



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

**Gestión energética al caldero Piro-tubular de la Empresa
Curtiembre Ecológica del Norte E.I.R.L, para mejorar su
eficiencia energética**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Orbegoso Paredes, José Miguel (ORCID: 0000-0002-6638-5519)

ASESOR:

Mg. De La Cruz Araujo, Ronal Abel (ORCID: 0000-0003-3551-184X)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución.

TRUJILLO – PERÚ

2020

DEDICATORIA

Con todo cariño dedico esta tesis a mis padres, abuelos, a mi hermano Edinson, a mi novia Gina y a mis tíos por parte de padre, que siempre confiaron en mí y me apoyaron en el camino de mi formación profesional.

En memoria a mi amada Madre, Martha Jesús Paredes Rodríguez, por ser ejemplo en vida de honradez, lealtad, responsabilidad, perseverancia y amor.

AGRADECIMIENTO

Al Dr. Jorge Salas Ruiz, decano de la facultad de ingeniería, al director de escuela Ing. Jorge Inciso Vásquez.

Al Ing. Ronal Abel De La Cruz Araujo, asesor de tesis, por el apoyo constante, paciencia, por compartir sus conocimientos y así yo pueda cumplir mi meta.

A todos los Ingenieros que fueron parte de mi formación profesional a lo largo de mi carrera.

Para finalizar, deseo agradecer a todas las personas que siempre me acompañaron y se mantuvieron conmigo durante todo este periodo de mi formación profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA	i
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	iv
ÍNDICE DE TABLAS.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
RESUMEN.....	vii
ABSTRACT.....	viii
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO.....	18
III. METODOLOGÍA.....	25
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	25
3.2. Operacionalización de variables.....	26
3.3. Población, muestra y muestreo.....	27
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	28
3.5. Procedimiento.....	29
3.6. Método de análisis de datos.....	30
3.7. Aspectos éticos.....	31
IV. RESULTADOS.....	32
V. DISCUSIÓN.....	70
VI. CONCLUSIONES.....	71
VII. RECOMENDACIONES.....	73
REFERENCIAS.....	74
ANEXOS.....	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de las calderas a las cuales se aplica este NTP	1
Tabla 2: Rangos y categorías de eficiencia térmica	2
Tabla 3: Técnicas e instrumentos de la investigación	17
Tabla 4: Controles ratio y gases del caldero pirotubular	25
Tabla 5: Composición másica del GLP	26
Tabla 6: Método base 100 de composiciones másicas	27
Tabla 7: Dimensiones del caldero pirotubular de 50 BHP	33
Tabla 8: Coeficiente convencional de impurificación	34
Tabla 9: Naturaleza de la llama	36
Tabla 10: Datos para el cálculo de la pérdida por gases residuales	37
Tabla 11: Datos para el cálculo de la pérdida por convección	38
Tabla 12: Datos para el cálculo de la pérdida por hollín	40
Tabla 13: Datos para el cálculo de la pérdida por combustión incompleta	42
Tabla 14: Datos para el cálculo de la pérdida por radiación	43
Tabla 15: Datos para el cálculo de la pérdida por purga	44
Tabla 16: Resumen del balance de masa y energía inicial al caldero	50
Tabla 17: Parámetros de operación recomendados	52
Tabla 18: Datos para el cálculo de la temperatura de aire caliente	53
Tabla 19: Datos para el cálculo de la pérdida por gases residuales	54
Tabla 20: Datos para el cálculo de la pérdida por convección	55
Tabla 21: Datos para el cálculo de la pérdida por hollín	57
Tabla 22: Datos para el cálculo de la pérdida por combustión incompleta	58
Tabla 23: Datos para el cálculo de la pérdida por radiación	60
Tabla 24: Datos para el cálculo de la pérdida por purga	62
Tabla 25: Comparativo del antes y después de la gestión energética	63
Tabla 26: Beneficio por pérdida	66
Tabla 27: Costos de mantenimiento	67
Tabla 28: Costos directos e indirectos	68
Tabla 29: Inversión en activos fijos	68

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Procedimiento del proyecto de investigación	18
Figura 2: Consumo de combustible del caldero pirotubular	20
Figura 3: Producción de vapor saturado del caldero pirotubular	21
Figura 4: Eficiencia térmica del caldero pirotubular	22
Figura 5: Temperatura de gases residuales producidos por el caldero	29
Figura 6: Exceso de aire en quemador del caldero pirotubular	29
Figura 7: Sólidos totales disueltos del caldero pirotubular.	30
Figura 8: Parámetros térmicos del caldero de 50 BHP	55
Figura 9: Precalentador de aire	57
Figura 10: Economizador de agua	66
Figura 11: Flujos de ablandamiento de agua	65

RESUMEN

En este trabajo se presenta la gestión energética a un caldero de 50 BHP de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, para incrementar su eficiencia. En la actualidad la importancia de un caldero en una empresa industrial es de mucha relevancia, debido a que es considerado un equipo crítico donde todo el proceso productivo depende de correcta operación. Se analizó la situación actual de la curtiembre encontrando que la eficiencia del caldero es 78.10%, con un consumo de combustible de 50 gal/h y flujo de vapor de 370 Kg/h. Se propusieron medidas correctivas entre ellas implementar un precalentador de aire, aislar las paredes del caldero, implementar un sistema de osmosis inversa y economizador para calentar el agua de alimentación. Las propuestas energéticas lograron incrementar el rendimiento del caldero a 92.60% reduciendo la pérdida de gases residuales de 9% a 5.15%, convección de 1% a 0.158%, hollín de 3.60% a 0.51%, combustión incompleta de 5.6% a 0.63%, radiación de 0.843% a 0.73% y purgas de 2% a 0.84%, con un flujo másico de combustible de 42 gal/h, logrando un ahorro de 8 gal/h. La inversión para la gestión energética es 13056.56 dólares, beneficio de 31659.40 dólares y periodo de retorno de 5 meses, valor viable para la empresa.

Palabras clave: *Gestión energética, eficiencia energética, caldero pirotubular, Curtiembre Ecológica del Norte.*

ABSTRACT

In this work, energy management is presented to a 50 BHP boiler from the company Curtiembre Ecológica del Norte, to increase its efficiency. Currently, the importance of a boiler in an industrial company is highly relevant, since it is a critical equipment where the entire production process depends on the correct operation. The current situation of the tannery was analyzed finding that the efficiency of the boiler is 78.10%, with a fuel consumption of 50 gal/h and steam flow of 370 Kg/h. Corrective measures were proposed, including implementing an air preheater, isolating the walls of the boiler, implementing a reverse osmosis system and economizer to heat the feed water. The energy proposals managed to increase the efficiency of the boiler to 92.60%, reducing the loss of waste gases from 9% to 5.15%, convection from 1% to 0.158%, soot from 3.60% to 0.51%, incomplete combustion from 5.6% to 0.63%, radiation from 0.843% to 0.73% and purges from 2% to 0.84%, with a mass flow of fuel of 42 gal/h, achieving a saving of 8 gal/h. The investment for energy management is \$ 1,3056.56, profit of \$ 31,659.40 and a return period of 5 months, viable value for the company.

Keywords: Energy management, energy efficiency, fire tube boiler, Tannery Ecológica del Norte.

I. INTRODUCCIÓN

A nivel internacional en el año 2011, se creó el Programa Regional Base de Indicadores de Eficiencia Energética, denominado por sus siglas BIEE, el cual incorpora a 19 países de América Latina y el Caribe, los cuales representan una situación muy distinta respecto a la puesta en práctica de sus sistemas de gestión energética, dónde solo los países Brasil y México tienen políticas energéticas más eficientes respecto a los demás, dónde países como el Perú crecen lentamente debido a las carencias de normativas en el sector energético (Hans, 2017).

A nivel nacional, las políticas de gestión energética están reguladas por la Norma Técnica Peruana NTP 350.301, según el Decreto Supremo DS-064/2010-2014/EM, titulado “Política Energética Nacional” el cual busca el uso y espacio racional de los recursos energéticos, promoviendo sistemas energéticos eficientes, seguros y continuos, con el objetivo de un desarrollo sostenible y tecnológico. Para lo cual se pronostica que para el año 2040 el Perú logre el acceso universal al suministro de energético con una autosuficiencia en la producción de energéticos, lo cual contribuye a reducir las emisiones de dióxido de carbono CO_2 , monóxido de carbono CO, dióxido de azufre SO_2 y óxidos de nitrógeno NO_x . La NTP 350.301, clasifica las calderas acuotubulares y pirotubulares según su potencia, presión de vapor y temperatura (Calz, 2016), según se muestra en la tabla 1.

Tabla 1: Alcances de la NTP aplicado en calderos

Potencia (BHP)	Presión de vapor (PSI)	Temperatura
10 – 1200 BHP	Hasta 300 Psig (Pilotubulares) Hasta 450 Psig (Acuotubulares)	Temperatura de saturación

Fuente: NTP, 2009.

Asimismo, la NTP 350.300, clasifica las calderas industriales según 3 categorías, dónde la categoría “A” indica que una caldera trabaja eficientemente según las políticas de gestión energética, generando vapor con el menor consumo de combustible y agua de alimentación. Mientras la categoría “B” indica un consumo promedio racional de los recursos, finalmente la categoría “C” indica que el caldero para la producción de vapor está consumiendo demasiado combustible y agua, sugiriendo mejorar los sistemas de gestión energética. Pero cabe indicar que las

calderas que no se encuentren en este rango, es decir por debajo del valor porcentual de 78%, están consumiendo combustible de manera irresponsable, existiendo excesos lo que conlleva al aumento de gases contaminantes a la atmósfera (Valverde y calde, 2016).

Tabla 2: Categorías de la eficiencia en calderos

Categoría A	Categoría B	Categoría C
> 82%	$80 < \eta \leq 82\%$	$78 < \eta \leq 80\%$

Fuente: Norma Técnicas Peruana 350.300, 2009.

Pero cabe resaltar que en la actualidad la mayoría de empresas que utilizan calderas pirotubulares para la generación de vapor saturado seco, no cumplen con ninguno de los 3 estándares de eficiencia mostrados en la tabla 2, porque no existen políticas de gestión energética y por desconocimiento, lo que conlleva a producir un vapor saturado con altos costos, además de perjudicar al medio ambiente (Valle, 2017).

