

# Aprovechamiento energético del lavado industrial de la empresa Relianz CAT

## Energy use of the industrial washing at Relianz CAT company

Víctor Orlando Martínez Monsalve\*

Luis Fernando Cardona Palacio\*\*

Recibido: 18 de junio de 2022 / Aceptado: 27 de octubre de 2022 / Publicado: 1 de febrero de 2023

### Forma de citar este artículo en APA:

Martínez Monsalve, V. O., & Cardona Palacio, L. F. (2022). Aprovechamiento energético del lavado industrial de la empresa Relianz CAT. *Ciencia y Academia*, (4), pp. 58-77. DOI: 10.21501/2744838X.4421

### Resumen

Se desarrolla un sistema de mejoramiento energético con los gases de escape generados a partir del proceso de lavado de componentes del taller de desarme de la empresa Relianz CAT, localizada en Soledad, departamento del Atlántico-Colombia. Inicialmente se realizaron mediciones para conocer las condiciones operacionales actuales del proceso y el análisis de los posibles flujos para realizar la mejora energética. Luego se efectuó una búsqueda bibliográfica de técnicas utilizadas en la industria para la recuperación energética y así definir la red de intercambiadores de calor y servicios industriales necesarios para lograr un adecuado aprovechamiento de la energía térmica de la empresa. A partir de lo anterior se decidió proponer un intercambiador de tubos y coraza TEMA G de cuatro pasos por los tubos, 246 tubos y 1,8 m de longitud. Se logra una temperatura de precalentamiento de agua

\* Magíster en Ciencias Naturales y Matemáticas y Magíster en Ingeniería, Ingeniero Mecánico, Ingeniero Industrial. Contacto: victorm1692@gmail.com

\*\* Doctor en Ingeniería, Ingeniero químico. Docente del Departamento de Ciencias Básicas, Universidad Católica Luis Amigó, Medellín-Colombia. Contacto: luis.cardonapa@amigo.edu.co

superior a los 60 °C con un ahorro energético de 2653 kW, en cuanto al vapor de salida se tiene un flujo de condensado 1,11 kg/s. Con el intercambiador de calor de tubos y coraza propuesto se lograría un ahorro mensual de COP 51.383.040 y un tiempo de recuperación de la inversión inferior a dos meses. Además, con la propuesta de diseño se tiene un ahorro de emisiones anuales de 668 toneladas de dióxido de carbono por año y un posible ahorro de volumen de agua mensual de 28877 m<sup>3</sup> que puede ser utilizada en sistemas de riego, limpieza inicial de componentes, y aseo de instalaciones.

### **Palabras clave:**

Intercambiador de calor; Termodinámica; Transferencia de calor; Gases de escape; Balance de masa; Balance de energía; Pre calentamiento; Condensación; Lavadora industrial; Poder calorífico.

### **Abstract**

An energy improvement system is developed with the exhaust gases generated from the component washing process of the disassembly workshop of the Relianz CAT company, located in Soledad, department of Atlántico-Colombia. Initially, measurements were made to know the current operating conditions of the process and the analysis of the possible flows to carry out the energetic improvement. Subsequently, a bibliographic search of techniques used in the industry for energy recovery is carried out in order to define the network of the heat exchanger and industrial services necessary to achieve an adequate use the company's thermal energy. Based on the previous information, it was decided to propose a TEMA G shell and tube exchanger with four ways through the tubes, 246 tubes and 1,8 m in length. A water preheating temperature of over 60 °C is achieved with an energy saving of 2653 kW, for the steam output a condensate flow rate of 1.11 kg/s is achieved. With the proposed shell and tube heat exchanger, a monthly savings of COP 51.383.040 would be achieved and an investment recovery time of less than two months. In addition, with the design proposal, there is a carbon dioxide emission anual saving of 668 tons of carbon dioxide per year and a possible saving of monthly water volume of 28877 m<sup>3</sup> that can be used in irrigation systems, initial cleaning of components, and cleanliness of facilities.

### **Keywords:**

Heat exchanger; Thermodynamics; Exhaust gases; Mass balance; Energy balance; Preheating; Condensation; Industrial washing machine; Calorific value.

# Introducción

Las ciencias naturales y las matemáticas suelen ser vistas como ramas netamente del mundo académico, pero en la medida en que los profesionales se adentren en el estudio y la comprensión de dichas ramas y se entienda su aplicación en el resto de las ciencias, se van a lograr procesos y metodologías más óptimas (Henao, 2006). En el caso puntual del aprovechamiento energético, la termodinámica y la transferencia de calor, el poderse mover dentro de las correlaciones y formulaciones físicas y matemáticas que implican todas las temáticas correspondientes, van a permitir que los ingenieros puedan desarrollar metodologías y diseños efectivos en las diversas aplicaciones en las que se trabaje. El diseño de redes de aprovechamiento energético y específicamente el de intercambiadores de calor, lleva detrás ecuaciones diferenciales, correlaciones estadísticas, análisis gráfico entre otros tópicos de las matemáticas, la física y la estadística (Voss et al., 2022). Entender la estructura básica que son los fundamentos de ese diseño es clave para lograr resultados que encajen de la mejor forma en cada aplicación puntual.

En el campo del aprovechamiento energético, la recuperación de calor de las aguas residuales ahora es reconocida por Europa como una fuente de energía renovable. Esto se da desde la publicación de la directiva de energía renovable (RED II) en diciembre de 2018, en la que Comisión Europea (European Commission, 2018) considera la energía térmica de las aguas grises, como por ejemplo la de las duchas, como una fuente de energía renovable. Luego de lo anterior surgen propuestas como las de Adhikari (2017), quien estudió, en una lavandería, la recuperación de calor a partir de agua residual que sale de la lavadora a 60 °C y 0,11 kg/s y aire caliente que sale del secador a una temperatura de 90 °C y a un caudal de 1,5 kg/s; el resultado muestra una cantidad significativa de energía disponible en aguas residuales y aire de escape del secador que se pueden aprovechar, y esto ahorraría aproximadamente € 40,000 por año con una tasa de recuperación de calor de 650 MWh anual.

