



Evaluación termoexergética de un generador de vapor piro-tubular compacto

Thermo-exergetic evaluation of a compact piro-tubular steam generator

Velázquez-González Alejandro

Universidad de Las Tunas, Cuba

Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos

Correo: alevel2014@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-1669-8349>

Corrales-Suárez Jorge Michel

Universidad de Las Tunas, Cuba

Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos

Correo: jorgecsster@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-7431-5772>

Pérez-Molina Leonardo Rafael

Universidad de Las Tunas, Cuba

Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos

Correo: leonardopm@ult.edu.cu

<https://orcid.org/0000-0002-5289-7812>

Resumen

Una de las variables más importantes para conocer qué tan eficiente es una máquina térmica es la exergía. En la práctica es una variable de las menos controladas. En esta investigación se realizó un estudio térmico exergético en un generador de vapor piro-tubular compacto, para lograrlo, se llevó a cabo un balance de masa de energía y de entropía. El balance de energía se realizó por los métodos directo e indirecto. Se especifican los por cientos de las exergías de cada sustancia de trabajo en el proceso. El rendimiento energético por el método directo fue de 0.901 y por el método indirecto fue de 0.882, ya que cada método tiene su función en el análisis energético. Las irreversibilidades en el proceso fueron de 26 %. El rendimiento exergético fue de 0.39, condicionado por una combustión completa en el hogar. Se demostró que el generador de vapor para las condiciones reales de operación está sobredimensionado.

Descriptores: Generador de vapor piro-tubular, energía, entropía, exergía, irreversibilidades, rendimiento.

Abstract

One of the most important variables to know how efficient a thermal machine is exergy. In practice it is one of the least controlled variables. In the investigation, an exergetic thermal study was carried out on a compact piro-tubular steam generator. In order to achieve this, a balance of mass, energy and entropy was carried out. The energy balance was carried out by direct and indirect methods. The percentages of the exergies of each working substance in the process are specified. The energy yield for the direct method was 0.901 and for the indirect method was 0.882, as each method has its function in the energy analysis. The irreversibilities in the process were 26 %. The exergetic yield was 0.39, conditioned by a complete combustion in the fireplace. It was demonstrated that the steam generator for the real operating conditions is oversized.

Keywords: Pyrotubular steam generator, energy, entropy, exergy, operational variables, irreversibilities, performance.

INTRODUCCIÓN

A principios de los años sesentas, aumentó la conciencia mundial de que el crecimiento industrial y la producción de energía a partir de combustibles fósiles se acompañan de la liberación de contaminantes potencialmente nocivos en el medio ambiente (Kitto & Stultz, 2005).

Existe una fuerte relación entre la eficiencia energética y el impacto ambiental, ya que para los mismos servicios o productos, una menor utilización de los recursos y la contaminación normalmente se asocian con una mayor eficiencia energética (Dincer & Rosen, 1998).

La preocupación creciente por el ahorro de energía ha fomentado un examen crítico de los métodos utilizados para evaluar e incrementar la eficiencia de los procesos industriales. Como respuesta, la atención se ha centrado recientemente en técnicas de análisis basados en el Segundo Principio de Termodinámica, en particular, en el concepto de exergía (Lozano, 1987). La exergía es fundamentalmente la propiedad del sistema que ofrece el máximo potencial que puede extraerse del sistema cuando se lleva a un estado de equilibrio termodinámico desde un estado de referencia (Ayhan & Demirtas, 2001; Sami *et al.*, 2011).

En los últimos años, debido a la escasez de combustibles fósiles y su lógico encarecimiento, es evidente la importancia del desarrollo de sistemas térmicos que hagan un uso efectivo de estos recursos energéticos no renovables como petróleo, gas natural y carbón mineral. El método del análisis exergético es especialmente adecuado para conseguir un uso eficiente de los recursos energéticos, pues permite determinar la localización, tipo y magnitud real de su pérdida y despilfarro.

