

Estudio de la modificación de la presión de recalentamiento de una central térmica de vapor de 350 MW, para mejorar el rendimiento térmico del ciclo en condiciones reales

Study of the modification of the reheating pressure of a steam thermal plant of 350 MW, to improve the thermal efficiency of the cycle in real conditions

JIMENEZ-GARCIA, Juan A†*, TORRES-TOVAR, Rigoberto, GASPAR-SANCHEZ, Noé y CALDERON-NEPAMUCENO, Dora M.

Universidad Autónoma del Estado de México

ID 1^{er} Autor: *Juan A. Jimenez-Garcia/ ORC ID: 0000-0002-7303-1284, Researcher ID Thomson: G-2711-2018, CVU CONACYT ID: 241737*

ID 1^{er} Coautor: *Rigoberto, Torres-Tovar/ ORC ID: 0000-0001- 8734-3839, Researcher ID Thomson: S-4706-2018, CVU CONACYT ID: 353766*

ID 2^{do} Coautor: *Noé, Gaspar-Sanchez/ ORC ID: 0000-0000-4597-8865, Researcher ID Thomson: B-3853-2016, CVU CONACYT ID: 232164*

ID 3^{er} Coautor: *Dora M. Calderon-Nepamuceno/ ORC ID: 0000-0002-4296-4049, Researcher ID Thomson: B-3222, CVU CONACYT ID: 101812*

Recibido 9 de Octubre, 2018; Aceptado 5 de Diciembre, 2018

Resumen

Se analiza la modificación de la presión de recalentamiento de la central térmica de vapor Villa de Reyes, se desarrolla un modelo de simulación del ciclo térmico de vapor, que incluye el análisis térmico de la cámara de combustión, la transferencia de calor en el generador de vapor, y el balance de masa y energía del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración, se validan los resultados contra los datos de operación establecidos por el fabricante y se realiza un análisis de sensibilidad del efecto que tienen la presión del recalentamiento de vapor, empleado la técnica del análisis energético y exergetico, sobre la operación del ciclo. Se encontró que al modificar la presión del vapor de recalentamiento y establecerla al 19% respecto a la presión de vapor principal, se logra un incremento de 2.37 MW de trabajo útil adicional respecto al régimen de operación de carga 100%. Se determinó que las máximas eficiencias energéticas y exergeticas del ciclo se logran a regímenes altos de carga de la central térmica y estableciendo la presión de vapor recalentado en un rango del 5% - 20% respecto a la presión de vapor principal.

Análisis exergetico y energético, Central termoeléctrica, Ciclo Rankine

Abstract

The analysis of the modification of the reheating pressure of the Villa de Reyes thermal power plant was presented. A simulation model was developed for the behavior of the steam thermal cycle, including the thermal analysis of the combustion chamber, the heat transfer in the steam generator, and the mass and energy balance of the reheat and regenerative Rankine thermodynamic cycle under which the plant operates, the results were validated against the operating data set by the manufacturer. A sensitivity analysis of the effect of the main operating variables on the total cycle efficiency, using the technique of energy and exergetic analysis, was performed, by modifying the superheating vapor pressure and setting it to 19% with respect to the Main vapor pressure, an increase of 2.37 MW of useful work is achieved, for the 100% load operation regime. It was determined that the maximum energy and exergetic efficiencies of the cycle are achieved at high load regimes of the thermal power station and establishing the superheated steam pressure in a range of 5% - 20% with respect to the main vapor pressure.

Exergy and energy analysis, Thermolectric power plant, Rankine cycle

Citación: JIMENEZ-GARCIA, Juan A, TORRES-TOVAR, Rigoberto, GASPAR-SANCHEZ, Noé y CALDERON-NEPAMUCENO, Dora M. Estudio de la Modificación de la Presión de Recalentamiento de una Central Térmica de Vapor de 350 MW, para Mejorar el Rendimiento Térmico del Ciclo en Condiciones Reales. Revista de Ingeniería Innovativa 2018, 2-8: 1-10

*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: juan.jimenez.uaem@gmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

A nivel mundial, se emplean distintas tecnologías para la generación de energía eléctrica, en centrales térmicas se genera el 66.7% (40.8% en carbóelectricas, 21.6% en centrales de ciclo combinado y 4.3% centrales que queman combustóleo), el 16.4% en hidroeléctricas, 10.6% en nucleoeleétricas, 2.1% con biocombustibles y 4.2% otras tecnologías (Solar, eólica, geo termoeleétricas y mareomotriz) (IEA, 2016).