Por otro lado, Valladares (1999) realizó un diseño de un sistema de recuperación de energía mediante un sistema de cogeneración basado en el principio de intercambio de calor aplicado a una planta textil. Los gases de escape se hacen pasar por un intercambiador de calor para la generación de vapor. En la planta se generan 15 MW de potencia eléctrica por medio de tres generadores movidos por motores de combustión interna, para la energía de la planta. Cuando los motores trabajan al 100 % de su capacidad instalada, se producen aproximadamente 37,200 kg/h de gases de escape por motor a una temperatura de 430 °C. Tras el aprovechamiento de los gases de escape por medio de un intercambiador de recuperación diseñado por Valladares (1999), se obtiene el vapor equivalente al producido por una caldera de aproximadamente 150 hp. Por otro lado, Aydogan et al. (2014) investigaron

la generación de energía mediante el uso de gases de escape. El valor de voltaje generado en este estudio varía entre 1–2 V (voltios). Los autores analizaron que, según el principio de funcionamiento de los termoelementos, a medida que aumenta la diferencia de temperatura, también aumentará el valor de voltaje generado por el sistema.

Bermejo-Altamar et al. (2012) diseñaron un sistema de recuperación de gases residuales utilizando el turboalimentador empleado en los motores diésel para comprimir el vapor resultante del proceso y así recuperar el calor desperdiciado. Estos autores determinaron los parámetros de operación del turbocompresor y los costos de operación asociados a la posible implementación en una industria cervecera, y se obtuvo una reducción del 70 % en los costos de operación. Así mismo, Maheswari et al. (2015) desarrollaron un análisis experimental cuyo objetivo era utilizar la energía térmica desperdiciada en los gases de escape de un motor diésel monocilíndrico de 5 hp de la marca Kirloskar para la desalinización de agua. Se obtuvo que la producción de agua desalinizada aumenta considerablemente cuando se usa un condensador enfriado por agua con precalentamiento, con respecto a un condensador enfriado por agua sin precalentamiento. Maheswari et al. (2015) propusieron que la desalinización también se puede realizar utilizando el agua con otros sistemas de evaporación a baja temperatura, como la evaporación instantánea, en la que el flujo de agua desalinizada podría aumentar de manera significativa.

Ip et al. (2018) evaluaron los impactos ambientales y financieros de por vida de una tecnología de recuperación de calor de aguas residuales de las duchas de una instalación deportiva. Las mediciones mostraron que se podía recuperar más del 50 %, lo que permitió ahorros de energía significativos a través de la recuperación de calor con un período de recuperación de carbono de menos de 2 años para compensar las emisiones adicionales de gases de efecto invernadero asociadas a la aplicación de dicha tecnología. Sin embargo, el costo del ciclo de vida de los intercambiadores propuestos es mucho más alto que el uso de la tubería de PVC, por lo que la investigación destaca la importancia de diseños óptimos en las configuraciones de las redes de aprovechamiento de este tipo de energía.

En la empresa Relianz CAT se cuenta con cinco lavadoras eléctricas de plataforma giratoria estándar StingRay. Tres lavadores marca Riello 40 de 295 hp y dos lavadoras marca Eclipse de 393 hp. Las lavadoras funcionan en un ciclo cronometrado. El operador coloca las piezas a limpiar en el plato giratorio de la lavadora, cierra y bloquea la puerta, y luego inicia el ciclo de limpieza temporizado. Durante el ciclo de limpieza se utiliza agua y detergente a alta temperatura y presión. Una vez que el ciclo se ha detenido y el vapor se ha agotado, el operador retira las piezas limpiadas. A medida que aumenta la temperatura, las grasas y el aceite disminuyen



su viscosidad. Dado que la grasa es el aglutinante principal que retiene y contiene la suciedad en las piezas, las temperaturas de lavado están en un rango de 70 °C a 90 °C con presión de trabajo de 200 kPa, el gas tiene una presión de entrada de 20 psi.

En el presente trabajo se desarrolla una red de aprovechamiento energético de los gases de escape generados a partir de un proceso de lavado industrial en el taller de desarme de la empresa Relianz CAT. Dichos gases se expulsan libremente al ambiente y el agua del proceso es calentada desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de trabajo con gas natural sin la existencia de una etapa de precalentamiento. Se pretende aprovechar parte del calor residual del escape del área de lavado para el precalentamiento del agua requerida en el mismo proceso de limpieza de componentes en la empresa Relianz CAT localizada en Soledad, departamento del Atlántico-Colombia. La empresa está dedicada al mantenimiento de equipos de la industria minera y está compuesta por un área de lavado de componentes que diariamente realizan esta operación en dos turnos de 12 horas.

## Metodología

### **Descripción y análisis de las condiciones operacionales actuales**

Inicialmente se realiza una descripción y análisis de las condiciones operacionales de los equipos de proceso en la empresa Relianz CAT localizada en Soledad, departamento del Atlántico-Colombia. Esta empresa es distribuidora de maquinarias y servicios de mantenimiento de equipos para diferentes industrias, en especial la minera. Se identifican las condiciones actuales de operación del proceso de lavado y la línea base en términos energéticos y de emisiones (Relianz CAT, s.f.). El sistema de la empresa está conformado por cinco lavadoras industriales, 3 de potencia de 300 hp y dos de 400 hp, que utilizan gas natural (conformado principalmente por propano). Cada una de las máquinas cuenta con un sistema de bombas para la generación del caudal de agua requerido y ventiladores para el flujo de los gases de escape, se cuenta también con un intercambiador de calor de tubo inmerso para cada una. Esto va a permitir parametrizar el sistema actual, determinando las corrientes involucradas, flujos, temperaturas y presiones de entrada y salida de cada corriente y equipo.

Posteriormente se indaga en la literatura industrial acerca de equipos de proceso, para determinar la forma y los instrumentos más apropiados que permitan la toma de datos. Se buscan las herramientas de medida de caudal, temperatura y presión que se adapten a las condiciones de los equipos y redes de tubería. Con el conjunto de variables termodinámicas tomadas experimentalmente de cada equipo y tubería de proceso, se realizan los balances de materia y energía que permitan establecer el gasto energético relacionado con los trabajos, eficiencias y calores requeridos para la operación. Se analizan las condiciones operativas de cada equipo frente a los rangos de temperatura, presión y flujos permitidos para cumplir con los objetivos de la empresa.