Un generador de vapor pirotubular o de tubos de fuego es una máquina térmica donde se obtiene vapor de agua. Este vapor se genera cuando los gases producto de la combustión pasan por dentro de los tubos, los cuales se encuentran bañados por agua, de donde surge el vapor saturado que se produce, el cual se conduce por las líneas de distribución hasta los consumidores que generalmente son: las cocinas, las tintorerías, hospitales, entre otros.

El uso eficiente de los recursos energéticos se conseguirá reduciendo tanto como sea posible la destrucción de exergía en los sistemas, es decir, disminuir las irreversibilidades de los procesos que ocurren dentro de los sistemas. Esto permitirá centrar la atención en aquellos aspectos de la operación del sistema analizado, ya que ofrecen mayores oportunidades de mejora.

La investigación tuvo como objetivo determinar si el generador de vapor es el adecuado para las condiciones

reales de operación y de proceso, así como de las oportunidades para incrementar su eficiencia. Se partió de la hipótesis de que si se determinan los rendimientos energéticos y exergéticos del generador de vapor es posible conocer la magnitud de la influencia de las variables operacionales que lo afectan.

MATERIALES Y MÉTODOS

La investigación se realizó en un generador de vapor pirotubular compacto modelo CMS-660. Este trabaja con combustible diésel regular (Rodríguez, 2014) y su composición gravimétrica se obtuvo de la ficha técnica que proporciona el suministrador. Tiene una capacidad nominal para la producción de vapor de 660 kg/h, produce un vapor saturado con una presión de 0.49 MPa y tiene una superficie de intercambio térmico con el fluido a calentar de 19.6 m². Las paredes exteriores cilíndricas tienen una temperatura de trabajo de 34 °C y el resto de las paredes 42 °C. El agua de alimentar se precalienta mediante una extracción del vapor saturado y entra al generador a 80 °C. El condensado del proceso no se recupera por error de diseño de la instalación. La temperatura de los gases de escape es de 200 °C. Es preciso conocer las propiedades de todas las sustancias de trabajo que entran y salen del generador de vapor para realizar los balances de masa, energía, entropía y exergía (Figura 1).

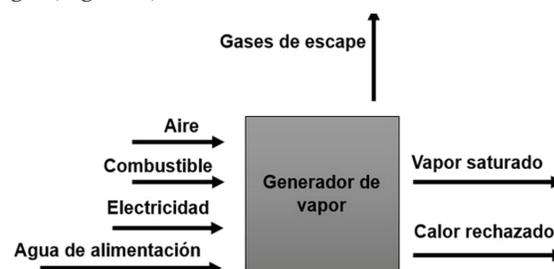


Figura 1. Esquema básico del sistema a estudiar

BALANCE DE MASA

Los flujos de combustible, agua de alimentar y vapor saturado se obtuvieron a partir de mediciones directas y otros mediante la aplicación del balance de masa. Para determinar el flujo másico del aire se consideró que la combustión es completa, se midió el coeficiente de exceso de aire real y se determinó el volumen de aire teórico para combustionar un kilogramo de combustible. Al multiplicar el volumen de aire teórico por el coeficiente de exceso de aire, se obtuvo el volumen de aire real. El volumen de aire real se multiplicó por el flujo másico del combustible que entra a la caldera y se

obtuvo el flujo volumétrico de aire. Este flujo volumétrico es el que se multiplica por la densidad del aire para obtener el flujo másico del aire. El flujo másico de los gases de escape se obtiene mediante la ecuación (1):

$$G_{aire} + G_{aa} + G_{comb} = G_{vap} + G_{esc} \quad (1)$$

BALANCE DE ENERGÍA

Aplicando la ley de conservación de la energía se obtiene la ecuación (2):

$$\begin{aligned} G_{aire} \cdot h_{aire} + G_{aa} \cdot h_{aa} + G_{comb} \cdot PCI + Pelect = & + \dot{q}_{rech} + \\ G_{vap} \cdot h_{vap} + G_{esc} \cdot h_{esc} \end{aligned} \quad (2)$$