Debido a las medidas de sustentabilidad y cambio climático, se promueve el uso de energías limpias para la generación de energía eléctrica, desincentivando el uso de combustibles fósiles. De 2014 a 2015 a nivel mundial, se redujo el uso de carbón mineral en -7.6%, el combustóleo en -10.6%, fuentes nucleares -0.4%, paralelamente la generación hidroeléctrica se redujo en -1.9%, no obstante, otras tecnologías limpias incrementaron su aportación como la eólica en +16%, solar +17.8%, biocombustibles +2.5%, (IEA, 2016).

La generación bruta de energía eléctrica en México por tipo de tecnología en 2012 se constituyó por 45.6% Ciclo combinado, 20.6% termoeleétricas convencionales, 12.9% carbóelectricas, 12% hidroeléctricas, 3.4% Nucleoeleétrica, 2.7% otras fuentes (geotérmica, eólica y solar fotovoltaica), así como 2.4%, Turbogás y 0.4% Combustión interna. (CFE, 2014a). En los últimos años, se ha observado que la tendencia nacional es instalar centrales de ciclo combinado debido a la alta disponibilidad del gas natural, así como la conversión de las centrales termoeleétricas convencionales ya existentes. En 2014, la Comisión Federal de Electricidad (CFE), poseía un fuerte programa de conversión de centrales termoeleétricas convencionales a duales (dualidad para quemar combustóleo o gas natural en el generador de vapor), que son proyectos de oportunidad, debido a los precios fluctuantes de combustóleo y a la alta disponibilidad de gas natural a corto plazo, estudios han demostrado su factibilidad y rentabilidad económica (CFE, 2014b). Sin embargo, existen cuestiones técnicas para la conversión que requieren total conocimiento de los regímenes de operación de las centrales termoeleétricas en cuestión.

La CFE en 2014, contaba con un parque termoeleétrico convencional, que utiliza combustóleo, con capacidad total de 11,698.6 MW, en 26 centrales, 87 unidades generadoras (unidades entre 150 y 350 MW), cuya antigüedad promedio es de 29 años. (CFE, 2014b), las cuales representan la oportunidad de investigación y desarrollo para su reconversión. En la presente investigación se estudia una central termoeleétrica convencional de vapor de 350 MW que quema combustóleo, que es de las unidades termoeleétricas de máxima capacidad instalada en nuestro país, candidata a la conversión.

La relevancia del estudio, radica, en la complejidad del modelo que se ha desarrollado, ya que simula el comportamiento de la operación de la central termoeleétrica, validando los resultados contra los datos reales operación (CFE, 1987), el modelo calcula las condiciones termofísicas del núcleo de la flama en el hogar del generador de vapor quemando combustóleo, lo que permite conocer las condiciones de los gases de combustión y realizar el cálculo de la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor y de esta manera, conocer las características de fluido de trabajo y analizar el ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración de la central termoeleétrica.

Las variables independientes son los límites de presiones establecidas para cada uno de los estados termodinámicos establecidos (ver figura 1.0) por el fabricante a diferentes regímenes de operación y las condiciones termodinámicas de los fluidos de trabajo a la entrada del modelo. Se realizan iteraciones del cálculo exergético desde el régimen 25% hasta el 100% y se realiza un análisis de sensibilidad del efecto que tiene la modificación de la presión de recalentamiento sobre el comportamiento del ciclo.

Para CFE, en 2014 la reconversión dual de 7 unidades termoeléctricas convencionales de combustóleo a gas natural, que es económicamente rentable con beneficios elevados, con un valor presente neto a 2013 de 1,275 millones de dólares, con una tasa interna de rentabilidad de 210% y relación beneficio/costo de 4.7. (CFE, 2014b), dicho estudio se realizó considerando únicamente diferentes escenarios de precios de combustible y la variación de las eficiencias térmicas de ambas tecnologías, sin embargo, una reconfiguración a dual de cualquier central termoeléctrica implica variaciones y problemas técnicos de reconfiguración que afectan los régimen de operación.

Por ello, en el presente artículo, se parte de la creación de un modelo de simulación del comportamiento total de la planta, y posteriormente se realizan análisis de sensibilidad del efecto que tienen las principales variables sobre el comportamiento total del ciclo, el primero de ellos se presentan a continuación, que es la modificación de la presión de recalentamiento, sin variar el combustible original (combustóleo), con lo que se espera que el modelo desarrollado entregue resultados consistente con la literatura existente. El diseño de los sistemas térmicos y la optimización de las centrales termoeléctricas pueden tener diferentes enfoques, ya que existen diferentes maneras de incrementar la eficiencia del ciclo modificando parámetros de operación que afecten directamente a la presión o temperatura del ciclo. Por ejemplo Silvetri (1992), analizo una central carboeléctrica de 100MW estudiando la importancia de varios parámetros de operación para optimizar el diseño de la turbina, concluyendo que es conveniente incrementar la presión y temperatura del ciclo para incrementar la potencia y eficiencia del ciclo, sin embargo esta solución está limitada por la resistencia de los materiales de construcción, específicamente sobre la presión de recalentamiento, determina que el incrementar la presión se incrementa la temperatura del vapor recalentado, lo cual reduce las pérdidas en el ciclo.