La empresa Curtiembre Ecológica del Norte, Tiene 1 caldera pirotubular, marca Tecnik de 50BHP de producción de vapor saturado seco a 100 Psi manométricos, esta caldera de consumo de gas licuado de petróleo GLP, registra un elevado consumo de combustible, 50Gal/h en promedio y esto se debe a muchos factores, entre los más relevantes: Elevados solidos totales disueltos en el tratamiento del agua de alimentación, aumento de la temperatura de los gases residuales, incremento de hollín en las paredes de los tubos de fuego, combustión incompleta debido al aumento de monóxido de carbono, pérdidas por convección en superficie exterior del caldera, variación de temperatura significativa entre las paredes del hogar y la llama.

Los últimos registros del analizador de gases registran un eficiencia energética directa en intervalos de (78-80) %, que solo registran las pérdidas por gases residuales, no incluyéndose las demás pérdidas ya mencionadas, la gestión energética tiene la finalidad de determinar la eficiencia energética mediante el método indirecto (real), para conocer el valor exacto de la eficiencia actual del caldero y aumentar la capacidad para producir trabajo. Teniendo en cuenta que las normas técnicas peruanas NTP detallan que una caldera pirotubular está en buenas

condiciones de operación cuando su eficiencia energética es superior o igual al 82%.

A consecuencia del problema se planteó la siguiente formulación del problema ¿Cómo disminuir las pérdidas energéticas del caldero pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte EIRL, para mejorar su eficiencia?

En respuesta a la pregunta formulada, se plantea la sucesiva hipótesis: La gestión energética aplicada al caldero pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte EIRL, mejorará su eficiencia energética.

El informe de investigación se justificó desde el punto de vista económico porque la gestión energética al caldero pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte permitirá aumentar su eficiencia energética y con ello minimizar los costos de combustible, agua y vapor, siendo este un gran beneficio para la empresa. Asimismo desde la relevancia social contribuirá a la empresa a utilizar eficientemente sus recursos energéticos, mejorando sus procesos térmicos frente a otras empresas del mismo rubro. Desde el carácter de relevancia institucional el estudio de implementación de nuevas tecnologías de sistemas de gestión energéticos permite a las curtiembres incrementar su rentabilidad económica utilizando los recursos de manera eficiente y finalmente se justifica desde la relevancia ambiental porque se reducirá la masa de dióxido de carbono CO_2 y dióxido de azufre SO_2 , como se reducirá el consumo de combustible y el consumo de agua.

Para dar respuesta al problema, se ha planteado el siguiente objetivo general: Realizar una gestión energética al caldero pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte EIRL, para mejorar su eficiencia energética.

Para el alcance del objetivo general, se plantearon los siguientes objetivos específicos: (1) Realizar un balance de masa y energía a la planta térmica de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte en condiciones actuales, determinando consumo de combustible, consumo de agua y eficiencia energética; (2) elaborar propuestas de mejora energética para la caldera pirotubular, mediante políticas y Normas Técnicas Peruanas, (3) realizar un balance de masa y energía en

condiciones de mejora, determinando la reducción de los consumos de combustible, agua e incremento de la eficiencia energética del caldero, (4) realizar un análisis económico.

II. MARCO TEÓRICO

Para dar sustento a la investigación, el estudio cuenta con los siguientes antecedentes nacionales e internacionales:

Sánchez Linares (2017) realizó una auditoria energética a un caldero piro-tubular de 1566 Kg/h de vapor seco para reducir su consumo de combustible. La metodología aplicada por el autor se fundamentó en realizar balances de masa y energía en el sistema de tratamiento de agua y quemador del caldero. El autor encontró al caldero con los siguientes parámetros iniciales: presión de vapor 7bar, agua de alimentación a 25°C, temperatura de gases residuales de 200°C, sólidos disueltos totales de 2200 ppm y con un consumo de combustible de 81 gal/h los cuales conllevan a una eficiencia del caldero de 75%. Para mejorar las condiciones iniciales del caldero propuso el precalentamiento del aire a una temperatura máxima de 100°C y el calentamiento de agua a 50°C, obteniendo un incremento en la eficiencia del caldero de 94% y una reducción del consumo de combustible petróleo industrial del 30%. El autor indicó que la gestión energética requirió de una inversión de 25000.00 soles con un periodo de recuperación de 90 días.

Hernández Castro (2016) realizó una evaluación energética a una caldera de 6264 Kg/h para incrementar su eficiencia, utilizó la metodología del método indirecto para evaluar la eficiencia. El autor encontró el caldero con los siguientes parámetros de funcionamiento: pérdida por gases 14%, pérdida por purgas 1%, convección pared – medio ambiente 0.40%, combustión incompleta 4.60% y hollín 5%, estos parámetros indican que el rendimiento del caldero es de 79% con un consumo de combustible de 130 gal/h. El autor para incrementar el rendimiento del caldero propuso la implementación de un precalentador de aire y un sistema de osmosis inversa, reduciendo de esta manera la temperatura de gases residuales a 190°C e incrementando la temperatura de agua a 105°C. Asimismo también se redujo la dureza del agua a 16ppm. Las acciones tomadas por el autor permitieron incrementar el rendimiento del caldero a un valor de 94%, las pérdidas en condiciones de mejora fueron: pérdidas por gases 5.40%, purgas 0.060%, hollín 0.40%, convección 0.15%. El autor especificó que se redujo el consumo de combustible a 100 gal/h, es decir la implementación energética permite un ahorro

porcentual de combustible de 23%. La inversión es de 112510.00 dólares, beneficio de 650000.00 dólares/año y periodo de retorno de 2 meses.

Purizaca Tello (2016) realizó un análisis al sistema de recuperación de vapor flash de purgas de un conjunto 5 calderas con una potencia instalada total de 2900 Kg/h. El autor utilizó la metodología del balance energético al sistema de alimentación de agua y sistema de evacuación de vapor. El autor encontró que inicialmente las calderas en promedio tienen una pérdida por purgas de 4% con un 84% del vapor producido por la caldera en estado de condensado. Se obtuvieron los siguientes resultados: Para mejorar el rendimiento de los calderos pirotubulares se implementaron tanques de revaporizado para calentar el aire de combustión a una temperatura de 40°C, permitiendo de esta manera incrementar el rendimiento de los calderos en un rango de 5 a 10% con un ahorro de combustible de 35 gal/h. El periodo de retorno de la inversión es de 80 días con un beneficio de 41500000 dólares/año y una inversión de 49000.00 dólares.

Chero Rodríguez, (2016) realizó un análisis de factibilidad de cambio de combustible para un caldero de 700 BHP, proponiendo tres tipos de combustibles: petróleo industrial N°5, gas licuado de petróleo y gas natural. La metodología de cálculo se fundamentó en balances de materia y energía. El autor propuso la implementación de un precalentador para incrementar la temperatura del aire de 25°C a 100°C, especificando que el precalentador instalado en una caldera con petróleo N°5 permite reducir el consumo de combustible de 216 gal/h a 176 gal/h incrementando el rendimiento del caldero de 78.45% a 88.42%; en el caso de gas licuado petróleo se reduce de 156.50 gal/ a 170 gal/h e incrementando el rendimiento de 90% a 94% y en el caso del gas natural con una reducción del consumo de combustible de 142 gal/h a 130 gal/h e incrementando el rendimiento 90.14% a 94.47%. El autor detalló que el cambio de combustible conlleva al cambio del quemador del caldero. La inversión con petróleo es 23778 dólares, con gas licuado de petróleo 48000.00 dólares y con gas natural 45000.00 dólares. El periodo de retorno de la inversión con petróleo es 2 meses, con gas licuado 11 meses y con gas natural 3 años.

El presente estudio, se fundamenta en las siguientes teorías relacionadas al tema:

Gestión energética: es un conjunto de acciones o políticas energéticas que permiten mejorar la eficiencia de un equipo térmico o eléctrico. El proceso de una Gestión energética conlleva a proponer mejoras para aumentar la calidad de producción en un proceso productivo, reducir costos de operación e incrementar la rentabilidad económica de una organización (Beltrán, 2014).

Eficiencia energética: Es la proporción de energía útil aprovechada en el sistema de combustión de un caldero. Para su evaluación se utiliza el método indirecto. Este método en un caldero consiste en determinar la proporción de calor perdido o no consumido eficientemente para producir vapor, como pérdidas en la chimenea, purgas, paredes externas del caldero y hogar (Broatch, 2015).

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) \% \quad (01)$$

donde todas las pérdidas energéticas se miden en (%), tenemos: L_1 es la pérdida en gases de chimenea, L_2 es la pérdida de calor por combustión incompleta, L_3 es la pérdida de calor por calor hollín, L_4 es la pérdida de calor por purgas, L_5 es la pérdida de calor por convección y L_6 es la pérdida de calor por radiación.

Pérdida de calor por gases residuales: Es la pérdida de calor más significativa y de mayor valor para una caldera, depende de la temperatura de gases residuales, como también del porcentaje de CO_2 (dióxido de carbono), del tipo de combustible utilizado y del exceso de aire en la combustión. (Charles, 2016).

Y se determina según la formulación:

$$L_1 = \frac{H_1}{H_T} * 100\% \quad (02)$$

donde H_1 es la potencia calorífica pérdidas por gases residuales se mide en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se miden en (KW)

La potencia calorífica de los gases residuales se determina:

$$H_1 = \dot{m}_{\text{wg}} * \overline{C_{P_{\text{wg}}}} * (T_{\text{wg}} - T_e) \quad (03)$$

donde \dot{m}_{wg} es el flujo másico de gases residuales se mide en (Kg/s), $\bar{C}_{P_{wg}}$ es el calor específico a presión constante de los gases en la chimenea se mide en (KJ/Kg °C), T_{wg} es la temperatura de gases residuales se mide en (°C) y T_e es la temperatura del medio ambiente [°C]

Pérdida de calor por combustión incompleta: Es la pérdida asociada a la presencia de productos de combustión incompleta (CO, H₂ y CH₄), en los gases de combustión. Debida principalmente por el carbono que no se ha quemado y que en combinación con el oxígeno forman monóxido de carbono presente en los gases residuales. (Donald, 2016).

Y se determina según la formulación:

$$L_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\% \quad (04)$$

donde H_2 es la potencia calorífica pérdidas por combustión incompleta se miden en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se mide en (KW)

La potencia calorífica por combustión incompleta se determina:

$$H_2 = \dot{V}_{wg} * r_{co} * PCI_{co} \quad (05)$$

donde \dot{V}_{wg} es el caudal de los gases se miden en (m³/s), r_{co} es la proporción en volumen de monóxido de carbono y PCI_{co} : es la capacidad calorífica del monóxido de carbono se mide en (KJ/Kg).