## **Metodología de aprovechamiento energético para la empresa Relianz CAT**

La primera actividad consiste en realizar una búsqueda bibliográfica sobre las diferentes estrategias que se disponen para realizar aprovechamiento energético. La segunda está relacionada con la selección de la metodología que permita el aprovechamiento energético validada y utilizada a nivel industrial y que favorezca los procesos requeridos de calentamiento pese a las limitaciones fundamentales (termodinámica) y prácticas (dimensiones de los equipos necesarios). Para los cálculos requeridos se va a emplear el software MS Excel. Posteriormente se realiza el diseño del equipo frente a las condiciones de operación impuestas por el método de aprovechamiento energético. En el proceso de dimensionamiento se emplean las recomendaciones reportadas por diferentes autores en la literatura (Smith, 2005; Cengel & Boles, 2009; Cengel & Ghajar, 2011).

## **Evaluación del desempeño antes y después del proceso de aprovechamiento energético**

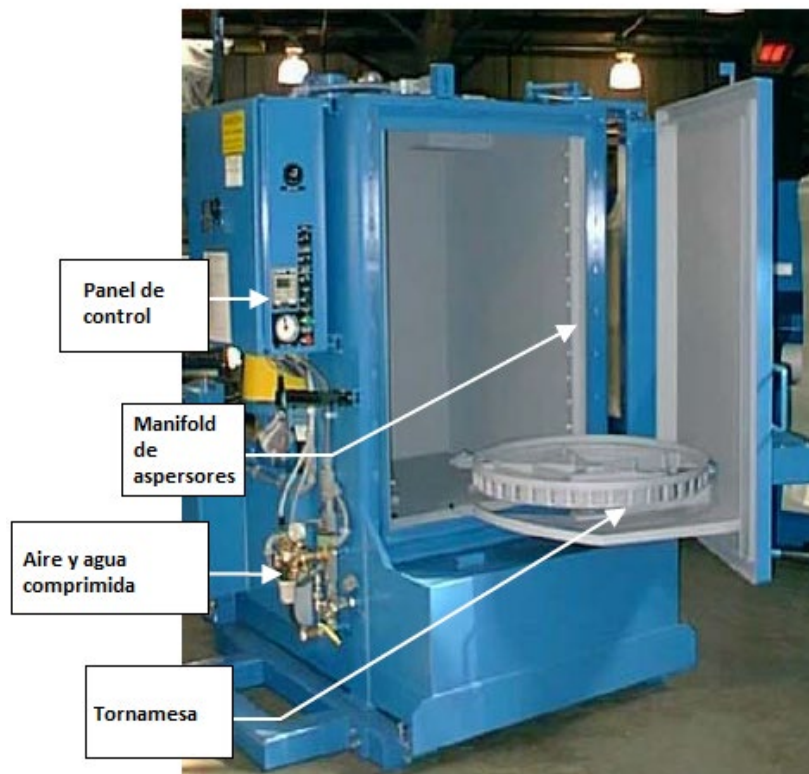
A partir de la metodología de aprovechamiento energético y la selección de la alternativa más apropiada, se evalúan los diferentes costos de operación y de capital que trae consigo esa mejora. Para tal fin, se traza un flujo de caja donde se evidencia un análisis de variables financieras (retorno de la inversión, ahorro mensual, inversión inicial). Se compara el antes y después y se ilustra mediante la rentabilidad si el proceso es factible de implementar.

# Resultados

## Descripción inicial del proceso actual

En el taller de desarme de componentes de la empresa Relianz CAT se cuenta con cinco lavadoras eléctricas de plataforma giratoria estándar, dos de referencia StingRay y tres de marca MART. La Figura 1 muestra un ejemplo de lavadora de la marca MART donde se puede observar la tornamesa en la cual se colocan los componentes a lavar. Las lavadoras funcionan en un ciclo cronometrado. El operador coloca las piezas a limpiar en la lavadora en el plato giratorio, cierra y bloquea la puerta, y luego inicia el temporizado ciclo de limpieza. Durante el ciclo de limpieza, se utiliza agua y detergente a alta temperatura y presión, los rangos de temperatura de trabajo van de  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $90\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la presión hasta los 200 kPa. Una vez que el ciclo se ha detenido y el vapor se ha agotado, el operador retira las piezas limpiadas. El agua de suministro ingresa a temperatura de  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  a la bomba del sistema que, según el indicador de presión y mediciones en planta, arroja el fluido a  $200\text{ kPa} \pm 10\text{ kPa}$  y  $40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ . Luego de la bomba, el agua del proceso ingresa a un intercambiador de calor para ser calentada por un quemador de gas natural hasta alcanzar la temperatura deseada.

Figura 1. Vista frontal de lavadora industrial



Fuente: The MART Corporation, 2004, "MART Standard Turntable Power Washer Installation, Operations, and Maintenance Manual", p. 3.

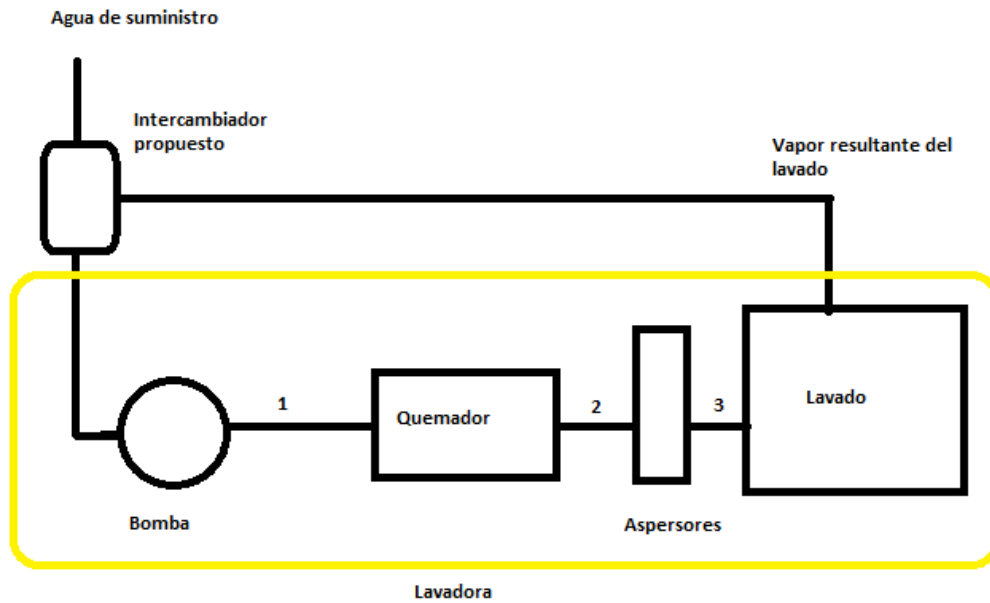
Energy use of the industrial washing at Relianz CAT company