Dincer (2001), analizó un ciclo Rankine con recalentamiento, realizando varias configuraciones de las presiones y temperatura, en un rango de [400-600°C] y [10-15 Mpa] de vapor para estudiar el efecto sobre la eficiencia exergética y energéticas del ciclo, sin embargo establece la presión de recalentamiento al 19% de la presión de vapor principal para todos los análisis con base en las recomendaciones de Habib (1995; 1999), quien establece que la presión de regeneración equivalente al 19% de la presión de vapor principal, entrega la máxima eficiencia para un ciclo Rankine con una regeneración.

Por otra parte, Dincer y Rosen (2007), establecen que existen varias oportunidades para incrementar la eficiencia de las plantas termoeléctricas: incrementar la temperatura promedio de transferencia de calor en el ciclo, disminuir la temperatura del rechazo de calor en el condensador, reducir las irreversibilidades en los componentes de la planta e implementar mejoras en el proceso para reducir las pérdidas. Más recientemente Kaushik et al. (2011) presenta una revisión de los análisis energéticos y exergético en centrales termoeléctricas, donde dedica un apartado a los estudios para implementar mejoras en el ciclo, lista estudios de modificación de parámetros (Dincer y Rosen, 2007; Habib et al., 1995; Kelly et al., 2009; Tsatsaronis et al., 2002; Kotas, 1985; Horlock, 2000; Sohn, 2002).

Si bien el modelo de simulación desarrollado en la presente investigación se ha comprobado con los datos de operación de la planta, se busca la concordancia con los resultados de otras investigaciones al modificar parámetros en el modelo a fin de validar su confiabilidad, ya que involucra modificación de parámetros de operación, validación del modelo energéticos y exergéticos, todo esto a régimen de carga variable de la central termoeléctrica, lo que permitirá evaluar una futura repotencialización o conversión.

Nomenclatura

Símbolo	Nomenclatura
$A_{paredes}$	Área de las paredes externas en contacto con los productos de la combustión (m^2)

B_{cal}	Gasto de combustible (kg/s)
B_o	Número de Boltzman (-)
B_u	Número de Buger efectivo(-)
e, e_i, e_o	Flujo de Exergía, entrada, salida (KJ/Kg)
E	Exergía (KJ)
E_D	Flujo de destrucción de exergía (KJ/Kg)
h_1, h_2	Coefficiente de transferencia de calor externo e interno, en el intercambiador de calor, respectivamente (W/m^2K)
k_{cont}, K_m	Coefficientes de conducción de la capa de ensuciamiento externa, del metal del tubo y de las incrustaciones internas
M	Parámetro $M(-)$
$\square m, m_i, m_o$	Flujo másico, entrada, salida (Kg/s)
P_o	Presión en el estado de Referencia (Pa)
Q	Transferencia de calor (W)
Q_e	Flujo de calor suministrado (KJ/Kg)
Q_j	Transferencia de calor j (W)
T_o	Temperatura del estado de referencia (K)
T_a	Temperatura adiabática (K)
T_{hogar}''	Temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar (K)
T_j	Temperatura instantánea (K)
u	Coefficiente de transferencia de calor total (W/m^2K)
V	Volumen (m^3)
$(vc)_{promedi}$	Calor específico promedio de los productos de la combustión (kJ/kg)

W	Trasferencia de energía asociada al trabajo (kJ/Kg)
W_{b1}	Trabajo de la bomba de condensados (KJ)
W_{b2}	Trabajo de la bomba de recirculación (KJ)
W_{ciclo}	Trabajo termodinámico del ciclo térmico (KJ)
W_{r1}	Trabajo de la sección de la turbina de alta presión (KJ)
W_{r2}	Trabajo de la sección de la turbina de baja presión (KJ)

Alfabeto griego

δ_{conta}	Espesor de la capa de ensuciamiento por su parte externa, pared de los tubos e incrustaciones internas (m)
δ_m	
δ_{int}	
η	Eficiencia térmica (%)
θ_{hogar}''	Temperatura relativa de los gases en salida del hogar (-)
$\psi_{promedio}$	Valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica de las paredes del hogar
φ	Coefficiente de conservación de calor en el hogar (-)
ε	Efectividad del intercambiador de calor. (-)

Metodología

Para realizar el modelo de simulación de la central termoeléctrica de 350 MW, el estudio se divide en varios módulos:

Diseño del Modelo de Simulación.