El poder calorífico inferior del monóxido de carbono, tiene un valor promedio de

$$1272 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3}$$

El caudal de los gases de chimenea se determina por la relación:

$$\dot{V}_{wg} = \frac{\dot{m}_{wg}}{\bar{\rho}_{wg}} \quad (06)$$

donde \dot{m}_{wg} es el flujo másico de gases residuales se mide en (Kg/s) y $\bar{\rho}_{wg}$ es la densidad promedio de los gases residuales evacuados (Kg/ m³)

Pérdida de calor por Hollín: Se debe al mal estado del combustible, que al momento de fusionar los reactantes (aire + combustible), no se llega a quemar por completo todo el combustible, ocasionando daños en las paredes (ladrillo refractario) de la caldera. (Keneth, 2016).

Y se determina según la formulación:

$$L_3 = \frac{H_3}{H_T} * 100\% \quad (07)$$

donde H_3 es la potencia calorífica pérdidas por Hollín se mide en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se mide en (KW).

La potencia calorífica por hollín se determina:

$$H_3 = \dot{m}_{wg} * g_c * PCI_C \quad (08)$$

donde \dot{m}_{wg} es el flujo másico de gases residuales se mide en (Kg/s), g_c es la participación másica del carbono se mide en (%) y PCI_C es el poder calorífico inferior del carbono se mide en (KJ/Kg)

El poder calorífico del carbono tiene un valor promedio de $33900 \frac{KJ}{Kg}$

Pérdida de calor por purgas: Se debe a la dureza del agua (partes por millón) “ppm” que al no ser tratada correctamente provoca pérdidas en la transferencia de calor humos - agua, porque se producen incrustaciones en la red de tuberías de humos. (Beltrán, 2014).

Y se determina según la formulación:

$$L_4 = \frac{H_4}{H_T} * 100\% \quad (09)$$

donde H_4 es la potencia calorífica pérdidas por purgas se mide en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se mide en (KW).

$$H_4 = \dot{m}_{purgas} * C_{p_w} * (T_{sat} - T_w) \quad (10)$$

donde \dot{m}_{purgas} es el Flujo másico de purgas se miden en (Kg/s), C_{p_w} es el Calor específico a presión constante del agua se mide en (KJ/Kg °C) y T_{sat} es la Temperatura de saturación a la presión del vapor se mide en (°C)

El flujo másico de purgas para una caldera, se determina:

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = \dot{m}_s * \left(\frac{STD_w}{STD_b - STD_w} \right) \quad (11)$$

donde \dot{m}_s es el Flujo másico de vapor saturado se mide en (Kg/s), STD_w son los Solidos Totales Disueltos del agua de alimentación se miden en (ppm) y STD_b son los Solidos Totales Disueltos permisibles en la caldera se miden en (ppm)

Pérdida de calor por convección: La mala elección de un aislamiento térmico, provoca la pérdida de calor a través de la superficie exterior lateral de la caldera, la exposición a temperaturas bajas y vientos fuertes provocan estas pérdidas. (Broath, 2015).

Y se determina según la formulación:

$$L_5 = \frac{H_5}{H_T} * 100\% \quad (12)$$

donde H_5 es la potencia calorífica pérdidas por convección se mide en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se mide en (KW)

$$H_5 = \frac{S_b * h_{wb \rightarrow e} * (T_{wb} - T_e)}{1000} \quad (13)$$

donde S_b es la Superficie lateral exterior de la caldera se mide en (m^2), $h_{wb \rightarrow e}$ es el Coeficiente de transferencia de calor se miden en ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), T_{wb} es la Temperatura de pared exterior del caldero se miden en ($^\circ C$) y T_e es la Temperatura del medio ambiente se miden en ($^\circ C$)

La pérdida de calor por convección se genera por la superficie exterior del caldero y se denota por:

$$S_b = \pi * D_{ext} * L_b \quad (14)$$

donde $S_{caldera}$ es la Superficie lateral exterior de la caldera se mide en (m^2), D_{ext} es el Diámetro exterior del caldero se mide en (m) y L_b es la Longitud del caldero se mide en (m)

El coeficiente de convección depende únicamente de la velocidad del aire que impacta con la superficie exterior del caldero, es decir (Paredes Rosario, Raúl – 2014.):

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_v} \quad (15)$$

donde U_v : es la Velocidad promedio del viento se mide en (m/s)

Pérdida de calor por radiación: Se debe a que la temperatura de la llama que no es aprovechada a su totalidad generando la temperatura de gases combustión, la temperatura de la llama también se pierde a través de las paredes del hogar. (Charles, 2016).

Y se determina según la formulación:

$$L_6 = \frac{H_6}{H_T} * 100\% \quad (16)$$

donde H_6 es la potencia calorífica pérdidas por radiación se mide en (KW) y H_T es la potencia calorífica de los reactantes (aire + combustible) se mide en (KW)

$$H_6 = \frac{\epsilon_h * \sigma * S_h * (T_{hg}^4 - T_{pcc}^4)}{1000} \quad (17)$$

donde ϵ_h es la emisividad del hogar se miden en (%), σ es la constante de Stefan-Boltzmann su valor es $(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4})$, S_h es la superficie lateral del caldero se miden en (m^2), T_{hg} es la temperatura de gases calientes se miden en ($^{\circ}K$) y T_{pcc} es la temperatura de la pared del hogar se miden en ($^{\circ}K$).

Poder calorífico inferior de combustibles gaseosos: Considera que el vapor de agua contenido en los gases de la combustión no condensa. Por lo tanto no hay aporte adicional de calor por condensación del vapor de agua. Solo se dispondrá del calor de oxidación del combustible (Beltran, 2014).

Para un combustible gaseoso, se determina:

$$PCI = \frac{M_{Cm} * PCI_{carb.} + M_{Hn} * PCI_{hid.}}{M_{CmHn}} \quad (18)$$

donde M_{Cm} es la masa molecular del carbono se mide en (Kg/Kmol), $PCI_{carb.}$ es la capacidad calorífica del carbono se mide en (KJ/Kg), M_{Hn} es la masa atómica del hidrogeno se mide en (Kg/Kmol), $PCI_{hid.}$ es el poder calorífico inferior del hidrogeno se mide en (KJ/Kg) y M_{CmHn} : es el peso atómico del compuesto se mide en (Kg/Kmol).

Para el caso de gas licuado de petróleo, tenemos:

$$PCI_{GLP} = PCI_{C_3H_8} * g_{C_3H_8} + PCI_{C_4H_{10}} * g_{C_4H_{10}} \quad (19)$$

donde PCI_{GLP} , $PCI_{C_3H_8}$, $PCI_{C_4H_{10}}$ son los poderes caloríficos del gas licuado, propano y butano (KJ/Kg) y $g_{C_3H_8}$, $g_{C_4H_{10}}$ son las participaciones másicas del propano y butano respectivamente (%).

Potencia calorífica total: Es la potencia máxima en el hogar de una caldera pirotubular, es la relación de los reactantes aire y combustible, dependiendo de sus flujos másicos, capacidad calorífica, temperaturas y poder calorífico, siendo este último el parámetro de mayor importancia en la combustión. (Donald, 2016).

$$H_T = H_a + H_f \quad (20)$$

Es decir:

$$H_T = (\dot{m}_a * Cp_a * T_a) + \dot{m}_f * (PCI + Cp_f * T_f) \quad (21)$$

donde H_T : es el calor total se miden en (KW), H_a : es el calor del aire se miden en (KW), H_f es el calor aportado por el combustible se miden en (KW), PCI es el poder calorífico inferior se miden en (KJ/Kg), \dot{m}_a : es el Flujo másico de aire se miden en (Kg/s), \dot{m}_f : es el flujo másico de combustible se miden en (Kg/s), Cp_f es la capacidad a presión constante del aire se mide en (KJ/Kg°C), Cp_f es la capacidad a presión constante del combustible se mide en (KJ/Kg°C), T_a es el temperatura del aire se mide en (°C) y T_f es la temperatura del combustible se mide en (°C)

Balance de masa y energía de un sistema:

La ecuación de conservación de masa en un sistema abierto funcionando en régimen permanente con varias entradas y salidas se plantea de la siguiente forma (Shapiro, 2015):

$$\sum \dot{m}_{e,s} = \sum \dot{m}_{s,s} \quad (22)$$

donde $\dot{m}_{e,s}$ y $\dot{m}_{s,s}$ son los flujos másicos se miden en (Kg/s)

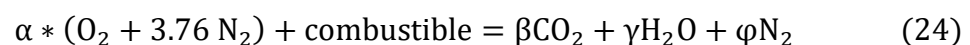
La ecuación de conservación de la energía de un sistema abierto de varias entradas y varias salidas, en régimen permanente, despreciando variación de energía cinética y energía potencial, la planteamos de la siguiente forma (Cengel, 2018):

$$Q - W = \sum \dot{m}_{e,s} * h_{e,s} - \sum \dot{m}_{s,s} * h_{s,s} \quad (23)$$

donde Q es el calor neto de entrada o salida del sistema (KJ), W es el trabajo técnico neto de entrada o salida del sistema (KJ), $h_{e,s}$ y $h_{s,s}$ representan las entalpias de ingreso y salida de un sistema se miden en (KJ/Kg) y $\dot{m}_{e,s}$ y $\dot{m}_{s,s}$ son los flujos másicos se miden en (Kg/s)

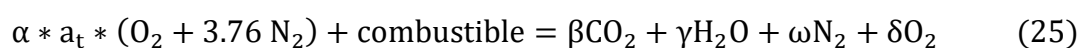
Balances termodinámicos de la combustión:

A continuación tenemos la ecuación de combustión completa, la cual nos detalla la cantidad exacta de comburente para oxidar las moléculas de C, H y N. La planteamos de la siguiente manera (Kenneth, 2016):



donde α , β , γ , φ representan la cantidad de moles del oxígeno, dióxido de carbono, agua y nitrógeno respectivamente y se miden en Kg/Kmol) y α es la Cantidad de Kmoles del O2 se mide en (Kg/Kmol).

Balance en combustión real o incompleta: Es el excedente de comburente para oxidar las moléculas de C, H y N, conllevando a tener oxígeno libre en los productos (Kenneth, 2016).



donde α , β , γ , ω y δ representan la cantidad de moles del oxígeno, dióxido de carbono, agua y nitrógeno respectivamente y se miden en Kg/Kmol) y α es la Cantidad de Kmoles del O_2 se mide en (Kg/Kmol) y a_t es la Proporción de aire teórico se mide en (%)

Relación aire/combustible: Es el grado de consumo de combustible en referencia a 1Kg correspondiente a la cantidad de masa de aire necesaria para la combustión de una caldera (Kenneth, 2016).

$$R_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\theta * a_t * (O_2 + 3.76 N_2)}{m_c} \quad (26)$$

donde $R_{(a/c)}$ es la Relación aire/combustible se mide en (Kgaire/Kgcomb.), a_t es la Proporción de aire teórico se mide en (%), m_c es la Masa de combustible se mide en (Kg) y m_a es la Masa de aire se mide en (Kg).