La entalpía del aire se consiguió de la tabla A17 del Cengel (Kitto & Stultz, 2005; Çengel & Boles, 2012), las del agua de alimentar y el vapor de agua se obtuvieron de la tabla A4 del libro de Cengel (2012). La entalpía de los gases de escape se determinó a partir de mediciones realizadas con el analizador de gases. El poder calorífico inferior (PCI) del combustible se comprobó por la ecuación (3) (Pankratov, 1987; Rubio, 2015).

$$PCI = 339,2 C + 1030,4 H - 108,9 (O - S) - 25,14 W \quad (3)$$

El calor rechazado se calculó por la ecuación de enfriamiento de Newton (ecuación 4). Las paredes de la caldera se encuentran a temperaturas relativamente bajas, por tanto, solo se tomó en cuenta el calor rechazado por el mecanismo de convección natural (ecuación 4) (Çengel & Boles, 2012; Pávlov *et al.*, 1981).

$$\dot{q}_{rech} = h \cdot A_s (T_s - T_f) \quad (4)$$

Donde:

h = Coeficiente global de emisión calorífica (W/(m².K))

A_s = Superficie de intercambio térmico con el medio ambiente (m²)

T_s = Temperatura de la superficie (K)

T_f = Temperatura de los alrededores de la superficie (K)

CÁLCULO DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO POR EL MÉTODO DIRECTO

El cálculo del rendimiento energético del generador de vapor se calculó por la ecuación (5) (Ohijeagbon *et al.*, 2013):

$$\eta_{gv} = \frac{G_{vap} \cdot h_{vap} - G_{aa} \cdot h_{aa}}{G_{aire} \cdot h_{aire} + G_{comb} \cdot PCI + Pelect} \quad (5)$$

CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO POR EL MÉTODO INDIRECTO

Este método se puede aplicar sin necesidad de conocer la producción de vapor y el consumo de combustible (Oliva, 2012).

El rendimiento η_{gv}^{bruto} en este caso se determinó por la ecuación (6):

$$\eta_{gv}^{bruto} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7), \% \quad (6)$$

Donde (Nordelo & González, 2010):

q_2 = Pérdidas de calor con los gases de escape

q_3 = Pérdidas de calor por incompleta combustión química

q_4 = Pérdidas de calor por incompleta combustión mecánica

q_5 = Pérdidas de calor por radiación y convección al medio ambiente

q_6 = Pérdidas con el calor físico de las cenizas

q_7 = Pérdidas por las purgas

Las ecuaciones con las que se determinaron las pérdidas energéticas se representan en la Tabla 1.

Tabla 1. Ecuaciones empleadas para comprobar los diferentes tipos de pérdidas (Rubio, 2015)

Tipo de pérdida	Ecuación
q_2	$q_2 = \frac{(h_{esc} - \alpha_{ge} \cdot h_{af})(100 - q_4)}{Q_d} \quad (7)$
q_3	$q_3 = \frac{V_{gs} \cdot (126 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358.2 \cdot CH_4)(100 - q_4)}{Q_d} \quad (8)$
q_4	Esta pérdida tiene su origen en el hecho de que, en ocasiones, en una combustión real, una pequeña parte de las sustancias combustibles no combustionan
q_5	$q_{5nom} = \frac{D_{nom}}{D_{real}} \quad (9)$
q_6	Esta pérdida generalmente aparece cuando se queman combustibles sólidos y en menor medida en combustibles líquidos
q_7	Esta pérdida se desprecia, pues para generadores de vapor pirotubulares no llegan a 2 % de las pérdidas totales

BALANCE DE EXERGÍA

Se realizó para conocer las irreversibilidades del sistema. El ambiente de referencia es de 298.15 K de temperatura y una atmósfera técnica de presión.

$$\sum B_{ent} = \sum B_{sal} + I \quad (10)$$

La exergía de un flujo de materia puede dividirse en distintos componentes (Dincer & Rosen, 2013; Kotas, 1985; Oliveira, 2013):

$$B = B_C + B_p + B_F + B_Q \quad (11)$$

Donde:

B , B_C , B_p , B_F y B_Q = la exergía total de la sustancia, exergía cinética, exergía potencial, exergía física y exergía química respectivamente (kW).

