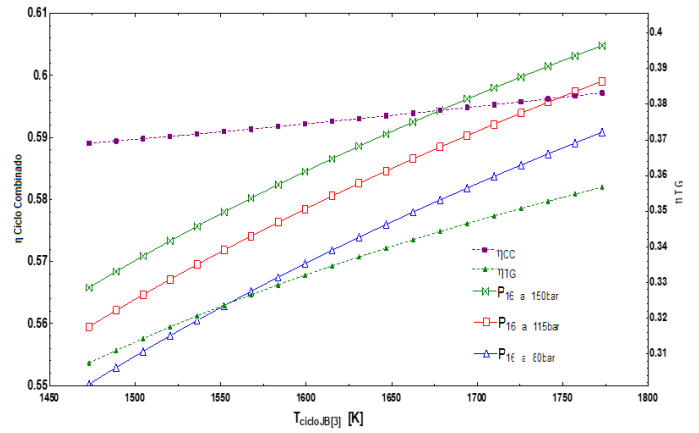


Fig. 9 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. La temperatura máxima del ciclo para diferentes presiones de ingreso del vapor a la turbina de vapor.

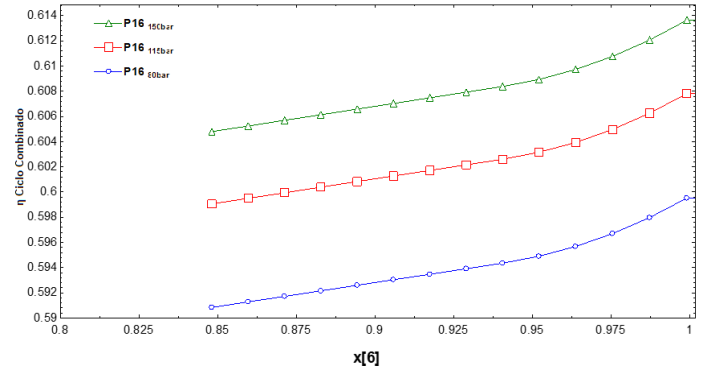


Fig. 10 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. la calidad del vapor a la descarga de la turbina a vapor para diferentes presiones de ingreso del vapor a la turbina.

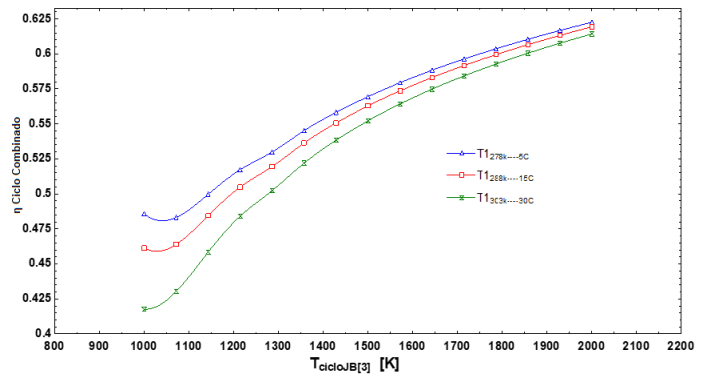


Fig. 11 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. la Temperatura máxima del ciclo para diferentes Temperaturas de ingreso de aire al compresor.

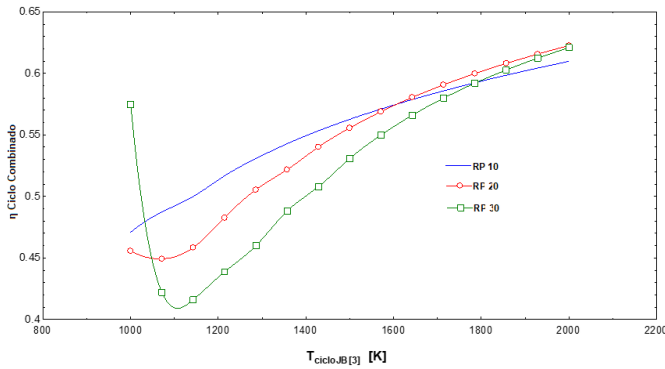


Fig. 12 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. La Temperatura máxima del ciclo para diferentes relaciones de presión en el Ciclo Joule Brayton.