Valor presente neto: Es el método más conocido a la hora de evaluar proyectos de inversión a largo plazo. El Valor Presente Neto permite determinar si una inversión cumple con el objetivo básico financiero: Maximizar la inversión (Mankiw, 2017).

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - V_0 \quad (27)$$

donde VPN es el Valor presente neto se mide en (soles), F_t es el Flujos de caja en cada tiempo se mide en (soles), r es el Interés se miden en (%), n es el Número de períodos considerados se mide en (años), V_0 es el Valor del desembolso inicial de la inversión se mide en (soles)

Tasa interna de rentabilidad: Es un método de valoración de inversiones que mide la rentabilidad de los cobros y los pagos actualizados, generados por una inversión, en términos relativos, es decir en porcentaje. Para lo cual el VPN se iguala a cero (Mankiw, 2017).

$$\sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} - V_0 = 0 \quad (28)$$

donde TIR es la Tasa interna de rentabilidad, VPN es el Valor presente neto se mide en (soles), F_t es el Flujos de caja en cada tiempo se mide en (soles), n es el

Número de períodos considerados se mide en (años), V_0 es el Valor del desembolso inicial de la inversión se mide en (soles)

Retorno operacional de la inversión: Es el tiempo para recuperar la inversión inicial de un proyecto (Mankiw, 2017).

$$\text{ROI} = \frac{\text{Inversion [dólares]}}{\text{Beneficio} \left[\frac{\text{dólares}}{\text{año}} \right]} \quad (29)$$

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

El estudio de tipo aplicada, según Hernández (2014) explica “Son investigaciones que se centran dar solución a un problema en específico, generando nuevos contextos de conocimientos para mejorar el problema”, el presente estudio fue aplicado porque se fundamentó en resolver un problema en específico para una empresa Curtiembre Ecológica del Norte, como la implementación de un sistema de gestión energética a un caldero pirotubular dónde el problema en específico fue su baja eficiencia energética que tiene actualmente y este es proporcionalmente directo a los costos de vapor, combustible y agua.

El diseño pre-experimental (O1 X O2) según Legrá (2018) explica: “Son estudios que buscar cambiar o mejorar la realidad de un problema, mediante el dominio de la variable independiente en la variable dependiente, es decir que exista una dependencia fuerte entre ambas”, el presente estudio fue de diseño pre-experimental, porque buscó en la variable independiente “Gestión energética” generar una relación fuerte con la variable dependiente “Eficiencia energética”, lo que nos conllevó o permitió establecer que la mejor solución para incrementar la eficiencia del caldero fue implementar un sistema de gestión energética.

3.2. Variables y operacionalización

Variables:

Variable independiente:

- Gestión energética a la caldera pirotubuar.

Variable dependiente:

- Eficiencia energética.

3.3. Población y muestra

Población: Calderas pirotubulares de Curtiembres del Departamento de La Libertad.

Muestra: Caldera pirotubular de la Curtiembre Ecológica del Norte EIRL – Trujillo.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Tabla 3: *Técnicas e instrumentos de la investigación*

Técnica	Instrumento
Análisis documental	Fichas de Registro
Guía documentaria	Fichas bibliográficas

Fuente: *Elaborada por los autor*

3.5. Procedimiento

El análisis documental a través de fichas de registro, permite la recolección de los datos de la planta térmica Curtiembre Ecológica del Norte, como: presiones de servicio de vapor, consumo de combustible (GLP), consumos de vapor saturado en los procesos, consumos de agua, temperatura de gases de chimenea, temperatura de agua de alimentación y costos de combustible y vapor.

La guía documentaria, mediante las fichas bibliográficas, nos permitirá la recolección de la información adecuada para el estudio, dicha información es extraída de tesis, artículos científicos, revistas seriadas, libros de energía térmica, eléctrica, termodinámica y economía financiera.

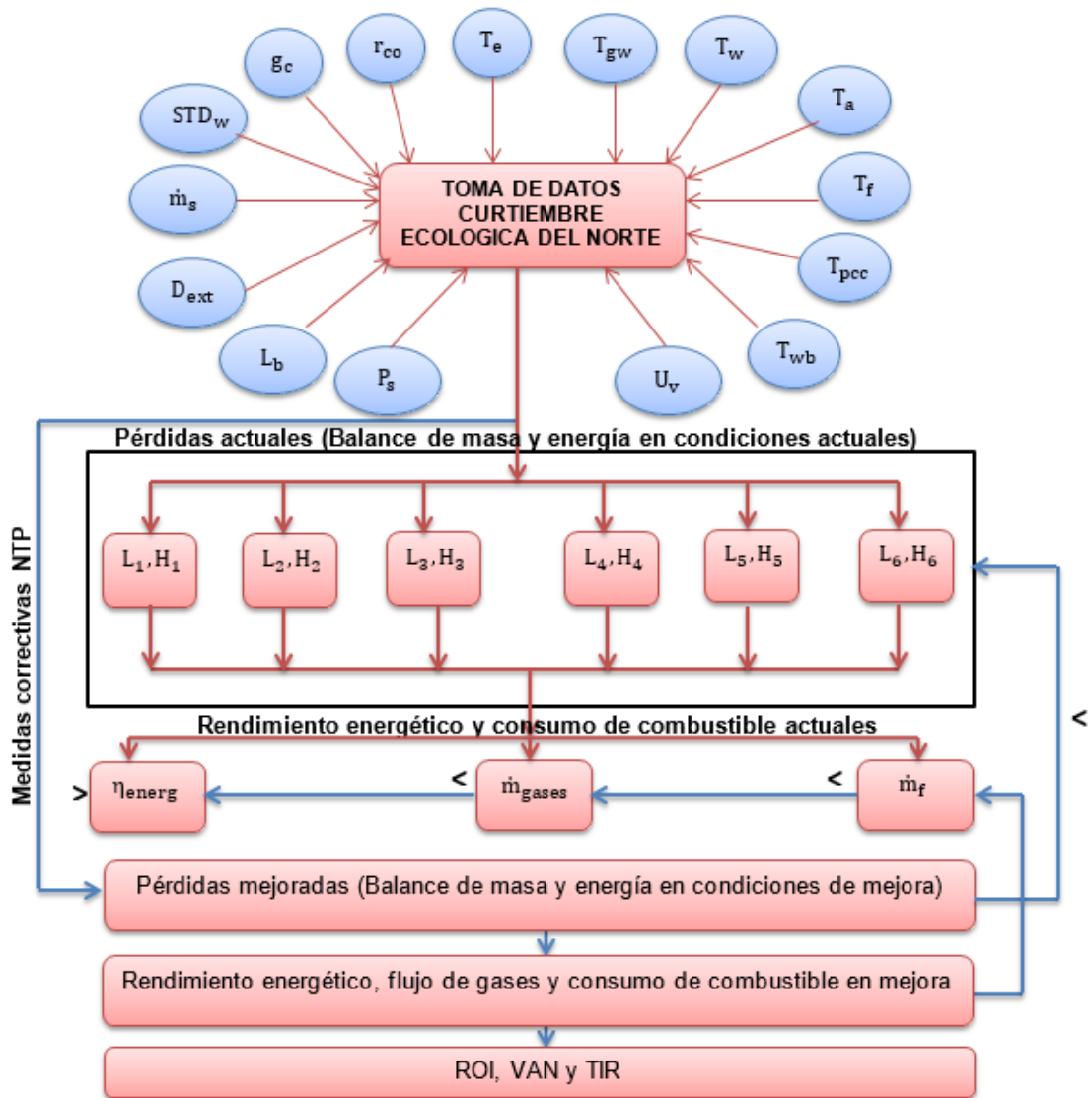


Figura 1: Procedimiento del proyecto de investigación

Fuente: Elaborado por el autor.

3.6. Método de análisis de datos

La información recolectada será presentada en cuadros estadísticos y gráficos de barras mediante el uso del programa Excel, permitiendo una mejor representación de los resultados de la gestión energética en condiciones actuales y de mejora. Asimismo el cálculo económico (Inversión, beneficio y ROI) se realizará mediante la utilización de hojas de cálculo de Excel.

3.7. Aspectos éticos

El autor del presente estudio, se compromete a que los datos recolectados para el estudio de gestión energética, sean reales y veraces, sin la necesidad de incurrir en el plagio de otros autores. Por otro lado se compromete a salvaguardar la información recibida por la Curtiembre Ecológica del Norte y a mantener el anonimato de las personas involucradas en el estudio.

IV. RESULTADOS

4.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DEL CALDERO PIROTUBULAR DE 50 BHP DE LA EMPRESA CURTIEMBRE ECOLÓGICA DEL NORTE.

Para determinación las condiciones actuales de la planta térmica de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, se efectuó la siguiente recolección de datos:

a) Consumo de combustible del caldero

El caldero de la empresa de la curtiembre ecológica del Norte, consume GLP (gas licuado de petróleo y tiene un consumo variable según el requerimiento de producción de pieles de cuero, en el año 2019 tuvo un gasto volumétrico de 135227.25 gal/año (figura 2), siendo este parámetro proporcionalmente a la eficiencia del caldero. Estos datos nos permiten determinar el rendimiento del caldero pirotubular.