Para la instalación a analizar, la ecuación resultante (12) es:

$$B_{aire} + B_{aa} + B_{comb} + B_{elect} = B_{rech} + B_{esc} + B_{vap} + I \quad (12)$$

Para el aire se despreció la exergía física porque este posee prácticamente las mismas propiedades del ambiente de referencia, (Tabla 2). Con la presión de salida

del vapor saturado y con el título se localiza la entropía del agua de alimentar en la Tabla A4 del libro de Çengel y Boles (2012). En el combustible, para la exergía química específica, existe una expresión general dada en el anexo C del libro de Kotas (1985). Szargut y Styrylska (1964) asumen que la relación de exergía química con el valor calorífico neto de los combustibles sólidos y líquidos industriales, es la misma que la de las sustancias químicas puras que tienen las mismas proporciones de componentes químicos (Kotas, 1985). Para los gases de escape (Tabla 2).

Las ecuaciones con las que se determinaron las exergías de cada sustancia se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Ecuaciones empleadas para determinar los diferentes tipos de exergías de las sustancias de trabajo (Kotas, 1985)

Sustancia de trabajo	Ecuación
Aire	$b_{aire}^q = \sum (n_i b_{xi}^q) + RT_0 \sum x_i \ln x_i$ (13)
Agua de alimentar	$b_{aa} = b_{aa}^q + b_{aa}^f$ $b_{aa}^f = h_{aa} - h_0 - T_0 (s_{aa} - s_0)$ $b_{aa}^{q\ st\ corr} = b_{aa}^{q\ st} \frac{T}{T_0} - h^{st} \frac{T - T_0}{T_0}$ (14)
Vapor saturado	$b_{vap} = b_{vsat}^q + b_{vap}^f$ (15)
Combustible	$\phi = \frac{b_{comb}^q}{PCI}$ $b_{comb}^f = c_{pcomb} \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + v_m (P - P_0)$ (16)
Potencia eléctrica	La energía eléctrica puede convertirse completamente en trabajo (Querol <i>et al.</i> , 2013).
Calor rechazado	$b_{rech} = b_{pl} + b_{ff}$ $b_{pl} = \dot{q}_{pl} \left(1 - \frac{T_0}{T_{pl}} \right)$ $b_{ff} = \dot{q}_{ff} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ff}} \right)$ (17)
Gases de escape	$b_{esc}^q = \sum (n_i b_{xi}^q) + RT_0 \sum x_i \ln x_i$ (18)

Los valores de $b_{aa}^{q\ st}$ y h^{st} se obtienen de la Tabla A.3 del libro de Kotas (1985).

$$\dot{s}_{aire} + \dot{s}_{aa} + \dot{s}_{comb} + \dot{s}_{Gen} = \dot{s}_{esc} + \dot{s}_{vap} + \frac{\dot{q}_{pl}}{T_1} + \frac{\dot{q}_{ff}}{T_2} \quad (19)$$

BALANCE DE ENTROPÍA

Se realizó para determinar las irreversibilidades a partir de la entropía generada en el proceso.

Las ecuaciones con las que se determinó la entropía de cada sustancia se representan en la Tabla 3.

Tabla 3. Ecuaciones empleadas para determinar los diferentes tipos de entropías de las sustancias de trabajo (Çengel & Boles, 2012)

Sustancia de trabajo	Ecuación
Aire	$s_{aire} = s^0 + c_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)$ (20)
Agua de alimentar	Tabla A-4 (Çengel & Boles, 2012)
Vapor saturado	Tabla A-4 (Çengel & Boles, 2012)
Combustible	$s_{comb} = c_{p\ comb} \ln \left(\frac{T_{combustion}}{T_0} \right)$ (21)
Calor rechazado	$\frac{\dot{q}_{pl}}{T_1} + \frac{\dot{q}_{ff}}{T_2}$ (22)
Gases de escape	$s_{esc} = \frac{h_{esc}}{T_{esc}}$ (23)