La central termoeléctrica, cuenta con una potencia instalada de 700 MW, con dos unidades de 350 MW, cada unidad con una potencia nominal de 332.5 MW, con generadores de vapor con capacidad de producción de vapor principal de 325.4 Kg/s a 541°C y 288 Kg/s de vapor recalentado a 541°C.

La presión nominal del domo del generador de vapor es de 183 Bar y la presión nominal de vapor recalentado es de 40 Bar. Se emplea combustóleo con una composición química de 83.64 %C, 11.3% Hidrogeno, 4.2% Azufre y 0.86% N+O. Se considera un ciclo Rankine con recalentamiento y dos regeneraciones para el análisis, cuyo diagrama se presenta en la figura 1.0.

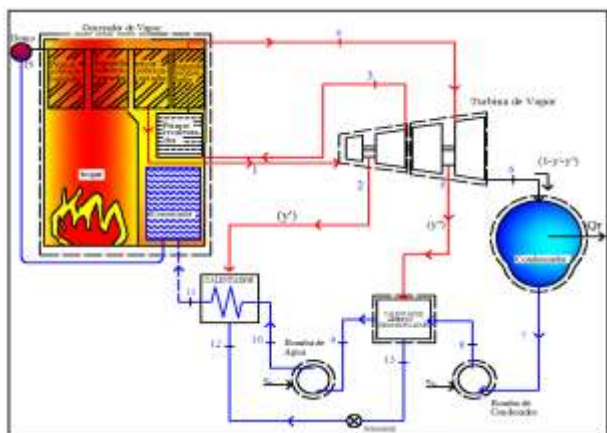


Figura 1 Diagrama Esquemático de la central termoeléctrica en estudio
Fuente: Elaboración Propia

Módulo de cálculo térmico del hogar

En el presente estudio se incorpora el análisis de proceso de la combustión en el hogar del generador de vapor, considerando variables independientes como el flujo de combustible, la relación aire- combustible y la fracción de gases de recirculación, en función de estas variables se determinan las propiedades de los gases de combustión como su temperatura y flujo másico, lo que permitirá en los apartados 3.3.1 realizar el análisis de la transferencia de calor en la zona de sobrecalentadores.

La ecuación principal para el cálculo de intercambio de calor en hogares, conocida como ecuación de Gurvich (CKTI, 1973) y (Mullinger y Jenkins, 2007), que relaciona la temperatura relativa de los gases en salida del hogar θ_{hogar}'' y la temperatura de flama adiabática T_a (CKTI, 1998):

$$\theta_{hogar}'' = \frac{T_{hogar}''}{T_a} = \frac{Bo^{0.6}}{M \cdot Bu^{0.3} + Bo^{0.6}} \quad (1)$$

Alternativamente, la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor analizado, se escribe como (Jarquín, Polupan, Carvajal y Montaña, 2015):

$$T_{hogar}'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot Bu^{0.3} \left(\frac{5.67 \cdot \Psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3}{11 \cdot \phi \cdot B_{calc} \cdot (V.C)_{promedio}} \right)} \quad (2)$$

Los parámetros termo físicos de la ecuación 2, dependen de la configuración geométrica y las características de núcleo de la flama en el hogar del generador de vapor, su determinación específica puede encontrarse en (Jiménez, 2008).

Transferencia de calor en las superficies intercambiadoras

Para determinar las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo en cada intercambiador de calor, es necesario conocer el coeficiente de transferencia de calor global para los sobrecalentadores del generador de vapor que se calcula como (Jarquín, 2003; Pysmennyy, et al., 2007; Ganapathy, 2003):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{cont}}{K_{cont}} + \frac{\delta_m}{K_m} + \frac{\delta_{int}}{K_{int}} + \frac{1}{h_2}} \quad (3)$$

Para determinar el coeficiente de global de transferencia de calor que tiene lugar en los sobrecalentadores y recalentadores de vapor del generador de vapor hay que considerar los fenómenos de convección y radiación de los fluidos de trabajo, en esta sección, no se profundiza en la metodología para su determinación, ya que se emplean métodos convencionales para calcularlos, más información puede encontrarse en (Bejan y Kraus, 2003; Kitto y Stultz, 2005; Ramesh, 2005; Jiménez, 2015; Cengel y Boles, 2015).