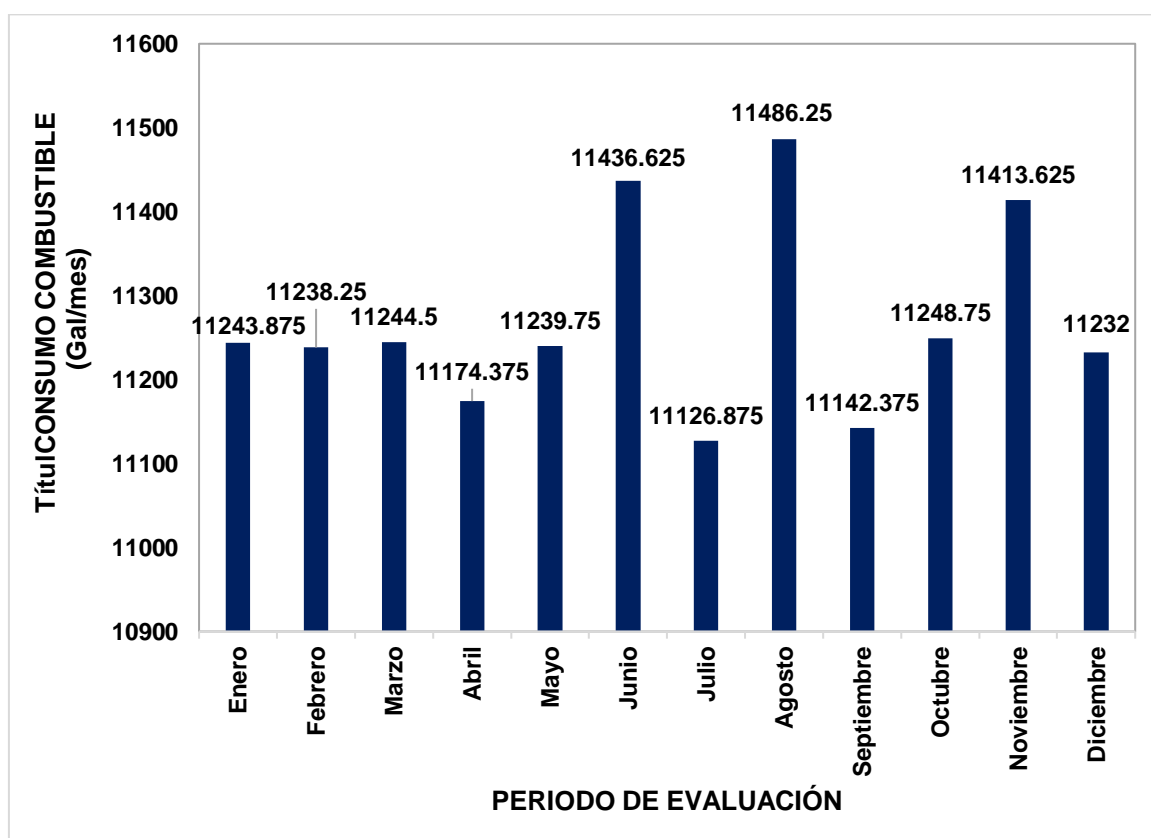


Figura 2: Consumo de combustible del caldero pirotubular

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

b) Generación de vapor saturado

Según se muestra en la figura 3, el caldero pirotubular tiene una producción de vapor saturado máxima mensual de 562.50 TM/mes y una producción anual de 6558.75 TM/año, el cual permitirá en un balance de masa y energía calcular el flujo másico de purgas y su pérdida energética. Los valores del consumo de vapor saturado del caldero Pirotubular nos permiten definir las pérdidas por purgas, pudiendo de esta manera proponer medidas correctivas como la implementación de un sistema de osmosis inversa, para reducir la dureza del agua de alimentación y de esta manera reducir el consumo de gas licuado de petróleo.

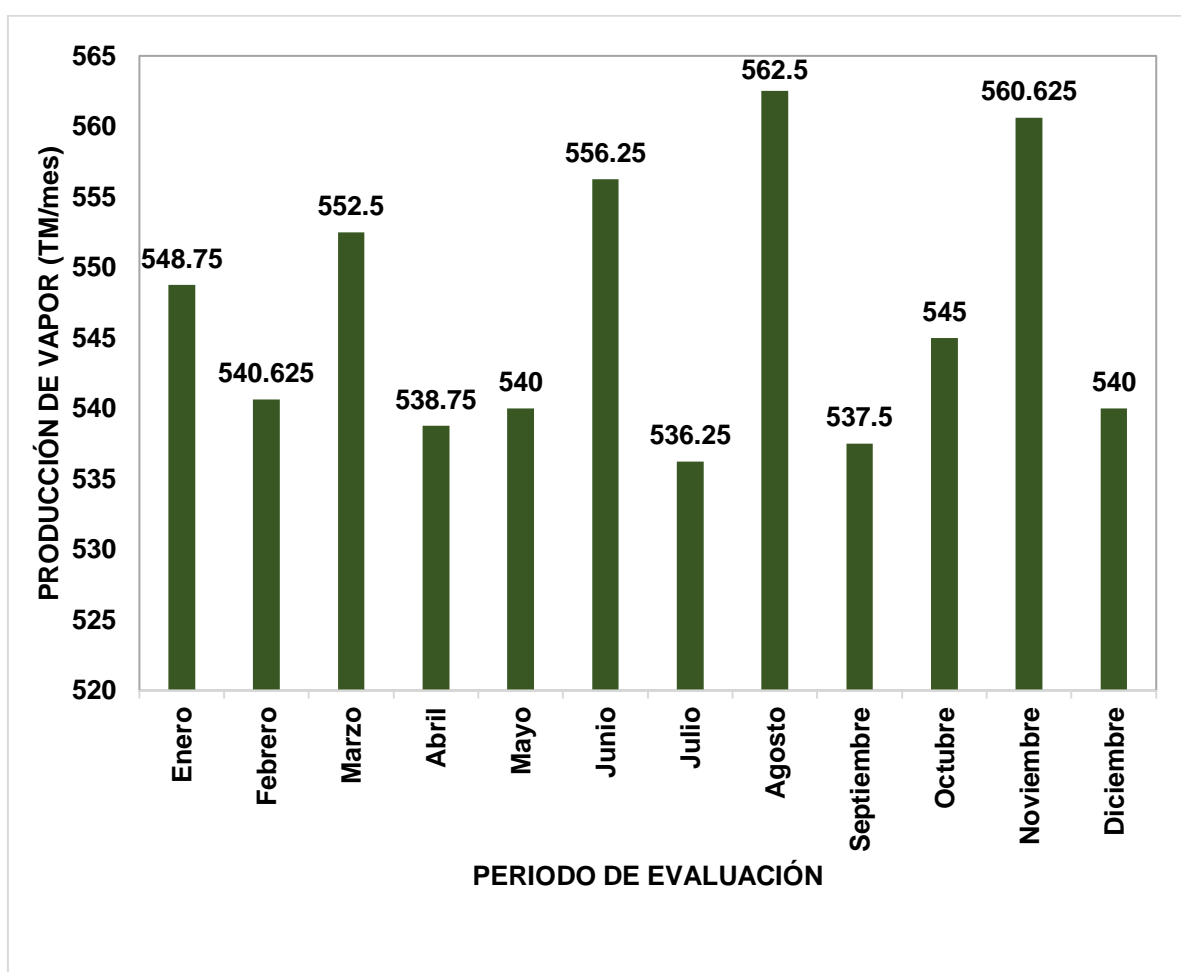


Figura 3: Producción de vapor saturado del caldero pirotubular

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

c) Eficiencia térmica del caldero

La eficiencia del caldero pirotubular de 50BHP actualmente se mide con un analizador de gases, por lo cual esta eficiencia está limitada a una sola pérdida, y está sería la pérdida por gases residuales. Por lo consiguiente según se muestra en la siguiente figura 4, la eficiencia máxima del caldero es 84.98% y el mínimo 83%. El valor de la eficiencia registrado en el caldero solo está en función de los gases residuales y no incluye las pérdidas por purgas, hollín, combustión incompleta, convección y radiación. Lo cual demuestra que los datos recolectados respecto a la eficiencia del caldero por parte de la empresa Curtiembre Ecológica no son exactos, motivo por el cual en el presente estudio se propone la determinación real de la eficiencia.

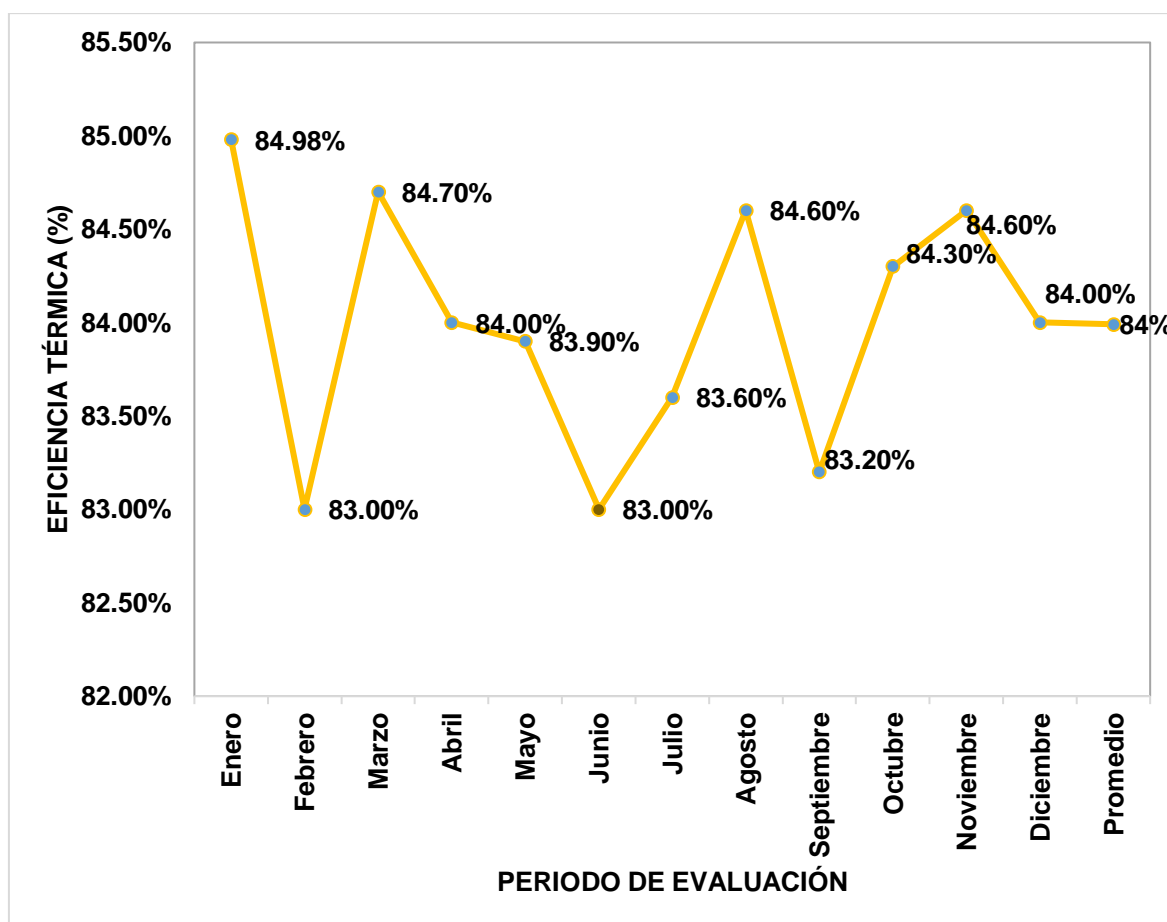


Figura 4: Eficiencia térmica del caldero pirotubular

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

d) Temperatura de gases residuales

En la figura 5, se observa la variación de la temperatura de los gases residuales del caldero pirotubular de 50BHP, teniendo una máxima de 180°C y una mínima de 170°C. Cabe mencionar precisar que las 6 pérdidas al cual está expuesto el caldero de la Curtiembre Ecológica del Norte (gases residuales, convección, radiación, hollín, combustión incompleta y purgas), las pérdidas de gases residuales es la pérdida más significativa.