IRREVERSIBILIDADES DEL PROCESO

Según Gouy (1889):

$$I = T_o \cdot s_{Gen} \tag{24}$$

RENDIMIENTO EXERGÉTICO

Se determinó (ϵ_{GV}):

$$\epsilon_{GV} = \frac{B_{vap} - B_{aa}}{B_{aire} + B_{comb}} \tag{25}$$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La instalación tiene una producción real de vapor de 457.2 kg/h con un consumo de combustible de 0.008 kg/s. La demanda de vapor del proceso fue de 114.3 kg/h (Tabla 4).

Las sustancias que más incidencia tuvieron en los rendimientos energéticos y exergéticos del proceso fueron el combustible y el vapor saturado (Tabla 4). El rendimiento energético del generador calculado por el método directo fue de 0.901 y por el método indirecto fue de 0.882 (Tabla 4). El error entre los resultados por ambos métodos fue de 2.11 %, lo que fue despreciable.

La sustancia más significativa en el rendimiento exergético es el combustible con un 46 %; esto sucede como consecuencia de su alto contenido energético (Figura 1). El agua de alimentar al variar su temperatura de 80 °C hasta 151 °C para convertirse en vapor saturado a la presión de 0.49 MPa, incrementó su potencial exergético en un 18 %; es la segunda sustancia en im-

portancia en el rendimiento exergético (Figura 1). Los efectos de las sustancias restantes son prácticamente despreciables, aunque hay que tenerlas en cuenta cuando el aire no es precalentado. Las irreversibilidades representan 26 % de las exergías debido en su mayoría, a las transformaciones que ocurren en los procesos de combustión y de transferencia de calor (Figura 1) (Kreith & Goswami, 2005).

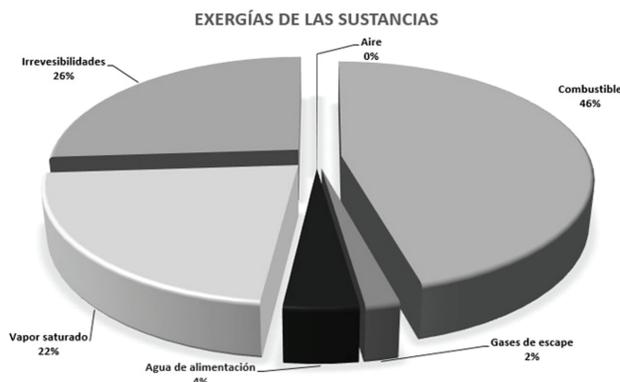


Figura 1. Gráfico porcentual de las exergías de cada sustancia en el proceso

Se conoce que el rendimiento exergético para un generador de vapor de este tipo debe ser próximo a 0.27 (Borges *et al.*, 2016). Para las condiciones reales de operación del generador de vapor el rendimiento exergético es de 0.39. Como se observa, el rendimiento exergético calculado para el generador de vapor estudiado posee un valor por encima de lo publicado en la literatura (Borges *et al.*, 2016). Al comparar los valores de las mediciones de esta investigación con la revisada se puede notar que para valores de 2.012 del coeficiente de exceso de aire a la salida de los gases de escape y a la

Tabla 4. Resultados para las diferentes variables del proceso

Variables	Energía (kW)	Exergía (kW)	Entropía (kW/K)
Aire	31.057	0.575	0.1684
Combustible	339.590	362.664	0.0265
Gases de escape	52.365	14.838	0.1107
Agua de alimentar	42.545	32.194	0.1366
Vapor saturado	348.806	175.393	0.8670
Calor rechazado	0.259	0.0126	0.0008
Rendimiento Método Directo		0.901	
Rendimiento Método Indirecto		0.882	
Irreversibilidades (kW)		206.190	
Irreversibilidades Gouy-Stodola (kW)		200.589	
Rendimiento exergético		0.394	

presencia de gases como el monóxido de carbono, lo que indica una combustión incompleta, se obtiene un rendimiento exergético de 0.27. Por lo que se concluye que, para las variables operacionales y las condiciones de una combustión completa, el rendimiento del generador de vapor sea mayor.