Análisis de ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración

El análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, se realizó considerando procesos de flujo estable, y despreciando los cambios en la energía cinética y potencial del vapor, considerando un ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración, empleando como variables independientes el flujo másico de agua de alimentación y las presiones de operación del ciclo, se desarrolló un sistema de ecuaciones basados en un balance de masa y energía, para ello, se definieron 18 estados termodinámicos para el vapor de agua y siete estados termodinámicos para los gases de combustión rotulados de *a* hasta *g*, que se aprecian en la figura 1.0. Información adicional sobre el balance de masa y energía de ciclo Rankine puede encontrarse en (Boehm, R., 1997.), (Moran. y Shapiro, 2008), (Rajput, R.K., 2010), (Cengel, Y. A. y Boles, M.A., 2015), (Borgnakke, C., 2013).

Tomando en consideración el diagrama de la figura 1.0, y empleado las correlaciones de las IAWPS, más información acerca de estas, pueden encontrarse en (Durán, 2004), el rendimiento térmico del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración es (Cengel y Boles, 2015), se describe como:

$$\eta = \frac{W_{t1}/m_1 + W_{t2}/m_1 - W_{b1}/m_1 - W_{b2}/m_1}{Q_e/m_1} \quad (4)$$

Finalmente, conociendo la potencia neta que el ciclo térmico de vapor desarrolla, la eficiencia térmica del ciclo se determina como (Moran. y Shapiro, 2008):

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{W_{t1}/m_1 + W_{t2}/m_1 - W_{b1}/m_1 - W_{b2}/m_1} \quad (5)$$

Análisis de Exergía y Volumen de control

El balance de exergía, para sistemas cerrados se puede escribir de manera conveniente de la forma (Dincer y Rosen, 2007):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \right) - E_D \quad (6)$$

La ecuación del balance de exergía para volumen de control, incluye el término debido a la exergía transferida por entrada y salida del elemento *n* de flujos másicos, es (Moran y Shapiro, 2008):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(W_{cv} - p_0 \frac{dV}{dt} \right) + \sum_n m_i e_i - \sum_n m_o e_o - E_D \quad (7)$$

Para estado estacionario, la ecuación (11.0) se reduce a (Dincer y Rosen, 2007):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W + \sum_n m_i e_i - \sum_n m_e e_e - E_D \quad (8)$$

Despreciando, los efectos de la exergía transferida con la transferencia de calor en el volumen de control con los alrededores Q_j , el intercambio de energía debido al trabajo sobre el volumen de control (*W*), y factorizando el flujo másico que atraviesa el volumen de control, el balance de exergía para un volumen de control, se escribirse como (Moran, 2005):

$$0 = \sum_n m_i e_i - \sum_n m_o e_o - E_D \quad (9)$$

La destrucción de exergía para un volumen de control, se expresa como (Moran, 2005):

$$E_D = \sum_n m_i e_i - \sum_n m_o e_o \quad (10)$$

La ecuación (10), establece la destrucción de exergía para *m*, flujos másicos que entran y *n*, flujos que salen del volumen de control.

Integración de los módulos de análisis

Los resultados obtenidos en la presente investigación se desarrollan con el empleo de Microsoft Excel 2010, empleando el editor de *Visual Basic Applications* (Walkenbach, 2010; Amelot, 2013), como lenguaje de programación de diversas funciones, para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo en el ciclo térmico de vapor, rutinas; para calcular la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, y formularios de usuarios u objetos, para realizar el cálculo térmico del hogar y el análisis del ciclo térmico de vapor, así como para realizar el análisis exergético y termoeconómico de la planta. Se desarrollan Macros, para automatizar la tarea del análisis de los resultados y se emplea Excel, como base de datos para almacenar momentáneamente los cálculos iterativos, lo que convierte a esta aplicación en una herramienta muy poderosa para obtener y almacenar los resultados de la presente investigación. La caratula principal de la aplicación desarrollada para el presente análisis se muestra en la figura 2.0.