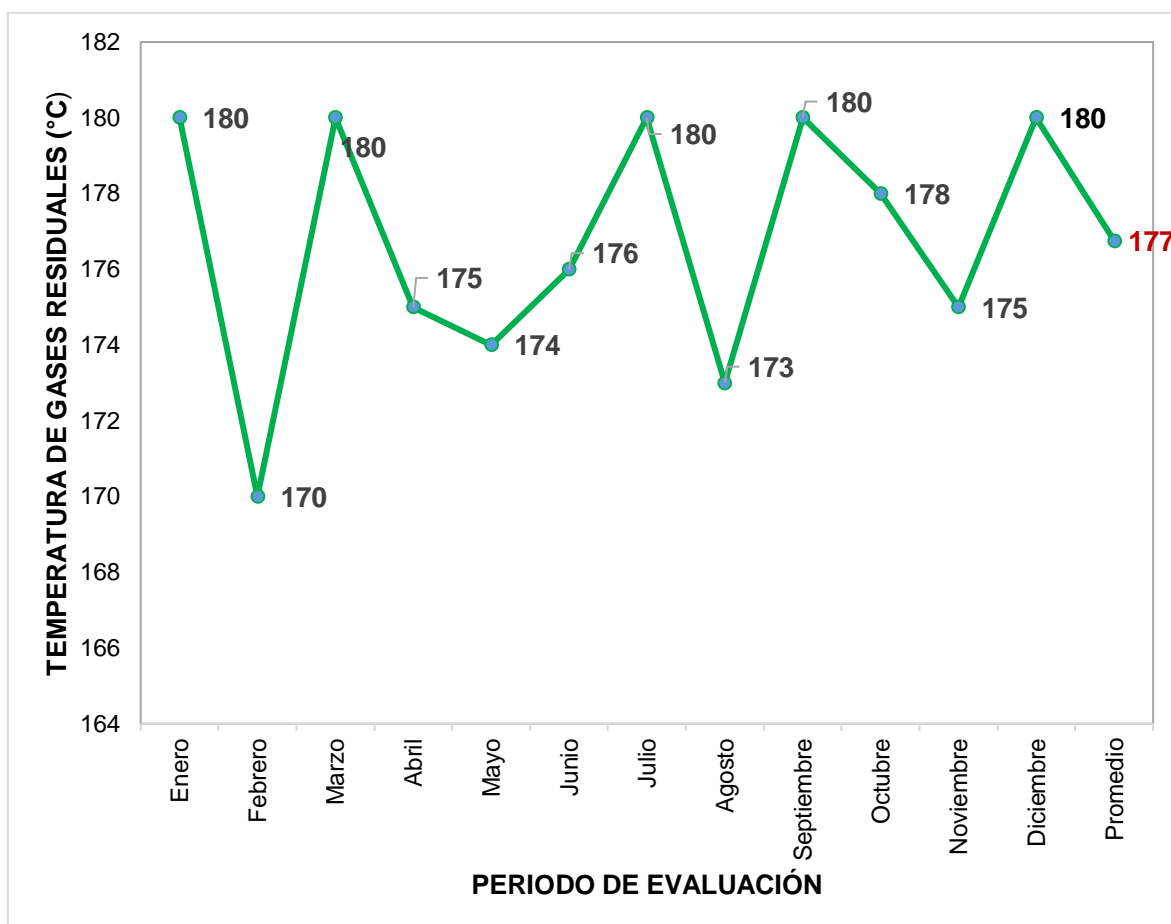


Figura 5: Temperatura de gases residuales producidos por el caldero pirotubular.

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

e) Exceso de aire

En la figura 6, se tienen que el exceso de aire en el quemador del caldero es en promedio 75%. Este valor permite determinar el ratio de combustión del caldero.

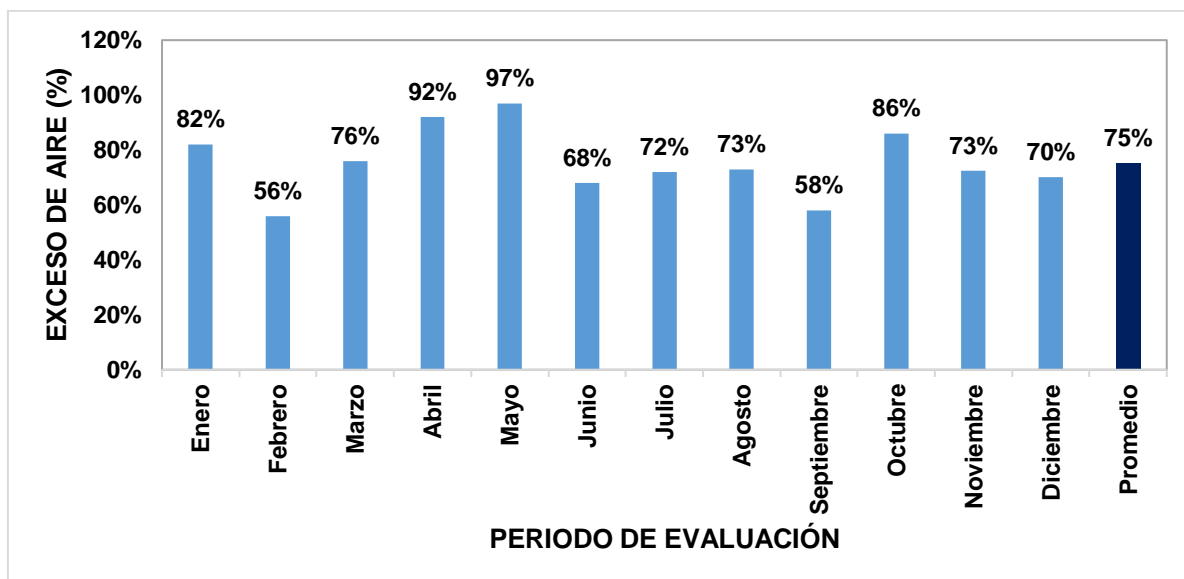


Figura 6: Exceso de aire en quemador del caldero pirotubular.

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

f) Sólidos totales disueltos del caldero

En la figura 7, se obtiene que el valor promedio de sólidos totales disueltos STD en purgas del caldero son 8030ppm (partes por millón). Los STD es la contaminación traducida en dureza por la contaminación del agua de alimentación.

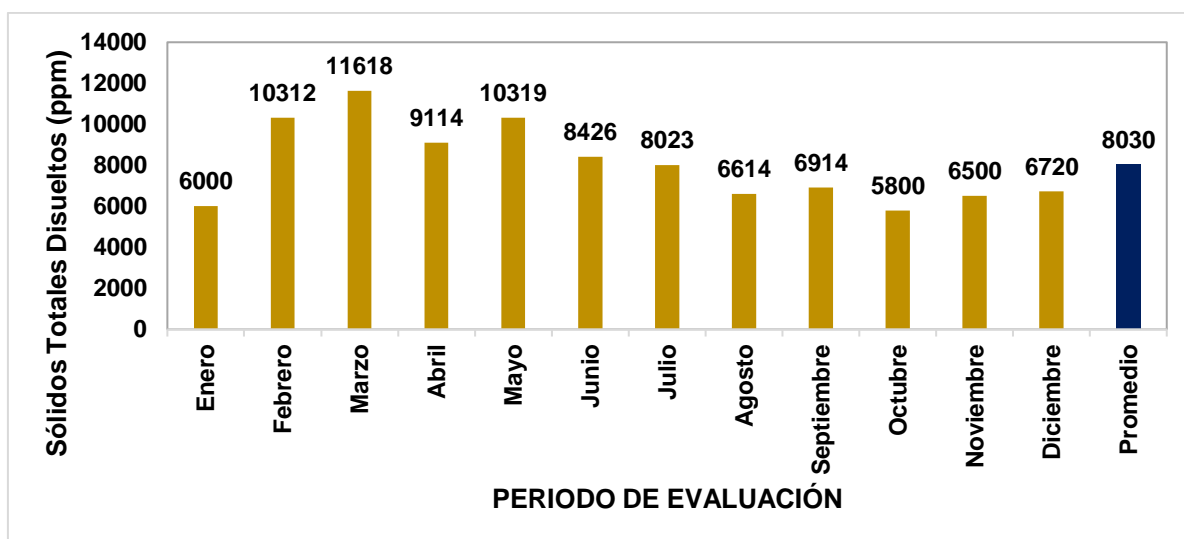


Figura 7: Sólidos totales disueltos del caldero pirotubular.

Fuente: Departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

g) CONTROLES DE COMBUSTIÓN

En la tabla 4, se muestran los controles de ratio y controles de gases evacuados por el caldero, con ratio de 21Gal por cada Tn de vapor, una participación másica del 17% en CO₂máx, 9% en O₂ y 9% en CO₂. Estos controles permiten determinar la composición másica de los gases residuales evacuados por la chimenea de caldero de 50 BHP.

Tabla 4: Controles ratio y gases del caldero pirotubular

MES PERIODO 2019	Ratio Gal/Ton Vap	CO ₂ max. :	% OXIGENO	% CO ₂
Enero	20.49	16.7	8.4	7.8
Febrero	20.79	16.7	9	8.1
Marzo	20.35	16.7	10.4	9.1
Abril	20.74	16.7	10.1	8.7
Mayo	20.81	16.7	10.3	8.6
Junio	20.56	16.7	8.6	9.8
Julio	20.75	16.7	9	9.5
Agosto	20.42	16.7	8.9	9.6
Septiembre	20.73	16.7	8.2	10.3
Octubre	20.64	16.7	10.2	8.9
Noviembre	20.36	16.7	9	9.5
Diciembre		16.7	8.5	9.6
Promedio	21	17%	9%	9%

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

h) Evaluación de las condiciones iniciales energéticas del caldero de 50 BHP.