Por otra parte, la Figura 2 en la parte izquierda muestra el panel de control e indicador de temperatura del proceso; para el presente estudio se utiliza el valor de  $90\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , que es el valor de ajuste en el taller de desarme. En cuanto a la presión de lavado, la Figura 2 en la parte central muestra el valor de la presión ajustado que es de  $200\text{ kPa} \pm 10\text{ kPa}$ . El fluido ingresa en una mezcla líquido y vapor a la cámara de lavado mediante un manifold (tubo con múltiples derivaciones) de aspersores y se produce el lavado. El vapor se arroja a la atmósfera ayudado por el blower (soplador industrial) con el que cuenta la lavadora. La Figura 2, en la parte izquierda, indica el serial de la máquina, especialmente el valor de la potencia aportada por el quemador que para este caso es de 222 kW. La Figura 3 refleja la ubicación del intercambiador propuesto; la línea amarilla representa la máquina de lavado industrial y dentro sus componentes principales y su interacción entre ellos, se puede ver el agua de suministro que quiere ser precalentada con los vapores de salida del proceso. En la Tabla 1 presenta un resumen de las variables principales de operación tomadas de las especificaciones del producto indicadas por la marca Sintgray (2021). El fluido de trabajo tiene una composición de aproximadamente 95 % de agua y el resto detergente, para efectos de los cálculos se aproximarán las propiedades del agua pura y los valores a los diferentes puntos de temperatura y presión se tomarán de información recopilada en la literatura (Cengel & Boles, 2009; Cengel & Ghajar, 2011).

**Figura 2.** Equipos indicadores de temperatura (imagen de la izquierda), presión (imagen central) y placa de identificación





**Figura 3.** Esquema de operación de la lavadora con el intercambiador propuesto**Tabla 1.** Variables de entrada para el cálculo del termo fluido

Variable	Valor	Unidades
Temperatura del agua de suministro	$30 \pm 1$	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de la mezcla	$90 \pm 1$	$^{\circ}\text{C}$
Presión de bombeo	$200 \pm 10$	kPa
Caudal de la bomba	$0,022 \pm 10^{-3}$	$\text{m}^3/\text{s}$

## Modelación de las condiciones apropiadas de operación

### Determinación de los flujos de agua de ingreso y salida de la lavadora industrial

El agua sale de la bomba a una temperatura de  $40 \pm 1^{\circ}\text{C}$  y presión de 200 kPa por lo que se encuentra en estado de líquido comprimido, ya que la presión actual de trabajo es mayor que la presión de saturación a la temperatura actual ( $P^{\text{sat}} = 7.38 \text{ kPa}$ ). Con el caudal de diseño de la máquina ( $\dot{v} = 0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ ) y el volumen específico del estado correspondiente ( $v_f = 0,00106 \text{ m}^3/\text{kg}$ ), se determina el flujo másico del agua de suministro (Ecuación A1) y tiene un valor de 20,75 kg/s. Este valor numérico hace referencia a la cantidad de fluido que será precalentado y que ingresa al intercambiador de calor. Posteriormente se realiza un balance de energía en el calentador de la lavadora suponiendo estado estacionario, sin reacción

química y las pérdidas de calor al ambiente despreciables (Ecuaciones A2 y A3). Se considera que no se tiene caída de presión dentro del calentador ( $P = 200$  kPa), la temperatura de mezcla es de  $90$  °C (ver Tabla 1) y el calor del quemador es de  $220$  kW. A partir de lo anterior, se estima la entalpía y la entropía de salida ( $h_{2, \text{salida}} = 514,51$  kJ/kg,  $s_{2, \text{salida}} = 1,5302$  kJ/kgK). Al comparar los valores con los del líquido y vapor saturado se tiene una mezcla líquido-vapor, por lo tanto, es fundamental estimar la calidad ( $X$  de la Ecuación A4 de la Tabla 2). La calidad tiene un valor de  $X = 5$  % y junto con el flujo másico de vapor, calculado como se indicó en el párrafo anterior, se obtiene el flujo másico de vapor de salida ( $m_v = 1,11$  kg/s). Es decir, se conoce entonces la cantidad de vapor que actualmente se está liberando al ambiente y que se busca condensar para el aprovechamiento de su energía térmica de salida.

**Tabla 2.** Modelos matemáticos utilizados para determinar los flujos másicos de salida del sistema de lavado industrial

Modelo	Representación matemática	Ecs.
Flujo másico	$m = \frac{v}{V_f}$	A1
Balance de energía en el intercambiador de calor (IC)	$Q_{\text{quemador}} + mh_1 = mh_2$	A2
	$h_2 = \frac{Q_{\text{quemador}} + mh_1}{m}$	A3
Calidad ( $X$ )	$X = \frac{s - s_f}{s_{fg}}$	A4
Notación	$s$ : entropía en kJ/kgK $Q_{\text{quemador}}$ : transferencia de calor en el quemador en kW $m$ : flujo másico en kg/s $V_f$ : volumen específico en m <sup>3</sup> /kg $v$ : caudal en m <sup>3</sup> /s	