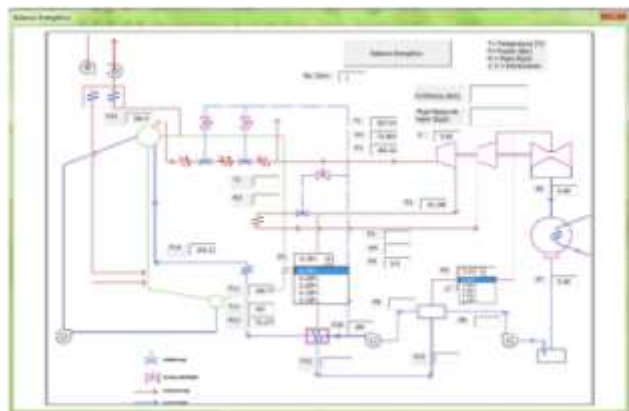


Figura 2 Formulario de usuario, calculo energético para el análisis del ciclo térmico de la central termoeléctrica
Fuente: *Elaboración Propia*

Análisis de resultados

En este apartado, se estudia el efecto que tiene la presión de recalentamiento sobre la eficiencia térmica y exergética del ciclo, así también sobre el trabajo útil. Para ello, se realizan simulaciones que consideran la variación de la presión de vapor de recalentamiento, respecto a la establecida en el manual de Operación (MO), se estable que el vapor a recalentamiento lo hace a las fracciones del 10%, 15%, 19%, 20%, 25%, 30% y 40%, respecto a la presión de vapor principal (PI), para ocho regímenes de carga de la central termoeléctrica (25%, 30%, 50%, 66.6%, 75%, 80%, 98.4% y 100%). Con lo que se logra observar la influencia de la presión del vapor recalentado, sobre los resultados del modelo de simulación. La variación de la presión principal del domo y de la fracción de vapor recalentado se muestra en la figura 3.0 a diferentes regímenes de carga de la central térmica.

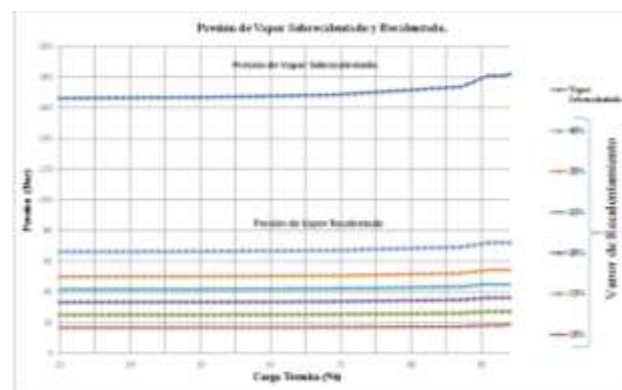


Figura 3 Presión de vapor principal y recalentamiento a diferentes regímenes de carga
Fuente: *Elaboración Propia*

En la figura 4.0, se observa que la eficiencia térmica del ciclo está influenciada por la presión a la que se recalienta el vapor en el ciclo térmico. Donde eficiencia térmica máxima es de 35.72% y ocurre en el régimen de carga del 100%, para fracciones de presiones de recalentamiento del 10%, 15%, 19% y 20% respecto a la presión del vapor principal (PI), no obstante la mínima eficiencia térmica del ciclo de 31.86% se presenta al 25% de carga y con una fracción de presión de recalentamiento del 40%, respecto a la presión de vapor principal (PI).

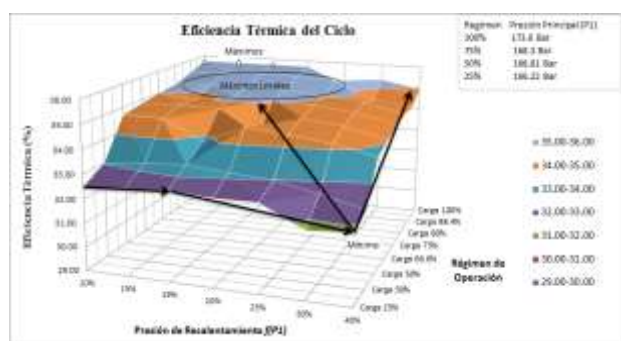


Figura 4 Eficiencia térmica del ciclo a Diferentes presiones de recalentamiento de vapor

Fuente: *Elaboración Propia*

En la figura 4.0, se aprecia que existe una región de máximas eficiencias térmicas locales que van desde 35.29% hasta los máximo del 35.72%, para los regímenes de carga del 98.4% y 100% y fracciones de presión de recalentado del 10%, 15%, 19%, 20%, 25% y 30%. Así, se observa un ligero incremento en la eficiencia térmica al incrementar la presión de vapor recalentado desde el 10% hasta el 20% de la presión de vapor principal, punto en el que la eficiencia térmica empieza a disminuir hasta llegar a la presión de vapor recalentado de 40% de la presión del vapor principal.

Por lo anterior, se puede establecer que es óptimo realizar el recalentamiento a presiones menores al 20% con respecto a la presión del vapor principal y operar la central térmica a regímenes de carga del 98.4% y 100%, para garantizar los valores de eficiencia térmica máximos del ciclo.