Poder calorífico inferior del gas licuado de petróleo:

En la tabla 5, se muestra la composición del gas licuado de petróleo, que actualmente es comprado por la empresa curtiembre ecológica del norte para el consumo del caldero de 50 BHP.

Tabla 5: Composición másica del GLP

Composición del GLP	Nomenclatura	Participación Másica (%)
Butano	C ₄ H ₁₀	40
Propano	C ₃ H ₈	60
		100%

Fuente: Datos técnicos del proveedor SOLGAS

Ecuación de Dulong para Combustibles Gaseosos:

$$PCI_{C_nH_m} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{C_n} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_m}}{M_{C_nH_m}}$$

Dónde:

: PCI_{Carbono} Poder calorífico inferior del carbono: $33900 \frac{KJ}{Kg}$

PCI_{Hidrogeno} : Poder calorífico inferior del hidrogeno: $120120 \frac{KJ}{Kg}$

M_C: Peso molecular del carbono: $12 \frac{Kg}{Kmol}$

M_H: Peso molecular del hidrogeno: $1 \frac{Kg}{Kmol}$

n: Número de átomos de carbono.

m: Número de átomos de hidrogeno.

Poder calorífico inferior del Butano:

$$PCI_{C_4H_{10}} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{C_4} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_{10}}}{M_{C_4H_{10}}}$$
$$PCI_{C_4H_{10}} = \frac{33900 * (12 * 4) + 120120 * (1 * 10)}{12 * 4 + 1 * 10} = 48765.517 \frac{KJ}{Kg}$$

Poder calorífico inferior del Propano:

$$PCI_{C_3H_8} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{C_3} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_8}}{M_{C_3H_8}}$$

$$PCI_{C_3H_8} = \frac{33900 * (12 * 3) + 120120 * (1 * 8)}{12 * 3 + 1 * 8} = 49576.364 \frac{KJ}{Kg}$$

Por lo tanto:

$$PCI_{GLP} = PCI_{C_4H_{10}} * g_{C_4H_{10}} + PCI_{C_3H_8} * g_{C_3H_8}$$

Dónde:

$g_{C_4H_{10}}$: Participación másica del Butano 40%

$g_{C_3H_8}$: Participación másica del Propano 60%

$$PCI_{GLP} = 48765.517 \frac{KJ}{Kg} * 0.4 + 49576.364 \frac{KJ}{Kg} * 0.6$$

$$PCI_{GLP} = 49252 \frac{KJ}{Kg}$$

Relación aire combustible en combustión perfecta:

En la tabla 6, se muestra el método base 100 de las composiciones másicas del gas licuado de petróleo. Método que permitirá definir el correcto ratio de combustión o relación aire – combustible.

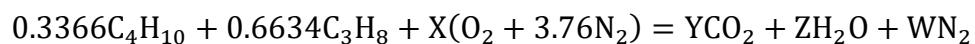
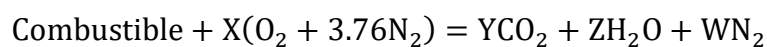
Tabla 6: Método base 100 de composiciones másicas

Nomenclatura	Masa, m [Kg]	Peso Molecular, M [Kg/Kmol]	Número de Moles, n [Kmol]	n (%)
C_4H_{10}	40	58	0.69	33.66
C_3H_8	60	44	1.36	66.34
Total	100		2.05	100

Fuente: Datos técnicos del proveedor SOLGAS

Combustión Perfecta:

Análisis estequiométrico – exceso de aire $\lambda = 1$



Balance de carbonos:

$$0.3366 * 4 + 0.6634 * 3 = Y$$

$$Y = 3.3366 \text{ Kmol}$$

Balance de hidrógenos:

$$0.3366 * 10 + 0.6634 * 8 = 2(Z)$$

$$Z = 4.3366 \text{ Kmol}$$

Balance de oxígenos:

$$2(X) = 2(Y) + Z$$

$$2(X) = 2(3.3366) + 4.3366$$

$$X = 5.5 \text{ Kmol}$$

Balance de nitrógenos:

$$3.76(X) = W$$

$$W = 3.76 * 5.5 = 20.68 \text{ Kmol}$$

Se tiene que:

$$R_{a/c} = \frac{X * (O_2 + 3.76N_2)}{\text{Combustible}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{cble}}}$$

$$R_{a/c} = \frac{5.5 * (32 + 3.76 * 28)}{0.3366 * 58 + 0.6634 * 44} = \frac{755.04 \text{ Kg aire}}{48.7124 \text{ Kg combustible}}$$

$$R_{a/c} = 15.5 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

Temperatura teórica de los gases calientes $T_{(G.C)_0}$:

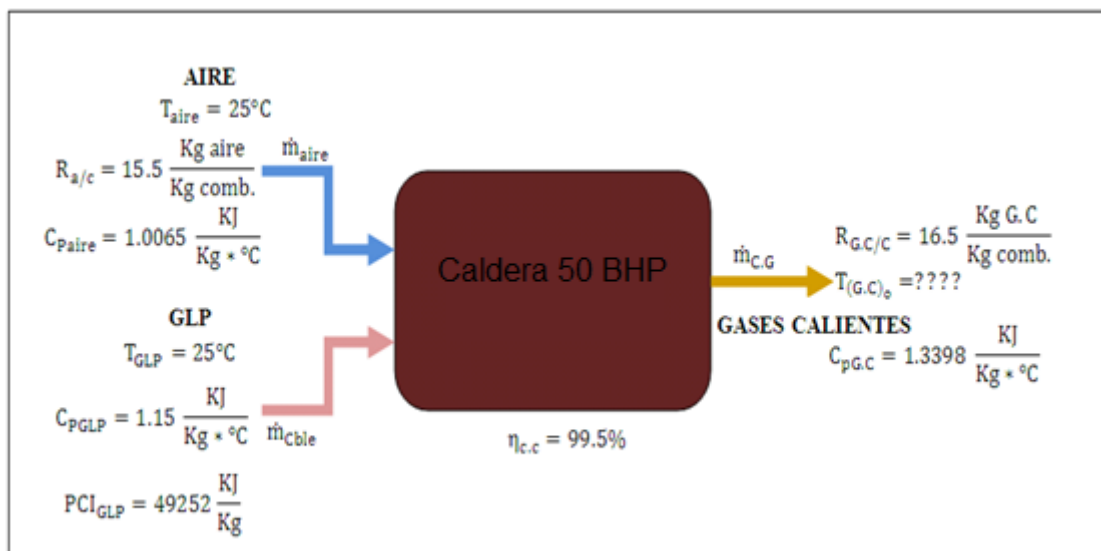


Figura 8: Parámetros térmicos del caldero de 50 BHP

De la ecuación:

$$(\dot{Q}_{\text{aire}} * \dot{Q}_{\text{cble}}) * \eta_{cc} = \dot{Q}_{G.C}$$

Dónde:

\dot{Q}_{aire} : Potencia térmica del aire [KW]

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}} = R_{a-cble} * \dot{m}_{\text{cble}} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}}$$

\dot{Q}_{cble} : Potencia térmica del combustible [KW]

$$\dot{Q}_{\text{cble}} = \dot{m}_{\text{cble}} * [PCI + C_{p\text{cble}} * T_{\text{cble}}]$$

$\dot{Q}_{G.C}$: Potencia térmica de los gases calientes

$$\dot{Q}_{G.C} = \dot{m}_{GC} * C_{pGC} * T_{(G.C)_0} = R_{GC-cble} * \dot{m}_{\text{cble}} * C_{pGC} * T_{(G.C)_0}$$

Sustituyendo:

$$(R_{a-cble} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}} + [PCI + C_{p\text{cble}} * T_{\text{cble}}]) * \eta_{cc} = R_{GC-cble} * C_{pGC} * T_{(G.C)_0}$$

$$T_{(G.C)_0} = \frac{(R_{a-cble} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}} + [PCI + C_{p\text{cble}} * T_{\text{cble}}]) * \eta_{cc}}{R_{GC-cble} * C_{pGC}}$$

$$T_{(G.C)_0} = \frac{(15.5 * 1.0065 * 25 + 49252 + 1.15 * 25) * 0.995}{16.5 * 1.3398}$$

$$T_{(G.C)_0} = 2235.63 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ temperatura cuando, } \lambda = 1$$

Temperatura real de los gases calientes $T_{(G.C)_R}$:

En la tabla 7, se muestran las dimensiones más relevantes del caldero de 50BHP, dimensiones que permiten determinar la temperatura real de los gases calientes y pérdida por convección.

Tabla 7: Dimensiones del caldero piro tubular de 50 BHP

Características Principales	Diámetro interior [mm]	Diámetro exterior [mm]	Espesor [mm]	Longitud [m]
Hogar	304.8	323.85	9.525	2
Caldera	1000	1120	9.525	2

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Longitud equivalente:

$$l_e = 3.6 * \frac{D_{\text{int,caldero}}^2}{4 * d_{\text{int,hogar}} * \xi}, \text{ si } l_e > 1m$$

En la tabla 8, se muestran los valores de coeficiente convencional de impurificación que permiten definir la longitud equivalente de la llama de fuego en el hogar del caldero.

Tabla 8: Coeficiente convencional de impurificación

Coeficiente convencional de impurificación	ξ
Combustibles gaseosos	1
Combustibles líquidos	0.9
Combustibles sólidos	0.95

Fuente: García San José, Ricardo (2001).

$$l_e = 3.6 * \frac{(1)^2}{4 * (0.3048) * 1} = 2.95 \text{ m}$$

El coeficiente de emisividad del hogar medio se calculó con la siguiente ecuación (Paredes Rosario, Raúl – 2014.):

$$\epsilon_g = 1 - e^{-0.124 * l_e}$$

$$\epsilon_g = 1 - e^{-0.124 * 2.95}$$

$$\epsilon_g = 0.306$$

Coeficiente de emisividad de llamas luminosas:

$$\epsilon_{\text{llama}} = \beta * \epsilon_g$$

Siendo β : la naturaleza de la llama, valor que permite cuantificar el grado de luminosidad de la llama presente en el caldero de 50 BHP, según el tipo de combustible. En la tabla 9 observamos dichos valores.

Tabla 9: Naturaleza de la llama

Naturaleza de la llama	β
Llama luminosa obtenido de la combustión de un combustible gaseoso	1.0
Llama luminosa con hollín obtenido de la combustión de combustibles líquidos	0.75
Llama luminosa con hollín obtenido de la combustión de combustibles sólidos ricos en volátiles.	0.85

Fuente: W. Vicente y Rodríguez (2009).