## Estimación del área de transferencia de calor apropiado para el intercambiador de calor propuesto

En la Tabla 3 se ilustran los modelos matemáticos utilizados para estimar el área de transferencia de calor más apropiada para el proceso. Para el cálculo de la temperatura de salida del agua precalentada, Shah & Sekulic (2003) recomiendan una eficiencia de transferencia de calor del 51 % ( $\epsilon = 0,51$ ) para procesos de intercambio de calor en condensación. Este valor es necesario para estimar la transferencia de calor efectiva ( $Q$ ) de acuerdo con la ecuación B2 de dicha tabla, no obstante, se debe determinar primero la transferencia calor máxima ( $Q_{\text{máx}}$ , Ecuación B1), que depende de la capacidad calorífica del vapor y su flujo másico. Es importante aclarar que todas las propiedades termodinámicas (como la capacidad calorífica,  $C_p$ ) son obtenidas de

diferentes fuentes proporcionadas en la literatura (Cengel & Boles, 2009; Cengel & Ghajar, 2011). El valor de la transferencia de calor efectivo es de  $Q = 2653,4 \text{ kW}$ . Por lo tanto, se estima que la temperatura de salida de agua (Ecuación B3) tiene un valor de  $61 \text{ }^\circ\text{C}$ . Este número es fundamental para realizar el cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ( $\Delta T_{ml}$ ) y así determinar el área de transferencia de calor. Para la estimación de  $\Delta T_{ml}$  se utiliza la Ecuación B4 junto con las siguientes variables de entrada:  $T_{\text{vapor}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{agua}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{salida vapor}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_{\text{salida de agua}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$ . Al ingresar estas variables, el valor de  $\Delta T_{ml}$  es de  $43 \text{ }^\circ\text{C}$ . Por otra parte, Incropera & DeWitt (1999) proponen un rango entre 1000 y 6000  $\text{W/m}^2\text{K}$  para condensadores de vapor donde el agua corre por los tubos. Se escoge un valor de  $U = 2700 \text{ W/m}^2\text{K}$  que se encuentra en el rango recomendado por la literatura. Con los valores de  $Q$ ,  $\Delta T_{ml}$  y  $U$  (Ecuación B5) se tiene un área de intercambiador de calor de  $23 \text{ m}^2$ . Este valor de área es significativamente bajo si se compara con la propuesta realizada por Pulat et al. (2009) para el aprovechamiento energético del agua residual en una industria textil ( $A \approx 228,4 \text{ m}^2$ ).

**Tabla 3.** Modelos matemáticos requeridos para estimar el área y número de tubos requeridos para el diseño del intercambiador de calor

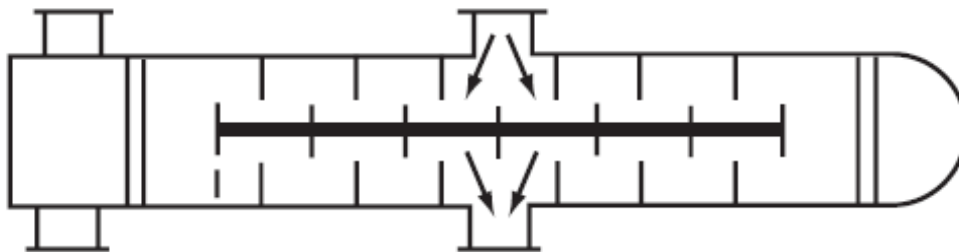
Modelo	Representación matemática	Ecs.
Tasa de transferencia de calor máxima	$Q_{\text{máximo}} = C_{p,\text{vapor}} \cdot m_{\text{vapor}} \cdot (T_{\text{en,vap}} - T_{\text{en,agua}})$	B1
Tasa real de transferencia de calor	$Q = Q_{\text{máximo}} \cdot \epsilon$	B2
Temperatura de salida del agua del intercambiador propuesto	$Q = C_{p,\text{agua}} \cdot m_{\text{agua}} \cdot (T_{\text{sal,agua}} - T_{\text{en,agua}})$ $T_{s,\text{agua}} = \frac{Q}{C_{p,\text{agua}} \cdot m_{\text{agua}}} + T_{e,\text{agua}}$	B3
Media logarítmica de la diferencia de temperaturas	$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{\text{vapor}} - T_{\text{agua}}) - (T_{\text{salvapor}} - T_{\text{salagua}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{envapor}} - T_{\text{enagua}}}{T_{\text{salvapor}} - T_{\text{salagua}}}\right)}$	B4
Área de transferencia de calor	$A = \frac{Q}{\Delta T_{ml} U}$	B5

## Dimensionamiento del intercambiador de calor

Esta etapa requiere todos los valores estimados que se describieron en los apartados anteriores y tiene como propósito definir la longitud, número de tubos, diámetro de los tubos, los requerimientos de la coraza y la separación entre tubos. No obstante, se debe seleccionar el tipo de intercambiador de calor más apropiado.

El proceso actual de lavado de componentes es continuo, de alta temperatura y presión de trabajo, que involucra cambios de fase y además los componentes que se lavan vienen con grasas y diferentes tipos de suciedad, ya que provienen de un ambiente de minería a cielo abierto. Por lo anterior se ha seleccionado un intercambiador de tubos y coraza, ya que estos equipos pueden operar a alta temperatura y presión, con fluidos en todos los estados, son fáciles de desmantelar para reparar y limpiar y su diseño se puede adaptar para cualquier condición de operación. Además, son equipos compactos y cuya geometría es fácilmente replicable en caso de que se quiera utilizar en ampliaciones la planta. En particular se propone un intercambiador de tubos y coraza TEMA G, mostrado en la Figura 4, de cuatro pasos por los tubos, recomendado para diseño de condensadores; por los tubos correrá el agua de precalentamiento y por la coraza, el vapor de salida de la operación de lavado (Shah & Sekulic, 2003). El arreglo de los tubos horizontales será cuadrado para facilidad de limpieza e instalación (Shah & Sekulic, 2003)

**Figura 4.** Intercambiador de calor de tubos y coraza TEMA G.



Fuente: Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). "Fundamentals of heat exchanger design", p. 685.

Con base en recomendaciones de la literatura (Shah & Sekulic, 2003) y las limitaciones espaciales del taller industrial, se fija una longitud del intercambiador de 1,8 m ( $L = 1,8$  m) y se identifican factores geométricos del equipo como diámetros de tubería y cantidad de tubos. Kern (1999) recomienda diversos valores de diámetros de tubería y número de tubos, según la cantidad de pasos por la tubería. La longitud seleccionada cumple con los estándares desarrollados por la anterior recomendación para intercambiadores de tubos y coraza. Con lo sugerido, se tiene un diámetro externo e interno de los tubos de  $D_e = 19,05$  y  $D_i = 15,75$  mm, un grado de tubos BWG de 16. Adicionalmente, el dimensionamiento de los baffles y separación de los tubos en el arreglo del intercambiador se fija el pitch como (1,25) (Shah & Sekulic, 2003).