Para conocer el efecto de la presión del vapor saturado en los rendimientos energéticos, exergéticos y en las irreversibilidades, se replicaron los cálculos antes expuestos para el intervalo de 0.1 MPa hasta 1.3 MPa (Figura 2). Tanto el rendimiento energético como el exergético, incrementan con el aumento de la presión del vapor saturado. Es más significativo el incremento del rendimiento exergético, con una variación positiva de 13 % (Figura 2). Las irreversibilidades disminuyen significativamente en el intervalo de 0.1 MPa hasta 0.4 MPa; a partir de ese valor su disminución es menos pronunciada en relación con el incremento de la presión del vapor saturado y experimenta una variación total negativa de 45 kW (Figura 2).

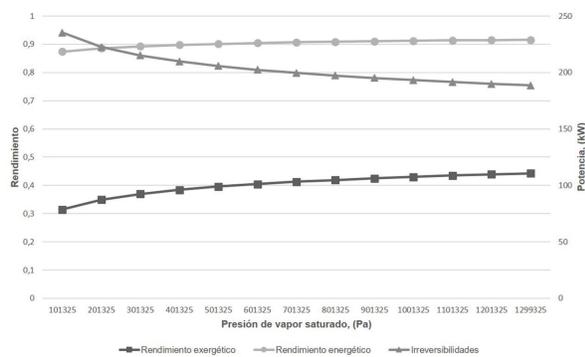


Figura 2. Comportamiento del rendimiento energético, exergético y las irreversibilidades en función de la presión de vapor

Para las condiciones ambientales y de operación del generador de vapor, el análisis exergético permitió identificar, clasificar y medir las pérdidas de energía (Tablas 1 y 4). El flujo de vapor ofertado por el generador es cuatro veces mayor que el demandado por el proceso. Esto sugiere una sustitución del generador de vapor por otro de menor producción de vapor.

CONCLUSIONES

Este trabajo describe una serie de pasos lógicos que permiten calcular el rendimiento exergético de una instalación generadora de vapor. Normalmente, los estudios energéticos a instalaciones generadoras de vapor se les aplican uno de los dos métodos (el directo o el indirecto). En este caso se aplican ambos para comparar los

resultados y demostrar la pertinencia del uso indistinto de ambos métodos. El rendimiento energético del generador de vapor por el método directo es de 0.901 y por el método indirecto es de 0.882, con una diferencia del 2.11 % lo que indica que se puede emplear cualquiera de los dos métodos. Para determinar el rendimiento exergético se emplearon ecuaciones que permiten trabajar con valores reales de temperatura ambiente, pues estas ayudan a corregir la diferencia de los parámetros del ambiente de referencia con el ambiente real. El rendimiento exergético del generador de vapor fue de 0.39 y la sustancia que más influyó en él es el combustible con un 46 %, luego las irreversibilidades del proceso con un 26 %. Estas se pueden reducir aprovechando el vapor condensado que se pierde por un error de diseño de la instalación. De manera general, pero con igual importancia, se demostró que el generador de vapor está sobredimensionado para las condiciones reales de operación y del proceso, por lo que se recomienda la sustitución por otro de menor producción de vapor.

NOMENCLATURA

- G flujo másico
- h entalpía específica o coeficiente de transferencia de calor por convección
- P_{elect} potencia eléctrica
- PCI poder calórico inferior
- q flujo de calor
- A_s superficie de intercambio térmico con el medio ambiente
- T temperatura absoluta
- η rendimiento energético
- V volumen
- Q calor o energía
- D demanda
- B exergía
- b exergía específica
- I irreversibilidades
- n cantidad de sustancia
- x proporción de cantidad de sustancia
- R constante universal de los gases
- s entropía específica
- φ relación de Szargut-Styrylska
- c_p calor específico a presión constante
- v volumen específico
- P presión absoluta