Por otra parte, la figura 5.0, muestra que la eficiencia exergética del ciclo a diferentes presiones de vapor recalentado, se observa que la eficiencia exergética máxima global es del 28.34%, al 50% del régimen de carga y una presión de vapor recalentado del 19%, en contraste con la eficiencia exergética mínima de 25.61%, que se encontró al régimen de 20% de carga y una presión de vapor recalentado del 10%.

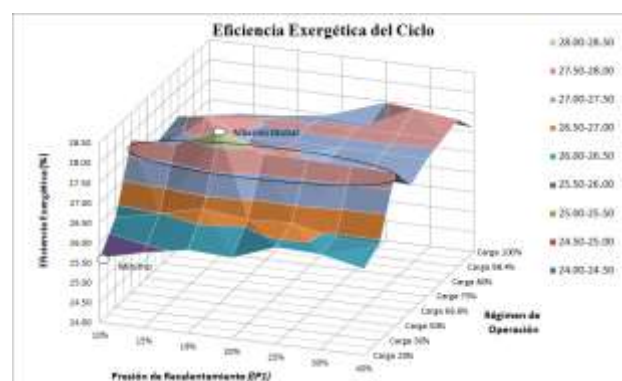


Figura 5 Eficiencia Exergética del ciclo a Diferentes presiones de recalentamiento de vapor

Fuente: *Elaboración Propia*

Por otro lado, se realizó un análisis del trabajo útil en diferentes grados de carga, este se presenta en la figura 6.0; se observa que el trabajo útil máximo generado por el ciclo es de 282.87 MW, alcanzado en el régimen de carga del 100% y para cada una de las presiones de vapor recalentado del 10%, 15%, 19% y 20%, éste valor, es 2.37 MW superior al trabajo útil generado en el régimen de operación actual que emplea la presión de vapor recalentado establecida en el MO.

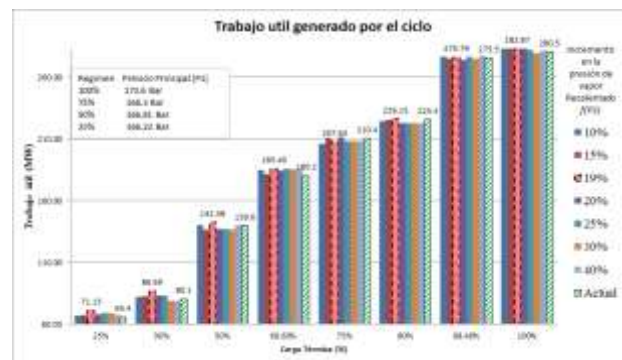


Figura 6 Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones de vapor recalentado y cargas térmicas

Fuente: *Elaboración Propia*

Conclusiones y recomendaciones

Con el análisis que se realizó de la presión de vapor recalentado, se concluye que la presión a la que se recalienta el vapor, afecta a la eficiencia térmica y exergética del ciclo, siendo los máximos encontrados de 35.7% y 28.3%, en los regímenes de carga del 100% y 50%, respectivamente, empleando una fracción de presión de recalentamiento del 19%, que es la fracción de recalentamiento de vapor que produjo los mejores resultados en las eficiencias, dichas eficiencia son ligeramente mayores a las calculadas bajo las condiciones actuales de operación.

En el caso de la eficiencia térmica solo se incrementa en 0.1% y en el caso de la eficiencia exergética esta disminuye en 0.7%.

Se determinó que la presión del vapor a recalentamiento que presentan mejores resultados, son aquellas presiones, que no rebasan el límite del 20% (10%,15%,19%) de la presión de vapor principal, y se considera óptima la presión de vapor recalentado equivalente al 19% de la presión de vapor principal, lo cual concuerda con otros estudios que han concluido que dicha presión es la óptima para realizar el recalentamiento (Dincer y Rosen, 2007), ya que con dicha fracción se alcanzan las eficiencias térmica y exergética máximas, así como el trabajo útil máximo generado por el ciclo de 282.87 MW.

Se concluye que el desarrollo de modelos de sistemas de generación de energía, como el presentado, contribuyen a la investigación y desarrollo que permitan el estudio y optimización de los parámetros de operación técnicos, de reconfiguración de los sistemas y que afectan el régimen de operación; analices que se pueden realizarse previamente a una repotencialización o variación del ciclo, que permitan la toma de decisiones y la puesta a punto de la central térmica, con ayuda de software de programación y técnicas modernas de análisis energéticos y exergético, y más aún, con metodologías que permitan considerar los costos asociados a la producción de energía con técnicas como la termoeconomía, que permiten identificar las pérdidas económicas debido a las irreversibilidades de los sistemas, técnicas que será aplicada al caso de estudio presentado, pero que no sería posible sin la existencia primero, de un modelo que permita simular la central térmica Villa de Reyes, desarrollado durante la presente investigación.