Se selecciona un diámetro externo de tubería de  $\frac{3}{4}$ " en un arreglo cuadrado y cuatro pasos por los tubos ( $n = 4$ ), que es lo recomendado para procesos de condensación y además considera un tipo de tubería de fácil adquisición en el mercado, estándar y de fácil instalación. La Ecuación 1 tiene como propósito estimar la cantidad de tubos a partir de unas variables de entrada como el área de transferencia



de calor, el diámetro externo de los tubos y la longitud ( $n = 3,1416$ ). La cantidad de tubos es de 246 y un diámetro de coraza de 21 ¼ in. Adicionalmente, Shah y Sekulic (2003) recomiendan tener una distancia entre bafles como de dos quintas partes del diámetro de la coraza, y la altura de los mismos como de 20 % del mismo diámetro, rotados a 90°. Dado que se tiene un nuevo valor de cantidad de tubos, se realiza la corrección del área total y, por ende, del factor U de transferencia de calor y cuyo valor actualizado es de 2334,2 W/m<sup>2</sup>K.

$$N_t = \frac{A}{\pi D_s L} \quad (1)$$

Posteriormente se determinan la velocidad dentro de los tubos ( $v_t$ ) y el área de la tubería ( $a_t$ ). Las Ecuaciones 2 y 3 muestran el cálculo de las variables antes mencionadas. Es importante observar que las variables de entrada ya han sido estimadas y están relacionadas con el número de tubos ( $N_t = 246$ ), diámetro interno de los tubos ( $D_t = 15,75$  mm), número de pasos ( $n = 4$ ), y el caudal ( $v = 0,022$  m<sup>3</sup>/s).

$$a_t = \frac{\pi N_t D_t^2}{4n} \quad (2)$$

$$v_t = \frac{v}{a_t} \quad (3)$$

Los resultados de las Ecuaciones 2 y 3 equivalen a  $a_t = 0,048$  m<sup>2</sup> y  $v_t = 1,84$  m/s. Para realizar el diseño térmico de un intercambiador de calor, en este caso uno de tubos y coraza, se supone un arreglo preliminar, que luego debe verificarse. De ser necesario, en este proceso de verificación termodinámica realizar ajustes a los parámetros geométricos establecidos (longitud, diámetro exterior, disposición, número de tubos, entre otros), para igualar las condiciones requeridas o asumidas (Palacios & Ruiz, 2005). La metodología de verificación del diseño propuesto se basa en la metodología establecida por Kern (1999), que utiliza el cálculo de la temperatura de película mediante los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo (Cengel & Ghajar, 2011). La temperatura de película se aproxima como un promedio aritmético entre la temperatura de saturación ( $\approx 90$  °C) y la temperatura promedio del agua del proceso del precalentamiento (45 °C) y cuyo valor es de 68 °C. Este número es clave ya que a partir de este se estiman los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl que se utilizarán en la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección en los tubos y coraza (Kern, 1999; Cengel & Ghajar, 2011). Todo lo anterior posibilita calcular una temperatura de película que se compara con la aproximación realizada en este trabajo. La temperatura calculada es de 63 °C y la aproximada es de 68 °C, lo que corresponde a un porcentaje de error absoluto de 8 %, error que se considera aceptable (Kern, 1999), por lo tanto, no es necesario realizar ningún tipo de ajuste o modificación a los números determinados.

## Selección del material de construcción

Para la selección del material de los tubos se deben tener en cuenta las condiciones de operación y ambientales de planta. Para este caso puntual, la planta se encuentra en una zona costera, por lo cual es un ambiente altamente corrosivo, debido a ello no se recomienda utilizar aceros sensibles a la corrosión, como son los aceros al carbono. En este caso se selecciona un acero de baja aleación, A213, el cual por su contenido de cromo ofrece buena resistencia a la corrosión. Es importante aclarar que la coraza como la placa de tubos será del mismo material que los tubos, esto debido a que se facilitaría el proceso de soldado en su fabricación. De acuerdo con lo establecido por la American Society of Mechanical Engineers (ASME, 2019b), el espesor de pared mínimo  $t$  requerido por el esfuerzo circunferencial cuando el tubo se somete a presión interna, se define por la Ecuación 4.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (4)$$

La presión de diseño se establece como 1,2 veces la presión absoluta nominal de trabajo de los tubos y la eficiencia de junta se toma el menor valor, 0,45. Esto debido a que este diseño es a nivel básico y no de detalle. Los valores de las variables para la verificación del espesor de los tubos se resumen en la Tabla 4.

**Tabla 4.** *Espesor de tubos y coraza*

Variable	Tubos	Coraza	Unidades	Definición
$P$	0,3	6,35	MPa	Presión interna de diseño
$R$	8,22	269	mm	Radio interior del tubo
$S$ (ASME, 2019b)	118	118	MPa	Esfuerzo máximo admisible
$E$ (ASME, 2019a)	0,45	0,45	-	Eficiencia de la junta soldada

Con la Ecuación 4 y los números mostrados en la Tabla 4, se obtiene un espesor requerido de  $t = 0,046$  mm. Puesto que el espesor mínimo es menor que el espesor de la tubería seleccionada, 1,3 mm, la tubería no fallará por esfuerzo circunferencial. De acuerdo con lo establecido por ASME (2019a), el espesor de pared mínimo  $t$  requerido por el esfuerzo longitudinal cuando el tubo se somete a presión interna, se define por la Ecuación 5.

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \quad (5)$$

Con la Ecuación 5 y los números mostrados en la Tabla 4, se obtiene un espesor requerido de  $t = 0,023$  mm. Puesto que el espesor mínimo es menor que el espesor de la tubería seleccionada, 1,3 mm, la tubería no fallará por esfuerzo longitudinal. Por otra parte, para realizar el diseño de la coraza se aplican las Ecuaciones 4 y 5 y los resultados se muestran en la Tabla 4. Para el esfuerzo circunferencial, la presión admisible será de  $P = 1,23$  MPa. Para el esfuerzo longitudinal, la presión admisible será de  $P = 2,53$  MPa. De acuerdo con los resultados anteriores, los elementos analizados no fallarán, si se tiene un rango de presión de trabajo significativamente alto en comparación con la presión de trabajo de 200 kPa.

El resumen del dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos propuesto para la mejora energética de la empresa Relianz CAT se ilustra en la Tabla 5.