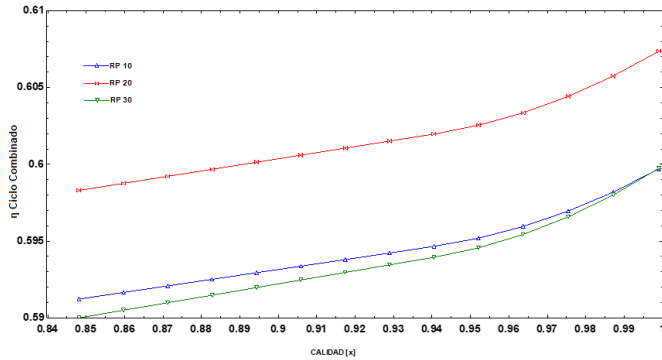


Fig. 13 Gráfico Eficiencia del Ciclo Combinado vs. calidad del vapor a la descarga de la turbina a vapor para diferentes relaciones de presión en el Ciclo Joule Brayton.

Resultados del programa sobre el caso de estudio de la central termoeléctrica.

A continuación, se muestran los resultados de dicha Central. Como puede apreciarse estos resultados se ubican dentro del rango esperado de acuerdo al análisis de las variables generales hechas al ciclo en su conjunto.

Unit Settings: SI K bar kJ mass deg

$C_p = 1.004$ [kJ/K-kg] $\delta_{\text{presión1}} = 7.25$ [bar]
 $\delta_{\text{ThrsG2}} = 25$ [K] $\delta_{\text{Tpinchpoint}} = 5$ [K]
 $\eta_{\text{isoEK}} = 0.88$ [-] $\eta_{\text{isoETG}} = 0.89$ [-]
 $\eta_{\text{TG}} = 0.3567$ [-] $\eta_{\text{TV}} = 0.395$ [-]
 $\dot{m}_c = 22.01$ [kg/s] $\dot{m}_g = 1033$ [kg/s]
 $P_{\text{PotBoruesTurbinaGas}} = 360000$ [kW] $P_{\text{PotBoruesTV}} = 200978$ [kW]
 $P_{\text{PotTotal,TV}} = 401957$ [kW] $P_{\text{PotTotal,TVMW}} = 402$ [MW]
 $T_{4i} = 817.9$ [K]

$\delta_{\text{Tapproachpoint}} = 5$ [K] $\delta_{\text{ThrsG1}} = 50$ [K]
 $\eta_{\text{GeneradorElectrico}} = 0.97$ [-] $\eta_{\text{HRSG}} = 0.95$ [-]
 $\eta_{\text{MecanicaTurbinaGas}} = 0.91$ [-] $\eta_{\text{MecanicaTurbinaVapor}} = 0.92$ [-]
 $\dot{m}_{\text{aire}} = 1011$ [kg/s] $\dot{m}_b = 156.4$ [kg/s]
 $\dot{m}_x = 9.369$ [kg/s] $PC = 53000$ [kJ/kg]
 $P_{\text{PotTotal,TG}} = 720000$ [kW] $P_{\text{PotTotal,TGMW}} = 720$ [MW]
 $s_{4i} = 6.875$ [kJ/kg-K] $T_{2i} = 624.3$ [K]
 $\delta_{\text{presión2}} = 2.21$ [bar] $\delta_{\text{presión3}} = 0.61$ [bar]
 $\eta_{\text{CamaraCombustion}} = 0.98$ [-] $\eta_{\text{cicloCombinado}} = 0.5981$ [-]
 $\eta_{\text{isoETV}} = 0.9$ [-] $\eta_{\text{MecanicaCompresor}} = 0.9$ [-]
 $k = 1.4$ [-] $\dot{m}_a = 9.382$ [kg/s]
 $\dot{m}_l = 4.691$ [kg/s] $\dot{m}_{ll} = 4.691$ [kg/s]
 $P_{\text{PotTotalGenerado}} = 1121956.536$ [kW] $P_{\text{PotTotalGeneradoMW}} = 1121.96$ [MW]
 $\text{RelacionPresion} = 15$ [-] $\text{AireCombustible} = 45.9$

IV. CONCLUSIONES

1° Las variables más importantes para obtener las mejores eficiencias son: La relación de presiones en el ciclo a gas, la presión de ingreso del vapor en la turbina a vapor; la humedad a la salida de la turbina a vapor y la temperatura máxima del ciclo a gas.

2° Las mayores eficiencias se alcanza n con tres niveles de presión en el HRSG, lo que disminuye las irreversibilidades por transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas.

3° Se comprobó la importancia del uso de software para el cálculo de la Central; siendo prácticamente imposible llegar a las conclusiones que se presentan más aún con la posibilidad de graficar los resultados tal como se muestra en el desarrollo del trabajo.