SÍMBOLOS QUÍMICOS

C carbono
 H hidrógeno
 O oxígeno
 S azufre
 W humedad
 C carbono

SUBÍNDICES Y SUPERÍNDICES

aire sustancia aire
 aa sustancia agua de alimentar
 comb sustancia combustible
 vap sustancia vapor saturado
 esc gases de escape
 rech rechazado
 s superficie
 f alrededores de la superficie
 gv generador de vapor
 bruto bruto
 ge gases a la salida del generador de vapor
 af aire frío
 d disponible
 gs gases secos
 nom nominal
 real real
 ent entrada
 sal salida
 C cinética
 p potencial
 F física
 Q química
 i componentes químicos de la sustancia
 q química
 f física
 0 ambiente de referencia
 st estándar
 corr_g corregida
 comb combustible
 pl pared lateral
 ff pared frontal y fondo
 combustión proceso de combustión
 Gen generada

REFERENCIAS

Ayhan, B. & Demirtas, C. (2001). Investigation of turbulators for fire tube boilers using exergy analysis. *Turk J Eng Environ Sci*, 249-258.

Borges, R.J., Monzón, J.A., Rodríguez, M.J. & Moya, D.A. (2016). Método para la evaluación de la eficiencia e impacto ambiental de un generador de vapor. *Ingeniería Energética*, 135-143.

Çengel, Y. A., & Boles, M.A. (2012). *Termodinámica*. Mexico: McGRAW-HILL.

Dincer, I. & Rosen, M.A. (1998). A worldwide perspective on energy, environment and sustainable development. *International Journal of Energy Research*, 1305-1321. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199812\)22:15%3C1305::AID-ER417%3E3.0.CO;2-H](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199812)22:15%3C1305::AID-ER417%3E3.0.CO;2-H)

Dincer, I. & Rosen, M.A. (2013). *Exergy. Energy, Environment and Sustainable Development*. London: Elsevier Ltd.

Guoy, M. (1889). Sur l'energie utilisable. *Journal de Physique*, 501-518.

Kitto, J.B. & Stultz, S.C. (2005). *Steam: its generation and use*. Ohio: The Babcock & Wilcox Company.

Kotas, T.J. (1985). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworths.

Kreith, F. & Goswami, Y.D. (2005). *The CRC handbook of mechanical engineering*. CRC Press LLC.

Lozano, M.A. (1987). *Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor en centrales térmicas*. Zaragoza, España.

Nordelo, A.B. & González, Á.R. (2010). *Combustión y generación de vapor*. La Habana: Félix Varela.

Ohijeagbon, I.O., Waheed, M.A. & Jekayinfa, S.O. (2013). Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers. *Energy*, 153-164. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.02.039>

Oliva, L.O. (2012). *Indicaciones metodológicas para el cálculo de los rendimientos de los generadores de vapor*. Santiago de Cuba.

Oliveira, S.d. (2013). *Exergy. Production, cost and renewability*. London: Springer-Verlag London. <https://www.researchgate.net/deref/http%3A%2F%2Fdx.doi.org%2F10.1007%2F978-1-4471-4165-5>

Pankratov, G. (1987). *Problemas de termotecnia*. Moscú: Mir.

Pávlov, K.F., Romankov, P.G. & Noskov, A.A. (1981). *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*. Moscú: Mir.

Querol, E., Gonzalez-Regueral, B. & Perez-Benedito, J.L. (2013). *Practical approach to exergy and thermoeconomic analyses of industrial processes*. London: Springer.

Rodríguez, N.G. (2014). *Catálogo de especificaciones de productos rama combustibles*. La Habana.

Rubio, A. (2015). *Generadores de vapor. Funcionamiento y explotación*. Santa Clara: Feijóo.

Sami, S., Etesami, N. & Rahimi, A. (2011). Energy and exergy analysis of an indirect solar cabinet dryer based on mathematical modelling results. *Energy*, 2847-2855. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.027>

Szargut, J. & Styrylska, T. (1964). Angenäherte Bestimmung der Exergie von Brennstoffen. *Brennstoff-Wärme-Kraft*, 589-596.