**Tabla 5.** Dimensionamiento del intercambiador de coraza y tubos propuesto

Variable	Valor	Unidades	Definición
$D_{coraza}$	540	mm	Diámetro de la coraza
$D_{i,tubos}$	15,75	mm	Diámetro interno de los tubos
$D_{e,tubos}$	19,05	mm	Diámetro externo de los tubos
$N_t$	246	Tubos	Número de tubos
$L_{baffles}$	216	mm	Separación entre baffles
$H_{baffles}$	108	mm	Altura de baffles
$L$	1,80	m	Longitud del intercambiador

## Evaluación de costos del equipo

Para una evaluación de costos a nivel conceptual, se hace una estimación a partir del área de transferencia de calor. Tomando como base la representación gráfica de costos propuesta por Seider et al. (2017), que tiene en cuenta los valores de costos para intercambiadores de calor de tubos y coraza en diferentes configuraciones sin incluir valores de seguros y fletes, se propone la creación de una línea imaginaria promedio entre las configuraciones evaluadas para la estimación del costo con el valor del área previamente determinado de  $A = 23$  m<sup>2</sup>. Se tiene un costo de adquisición del equipo de aproximadamente USD 11.000. Como anteriormente se mencionó, ese valor no incluye gastos de transporte, por ende, se utiliza un valor del 20 % sobre el valor de adquisición que es lo que usualmente representa el valor del flete y seguros (Palacios & Ruiz, 2005).

Para el valor de la instalación del equipo, el factor de ajuste se tomará como 30 %, y para el costo de mantenimiento mensual se tomará como el 1 % de la inversión de adquisición del equipo. Los anteriores valores de ajustes y porcentajes se toman como guía de la estimación realizada por Palacios y Ruiz (2005). El resumen de

porcentajes representativos por cada ítem sobre la inversión inicial de adquisición se refleja en la Tabla 6. Con una tasa representativa de mercado tomada por 4000 COP/dólar (Convertidor de divisas, s.f.), se tiene finalmente un costo estimado del intercambiador de calor de COP 66.000.000 y un costo de mantenimiento mensual de COP 660.000 que incluyen lavado, soldadura, personal, entre otros. El resumen de costos se muestra en la Tabla 6.

**Tabla 6.** *Porcentaje de cada costo del intercambiador sobre la inversión inicial*

Ítem	Porcentaje	Costos (COP)
Costos por adquisición del equipo	54%	COP 44.000.000
Costos por traslado del equipo	19%	COP 8.800.000
Costo por instalación del equipo	27%	COP 13.200.000
Costo mensual de mantenimiento	3%	COP 660.000

La Comisión de Regulación de Energía y Gas (CREG, 2012) establece que el gas natural debe facturarse con un poder calorífico de 37.253 kJ/m<sup>3</sup>. El calor total de precalentamiento es de 2653,4 KW, por tanto, se tiene un ahorro de 0,07 m<sup>3</sup>/s de gas natural con el intercambiador propuesto. La tarifa actual es de 1721 COP/m<sup>3</sup> indicada por la empresa Relianz CAT. Para un trabajo continuo de máquina de 4 horas al día se tiene entonces un total de gas ahorrado de 1008 m<sup>3</sup>/día. Con el valor de volumen de gas ahorrado por día y la tarifa actual se tiene un ahorro de 1.734.768 COP/día, lo que representa un ahorro mensual de COP 52.043.040. Así el valor de ahorro neto total, restando la cantidad gastada en mantenimiento, es de COP 51.383.040. Con estos valores se estima que el tiempo de recuperación total de la inversión para el intercambiador de calor, que se obtiene al dividir el costo total de la propuesta el ahorro neto mensual, es de 2 meses.

## Evaluación ambiental

Muchos procesos actuales implican la utilización de combustibles fósiles como los derivados del petróleo o el gas natural, generan diferentes contaminantes gaseosos como el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), monóxido de carbono (CO), hidrocarburos no quemados (HC), entre otro tipo de sustancias; y posteriormente estos gases reaccionan químicamente con el vapor de agua y otras sustancias en la atmósfera para formar ácidos, que se depositan en la lluvia, destruyendo hábitats de flora y fauna y produciendo diferentes enfermedades al sistema respiratorio, circulatorio y nervioso del ser humano (Kampa & Castanas, 2008; Tripthi & Banerjee, 2020). Ante esta compleja situación ambiental y de salubridad pública, los ingenieros están llamados a diseñar y optimizar los procesos ya existentes. Por tal motivo, el presente trabajo proporciona una mejora en cuanto a la disminución de CO<sub>2</sub> (producto del proceso de combustión) por parte de las lavadoras industriales.



En la sección anterior se determinó un ahorro 1008 m<sup>3</sup>/día de gas natural con el intercambiador de calor de tubos y coraza propuesto. Con la propuesta de diseño se tiene un ahorro de emisiones de dióxido de carbono por mes de 55641,6 kg CO<sub>2</sub>/mes. Es decir, la compañía Relianz CAT disminuiría una cantidad de 668 ton (toneladas) de CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono) al año. Además del ahorro energético, se tiene un posible ahorro de volumen de agua. El flujo másico de vapor que se condensa es de 1,11 kg/s, por lo que mensualmente se podría tener un volumen de agua disponible mensual de 28877 m<sup>3</sup> que puede ser utilizado en sistemas de riego, limpieza inicial de componentes, aseo de instalaciones, entre otras aplicaciones.

## Conclusiones

Una vez se finalizó el proyecto, con las condiciones de operación establecidas, se diseñó un intercambiador de calor de tubos y coraza donde por la tubería iría el agua de suministro que se quiere precalentar y por la coraza el vapor del que se busca aprovechar su energía de salida en un proceso de lavado industrial de componentes de la industria minera.

En general, se obtiene un sistema versátil que es capaz de funcionar en los diferentes niveles de operación de la compañía, que le permite al operario trabajar con todos los tipos de componentes que existen en la empresa y para todos los niveles de operación, además es un producto fácilmente replicable en caso de que el taller decida ampliar su trabajo. Se logra una temperatura de precalentamiento de agua superior a los 60°C con un ahorro energético de 2653 kW, en cuanto al vapor de salida, se tiene un flujo de condensado de 1,11 kg/s.