4° Se definió un procedimiento de cálculo aplicado a la Termo Central de Samay-I; para luego variar los diferentes parámetros con la ayuda del programa EES, llegándose a obtener además las siguientes conclusiones numéricas:

- Entre **80 y 150 bar** de presión de entrada del vapor a la turbina de vapor, se alcanza las eficiencias máximas del ciclo combinado entre **17 y 19** de la relación de compresión.
- Todas las eficiencias, del ciclo de gas, del ciclo de vapor y del ciclo combinado se incrementan al elevar la temperatura máxima del ciclo a gas; siendo mayor estos valores mientras más alta es la presión del vapor de ingreso a la turbina a vapor.
- Se elimina el problema de la alta humedad a la salida de la turbina a vapor a medida que e incrementa la presión de entrada del vapor a éstas.
- La eficiencia del ciclo combinado se incrementa al trabajar con una mayor temperatura a la salida de la cámara de combustión. Superándose los **60% para temperaturas por encima de 1800 K**.

- Para una misma temperatura máxima del ciclo se tiene una mayor eficiencia del ciclo combinado a medida que la temperatura del aire de ingreso al compresor sea más baja.
- La Eficiencia del ciclo combinado disminuye a medida que se expulsan los gases de la combustión del HRSH a mayor temperatura, encontrándose un menor efecto a medida que se trabaja con una mayor relación de presiones en el compresor.
- Para una misma calidad de salida se obtiene mejores eficiencias del ciclo combinado para menores relaciones de presión en el compresor.
- Se logrará una menor producción de potencia combinada con combustible Diésel, ya que por unidad de masa presenta un menor poder calorífico a igualdad de parámetros de funcionamiento.

REFERENCIAS

- [1] W. Olszewski, M. Dzida, V. G. Nguyen, and D. N. Cao, "Reduction of CO₂ Emissions from Offshore Combined Cycle Diesel Engine-Steam Turbine Power Plant Powered by Alternative Fuels," *Polish Maritime Research*, vol. 30, no. 3, pp. 71–80, Sep. 2023, doi: 10.2478/pomr-2023-0040.
- [2] H. Li, W. Zheng, J. Chen, X. Hong, X. Wang, and Q. Chen, "A new perspective of thermoeconomic analysis on a gas-steam combined cycle power plant," *International Journal of Exergy*, vol. 32, no. 3, p. 292, 2020, doi: 10.1504/IJEX.2020.108595.
- [3] B. Bai, K. Wang, H. Zhao, L. Bu, X. Tian, and T. Xia, "Economic Optimization of Gas-steam Combined Cycle Energy Station," in *2019 IEEE 3rd Conference on Energy Internet and Energy System Integration (EI2)*, IEEE, Nov. 2019, pp. 2945–2949. doi: 10.1109/EI247390.2019.9061958.
- [4] V. Singh, P. Kaewprapha, and P. Prempaneerach, "Variable Selections in Machine Learning Based Efficiency Estimation of the Combined Cycle Power Plant," in *2023 13th International Conference on Power, Energy and Electrical Engineering (CPEEE)*, IEEE, Feb. 2023, pp. 406–410. doi: 10.1109/CPEEE56777.2023.10217483.
- [5] M. Maheshwari and O. Singh, "Thermodynamic study of different configurations of gas-steam combined cycles employing intercooling and different means of cooling in topping cycle," *Appl Therm Eng*, vol. 162, p. 114249, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114249.
- [6] M. Jamróz, M. Piwowarski, P. Ziemiański, and G. Pawlak, "Technical and Economic Analysis of the Supercritical Combined Gas-Steam Cycle," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 11, p. 2985, May 2021, doi: 10.3390/en14112985.
- [7] J. P. Yadav and O. Singh, "Thermodynamic Analysis of Advance Technology Combined Cycle Power Plant Employing Water/Steam Closed Loop Cooling in Gas Turbine," in *Volume 8: Energy Systems: Analysis, Thermodynamics and Sustainability; Sustainable Products and Processes*, ASME/EDC, Jan. 2008, pp. 237–247. doi: 10.1115/IMECE2008-66071.
- [8] V. Singh, P. Kaewprapha, and P. Prempaneerach, "Variable Selections in Machine Learning Based Efficiency Estimation of the Combined Cycle Power Plant," in *2023 13th International Conference on Power, Energy and Electrical Engineering (CPEEE)*, IEEE, Feb. 2023, pp. 406–410. doi: 10.1109/CPEEE56777.2023.10217483.
- [9] W. Ni, H. Li, X. Cao, C. Zhang, Y. Zhao, and J. Wang, "Improved genetic algorithm applied to model identification of typical thermal process of gas-steam combined cycle unit," *J Phys Conf Ser*, vol. 1629, no. 1, p. 012039, Sep. 2020, doi: 10.1088/1742-6596/1629/1/012039.