Referencias

- Amelot, M., (2013). VBA Excel 2013, Programar con Excel: Macros y Lenguaje VBA. Barcelona: ENI Ediciones.
- Bejan, A. & Kraus, A. (2003). *Heat transfer Handbook*, U.S.A.: John Wiley y Sons, Inc.
- Boehm, R., 1997. *Developments in the Design of thermal Systems*. New York: Cambridge University Press.
- Borgnakke C. y Sonntag, R., 2013. *Fundamentals of Thermodynamics*. Danvers, Massachusetts.: Jonh Wiley y Sons, Inc.
- Cengel, Y. A. y Boles, M.A., (2015). *Termodinámica*. 8 ed. México: Mc Graw Hill.
- CFE (2014a). Informe anual 2014. México D.F.: CFE
- CFE. (2014b). Programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico 2014 – 2028. México D.F.: Subdirección de Programación, Coordinación de Planificación, CFE.
- CFE. (1987). *Manual del Operación de la central termoeléctrica villa de reyes*. San Luís Potosí, México: Comisión Federal de Electricidad.
- CKTI-VTI. (1973). *Thermal calculation of steam generator Regulatory Method* (2 ed). Sankt Petersburg: CKTI-VTI.
- CKTI-VTI. (1998). *Thermal calculation of steam generator Regulatory Method* (3 ed.) Sankt Petersburg: CKTI-VTI.
- Dincer I. y Rosen M., 2007. *Exergy Energy, Environment and Sustainable Development*, USA: Elsevier Ltd. Ch 2.
- Durán M. (2004). *Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms*, Tesis Doctoral, UPM, Madrid 2004.
- Ganapathy, V., 2003. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*. U.S.A: CRC Press.
- Habib MA, Said SAM, Al-Bagawi JJ. 1995. Thermodynamic performance analysis of the ghazlan power plant. *Energy*. 20. 1121-1130.
- Habib MA, Said SAM, Al-Zaharna I. 1999. Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal power plants. *Applied Energy* 63,17-34.
- Horlock JH, Young JB, Manfrida G. Exergy analysis of modern fossil-fuel power plants. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2000;122: 1–7.
- I.E.A. (2016). Key Electric Trends, Excerpt from: Electricity information. USA: International Energy Agency.

Jarquín G., Polupan G., Carvajal I., Montaña D. (2015). Heat exchange and NO_x reduction in the 350 MW steam generator. En: Al-Kayiem H.H., Brebbia C.A. y Zubir S.S, Ed. 2015. Energy and Sustainability V. UK: Wit Press, pp. 327-340.

Jiménez, J. (2015). *Análisis Exergético y Termoeconómico de un sistema de generación de energía, estudio del caso del generador de vapor de 305 MW instalado en la central termoeléctrica Villa de Reyes*. Tesis Doctoral. México. Universidad Autónoma del Estado de México.

Kelly S, Tsatsaronis G, Morosuk T. Advanced exergetic analysis: approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts. Energy 2009. 34(3):384-391.

Kitto, J., & Stultz, S. (2005). *Steam its generation and use* (41 Edition), USA: The Babcock y Wilcox Company.

Kotas TJ. The exergy method of thermal power analysis. London: Butterworths; 1985.

Moran, M. & Shapiro H. N. (2008). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. (6th ed.). USA: John & Sons Inc.

Moran M. (2005). Engineering Thermodynamics. In: Kreith, F. & Goswami D. Y., (Ed.). *The CRC handbook of Mechanical Engineering*. USA: The CRC press. Ch. 2.

Mullinger P. & Jenkins B. (2008). *Industrial Process Furnaces, Principles and Design*, Ed. Elsevier.

Ramesh K. S. 2005. Compact heat exchangers. En Kreith F. y Goswami D.Y., 2005. Mechanical Engineering. USA: CRC Press.

Rajput R.K, 2010. Ingeniería Térmica. 3 ed. México: Cengage.

Sohn JL, Song TW, Kim JH, Kim TS, Ro ST. Exergy based performance analysis of the heavy duty gas turbine in part-load operating conditions. International Journal of Exergy 2002;2: 105–12.

Tsatsaronis G, Park M-H. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. Energy Conversion & Management 2002. 43.1259- 70.

Walkenbach, J., 2010. Excel 2010, Power Programming with VBA. Indiana, USA: Wiley Publishing, Inc.