Con el intercambiador de calor de tubos y coraza TEMA G propuesto, cuenta con 246 tubos, diámetro de tubería de 19,05 mm y diámetro de coraza de 540 mm, ambos de acero A213, longitud de 1,8 m y cuatro pasos por los tubos. Se tiene un ahorro mensual de COP 51.383.040 y un tiempo de recuperación de la inversión inferior a dos meses. Lo anterior muestra que es una propuesta rentable en el corto plazo.

Con la propuesta de diseño se tiene un ahorro 1008 m<sup>3</sup>/día de gas natural, haciendo el proceso más apropiado, lo que a su vez se traduce en un ahorro anual de emisiones de 668 toneladas de dióxido de carbono que la compañía Relianz CAT estaría dejando de arrojar al ambiente. Por otra parte, además del ahorro energético, se tiene un volumen de agua disponible mensual de 28877 m<sup>3</sup> que resulta de la condensación del vapor de salida de la operación y que puede ser utilizada en

sistemas de riego, limpieza inicial de componentes, aseo de instalaciones, entre otras aplicaciones. Lo anterior muestra que es una propuesta amigable con el medio ambiente.

## Agradecimientos

Los autores agradecen a la Escuela de Ingenierías de la Universidad Pontificia Bolivariana y a la Maestría en Ciencias Naturales y Matemáticas por su apoyo permanente en la realización de la presente investigación. El primer autor agradece al cuerpo de docente de la Maestría por su respaldo y contribución en el proceso académico y crecimiento profesional. El segundo autor agradece al Departamento de Ciencias Básicas de la Universidad Católica Luis Amigó por su apoyo en la realización de esta investigación. Finalmente, a la empresa Relianz CAT prestadora de las instalaciones y equipos para llevar a efecto el presente artículo.

## Conflicto de intereses

Los autores declaran la inexistencia de conflicto de interés con institución o asociación comercial de cualquier índole.

## Referencias

Aydogan, H., Ozcelik, A., Acaroglu, M., & İşik, H. (2014). A study on generating electricity by using exhaust waste heat in a Diesel Engine. *Applied Mechanics and Materials*, 446-447, 858-862. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.858>

Adhikari, P. (2017). *Feasibility study of waste heat recovery from laundry facility: Case study: Mr Washing Man Oy* [Bachelor of Engineering, Helsinki Metropolia University of Applied Sciences]. Theseus

American Society of Mechanical Engineers. (2019a). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code Division 1*. ASME

- American Society of Mechanical Engineers. (2019b). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code Part D Section II Materials*. ASME
- Bermejo-Altamar, F. A., Yance-Orcasita, A., & Orozco-Lozano, W. A. (2012). Diseño de un sistema de recuperación de gases residuales en una empresa cervecera a partir de un turbocompresor de motores Diesel. *INGE@ UAN- Tendencias en la Ingeniería*, 2(4), 22-30. <http://revistas.uan.edu.co/index.php/ingeuan/article/view/332>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Transferencia de calor y masa* (ed. 6). McGraw-Hill Interamericana.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa* (ed. 4). McGraw-Hill Interamericana.
- Comisión de Regulación de Energía y Gas (2012). Fórmulas tarifarias generales aplicables al servicio público de gas combustible por redes de tubería en las áreas de servicio exclusivo.
- Convertidor de divisas. (s. f.). Peso Colombiano a dólar estadounidense. Consultado el 1 de junio de 2022. <https://www.worldforexrates.com/es/cop/usd/4000-exchange-rate/>
- European Commission, Directorate-General for Energy. (2018). EU energy in figures: statistical pocketbook 2018. Publications Office. <https://data.europa.eu/doi/10.2833/105297>
- Ip, K., She, K., & Adeyeye, K. (2018). Life-cycle impacts of shower water waste heat recovery: case study of an installation at a university sport facility in the UK. *Environmental Science and Pollution Research*, 25(20), 19247-19258. <https://doi.org/10.1007/s11356-017-0409-0>
- Henao, C. (2006). *Simulación y evaluación de procesos químicos*. Fondo Editorial de la Universidad Pontificia Bolivariana.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
- Kampa, M., & Castanas, E. (2008). Human health effects of air pollution. *Environmental Pollution*, 151(2), 362-367. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2007.06.012>
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de transferencia de calor* (31st ed.). Mc Graw Hill Book Company.

- Maheswari, K. S., Murugavel, K. K., & Esakkimuthu, G. (2015). Thermal desalination using diesel engine exhaust waste heat-an experimental analysis. *Desalination*, 358, 94-100. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.12.023>
- Palacios, L. C., & Ruiz, Y. C. (2005). Análisis técnico y económico del sistema de enfriamiento de agua empleada como refrigerante en el generador TMAE Corporation Electric de la unidad CRZ1 de la planta Tocoa. <https://fdocuments.es/document/aoeanlisis-tnico-y-econmico-del-sistema-de-saberucvvebitstream12345678972521tesispdf.html?page=1>
- Pulat, E., Etemoglu, A. B., & Can, M. (2009). Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(3), 663-672. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.002>
- Relianz CAT. (s.f.). *Equipos para la industria minera*. <https://relianzcat.com/>
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- Seider, W. D., Lewin, D. R., Seader, J. D., Widagdo, S., Gani, R., & Ng, K. M. (2017). *Product and process design principles synthesis, analysis, and evaluation* (4th ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Smith, R. (2005). *Chemical process: design and integration*. John Wiley & Sons.
- The MART Corporation. (2004). *MART Standard Turntable Power Washer Installation, Operations, and Maintenance Manual*.
- Tripthi, B. C., & Banerjee, S. (2020). Environmental pollution: Routes, causes, and microbial treatment. *Environmental Pollution*, 7(10), 986-990. <http://www.jcreview.com/fulltext/197-1593719397.pdf>
- Valladares, J. A. C. (1999). *Cogeneración de vapor mediante el aprovechamiento de los gases de escape de un motor de combustión interna* [Universidad Rafael Landívar]. CRAI Landívar Red De Bibliotecas. <http://biblio3.url.edu.gt/Tesis/2011/02/03/Castellanos-Jorge/Castellanos-Jorge.pdf>
- Voss, R., Lee, R. P., & Fröhling, M. (2022). Chemical recycling of plastic waste: Comparative evaluation of environmental and economic performances of gasification-and incineration-based treatment for lightweight packaging waste. *Circular Economy and Sustainability*, 1-30. <https://doi.org/10.1007/s43615-021-00145-7>