Por lo tanto: $\epsilon_{\text{llama}} = 0.306$

Coefficiente de emisividad del hogar:

$$\epsilon_{\text{hogar}} = \frac{0.82 * \epsilon_{\text{llama}}}{\epsilon_{\text{llama}} + (1 - \epsilon_{\text{llama}}) * \xi}$$

$$\epsilon_{\text{hogar}} = \frac{0.82 * 0.306}{0.306 + (1 - 0.306) * 1}$$

$$\epsilon_{\text{hogar}} = 0.251$$

Masa de gases calientes:

$$m_{\text{G.C}} = m_{\text{aire}} + m_{\text{cble}}$$

$$m_{\text{G.C}} = 755.04 + 48.7124 = 803.7524 \text{ Kg Gases}$$

Finalmente,

$$T_{(\text{G.C})\text{R}} = \frac{T_{(\text{G.C})\text{o}}}{\left(\frac{3.175 * 10^{-10} * \epsilon_{\text{hogar}} * S_{\text{radiante}} * T_{(\text{G.C})\text{o}}^3}{m_{\text{G.C}} * C_{\text{pGC}} * \dot{m}_{\text{cble}}} \right)^{0.6} + 1}$$

Donde:

$$S_{\text{radiante}} = \pi * d_{\text{int,hogar}} * L_{\text{hogar}} * \xi$$

$$S_{\text{radiante}} = \pi * 0.3048 * 2 * 1 = 1.915 \text{ m}^2$$

Dato: actualmente la caldera tiene un consumo de combustible de 50 Gln/Hr

$$\text{Es decir: } \dot{m}_{\text{cble}} = 50 \frac{\text{Gln}}{\text{Hr}} = 50.27 * 10^{-3} \frac{\text{Kg comb}}{\text{seg}}$$

Remplazando:

$$T_{(GC)R} = \frac{2235.63 + 273}{\left(\frac{3.175 * 10^{-10} * 0.251 * 1.915 * (2235.63 + 273)^3}{803.7524 * 1.3398 * 7.04 * 10^{-3}} \right)^{0.6} + 1}$$

$$T_{(GC)R} = 1670 \text{ K} = 1397 \text{ }^\circ\text{C}$$

Relación aire – combustible y exceso de aire en operación actual del caldero piro-tubular de 50 BHP

De la ecuación:

$$T_{(G.C)R} = \frac{(R_{a-cble} * Cp_{aire} * T_{aire} + [PCI + Cp_{cble} * T_{cble}]) * \eta_{cc}}{R_{GC-cble} * Cp_{GC}}$$

Se despeja, la relación aire combustible:

$$R_{a/c} = \frac{(PCI + Cp_{cble} * T_{cble}) * \eta_{cc} - Cp_{GC} * T_{(G.C)R}}{Cp_{GC} * T_{(G.C)R} - Cp_{aire} * T_{aire} * \eta_{cc}}$$

$$R_{a/c} = \frac{(49252 + 1.15 * 25) * 0.995 - 1.3398 * 1397}{1.3398 * 1397 - 1.0065 * 25 * 0.995}$$

$$R_{a/c} = 25.5 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

También:

$$R_{G.C/c} = 26.5 \frac{\text{Kg Gases de combustión}}{\text{Kg combustible}}$$

De la formulación química:

$$R_{a/c} = \frac{X * \lambda * (O_2 + 3.76N_2)}{\text{Combustible}}$$

Despejando el porcentaje de aire teórico:

$$\lambda = \frac{R_{a/c} * \text{Combustible}}{X * (O_2 + 3.76N_2)}$$

$$\lambda = \frac{25.5 * (0.3366 * 58 + 0.6634 * 44)}{5.5 * (32 + 3.76 * 28)}$$

$$\lambda = 1.65$$

Tendríamos que el exceso de aire es 65% (1 – 1.65) valor que se ajusta a los valores recolectados en la Curtiembre Ecológica del Norte.

También se pueden determinar, la masa de aire, masa de combustible y masa de gases residuales reales:

$$m_{\text{aire}} = X * \lambda * (O_2 + 3.76N_2) = 5.5 * 1.65 * (32 + 3.76 * 28) = 1245.816 \text{ Kg aire}$$

$$m_{\text{cble}} = 0.3366 * 58 + 0.6634 * 44 = 48.7124 \text{ Kg comb.}$$

$$m_{\text{G,C}} = 1245.816 \text{ Kg aire} + 48.7124 \text{ Kg comb.} = 1292.5284 \text{ Kg de gases.}$$

Análisis de pérdidas energéticas actuales del caldero pirotubular de 50 BHP

a. Pérdidas por gases residuales:

$$q_{\text{P.G.R}} = \frac{(1 + R_{a/c}) * \bar{C}_p * (T_{\text{GR}} - T_{\infty})}{\text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 10: Datos para el cálculo de la pérdida por gases residuales

Temperatura ambiental.	$T_{\text{aire}} = 25^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del aire.	$C_{\text{Paire}} = 1.0065 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Temperatura de gases residuales o de chimenea.	$T_{\text{G,R}} = 180^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del gas residual.	$C_{\text{PG,R}} = 1.091 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Calor específico promedio de los gases.	$\bar{C}_p = \frac{1.0065 + 1.091}{2} = 1.04875 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Relación aire combustible.	$R_{a/c} = 25.5 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$
Poder calorífico inferior del GLP.	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Remplazando:

$$q_{P.G.R} = \frac{(1 + 25.5) * 1.04875 * (180 - 25)}{49252} * 100\%$$

$$q_{P.G.R} = 9 \%$$

b. Pérdidas por convección:

$$q_{\text{Convección}} = \frac{S_{\text{caldera}} * h_{p \rightarrow \infty} * (T_{p\text{cald}} - T_{\infty})}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * PCI_{\text{GLP}}} * 100\%$$

El coeficiente de convección pared- medio ambiente se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{viento}}}$$

Donde la velocidad del viento promedio por encontrarse en un ambiente abierto es de 1.5 m/seg, dicho dato lo tenemos en la tabla 11, entonces el coeficiente de convección pared – medio ambiente es:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{1.5}$$

$$h_{p \rightarrow \infty} = 20.124 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

La temperatura de pared exterior del caldero se midió con un pirómetro, el cual dio como resultado 45 °C en condiciones actuales de operación, tomando como referencia la temperatura ambiental estándar.

Tabla 11: Datos para el cálculo de la pérdida por convección

Diámetro exterior de la caldera en bruto (incluye el aislamiento).	$D_{\text{ext,caldero}} = 1160 \text{ mm}$
Longitud del caldero en bruto (incluye el aislamiento).	$L_{\text{caldero}} = 2500 \text{ mm}$
Superficie exterior lateral del caldero, expuesto al medio ambiente.	$S_{\text{caldera}} = \pi * D_{\text{ext,caldero}} * L_{\text{caldero}}$ $S_{\text{caldera}} = \pi * 1.16 * 2.5$ $S_{\text{caldera}} = 9.1106 \text{ m}^2$
Velocidad del viento promedio	$U_{\text{viento}} = 1.5 \text{ m/seg}$
Poder calorífico inferior del GLP.	$PCI_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Temperatura ambiental.	$T_{\text{aire}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de pared exterior del caldero.	$T_{\text{pcald}} = 45^\circ\text{C}$
Flujo másico de combustible.	$\dot{m}_{\text{cble}} = 50.27 * 10^{-3} \frac{\text{Kg comb.}}{\text{seg}}$

Fuente: Elaboración propia.

Remplazando:

$$q_{\text{Convección}} = \frac{9.1106 * 20.124 * (45 - 25)}{1000 * 50.27 * 10^{-3} * 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} * 100\%$$

$$q_{\text{Convección}} = 1.0 \%$$

c. Pérdidas por Hollín o inquemados:

$$q_{\text{Hollin}} = \frac{R_{\text{G.C/C}} * g_c * PCI_C}{PCI_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 12: Datos para el cálculo de la pérdida por hollín

Poder calorífico inferior del carbono	$PCI_C = 33900 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Poder calorífico inferior del GLP	$PCI_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Relación gases de combustión - combustible	$R_{\text{G.C/C}} = 26.5 \frac{\text{Kg G. C}}{\text{Kg comb.}}$
Participación másica del carbono (medido con un opacímetro)	$g_c = 0.2\%$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Remplazando:

$$q_{\text{Hollin}} = \frac{26.5 * 0.002 * 33900}{49252} * 100\%$$

$$q_{\text{Hollin}} = 3.60\%$$

d. Pérdidas por combustión incompleta:

$$q_{\text{combustion incompleta}} = \frac{\dot{V}_{\text{GR}} * r_{\text{co}} * \text{PCI}_{\text{co}}}{\dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 13: Datos para el cálculo de la pérdida por combustión incompleta

Poder calorífico inferior volumétrico del monóxido de carbono	$\text{PCI}_{\text{co}} = 12720 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3}$
Poder calorífico inferior del GLP	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Relación gases de combustión - combustible	$R_{\text{G.C/C}} = 26.5 \frac{\text{Kg G. C}}{\text{Kg comb.}}$
Densidad de los gases residuales a 180°C	$\rho_{\text{G.R}} = 0.7884 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
Participación volumétrica del monóxido de carbono (analizador de gases)	$r_{\text{co}} = 0.65\%$
Flujo másico de combustible	$\dot{m}_{\text{cble}} = 50.27 * 10^{-3} \frac{\text{Kg comb.}}{\text{seg}}$
Flujo másico de gases residuales	$\dot{m}_{\text{G.R}} = R_{\text{G.C/C}} * \dot{m}_{\text{cble}}$ $\dot{m}_{\text{G.R}} = 26.5 * 50.27 * 10^{-3}$ $\dot{m}_{\text{G.R}} = 0.18656 \frac{\text{Kg G. R}}{\text{seg}}$
Flujo volumétrico de gases residuales	$\dot{V}_{\text{G.R}} = \frac{\dot{m}_{\text{G.R}}}{\rho_{\text{G.R}}}$ $\dot{V}_{\text{G.R}} = \frac{0.18656}{0.7884}$ $\dot{V}_{\text{G.R}} = 0.2366 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

$$q_{\text{combustion incompleta}} = \frac{0.2366 * 0.0065 * 12720}{7.04 * 10^{-3} * 49252} * 100\%$$

$$q_{\text{combustion incompleta}} = 5.60\%$$

e. Pérdidas por radiación:

$$q_{\text{radiación}} = \frac{\epsilon_{\text{hogar}} * S_{\text{hogar}} * \sigma * (T_{(\text{GC})\text{R}}^4 - T_{\text{phogar}}^4)}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 14: Datos para el cálculo de la pérdida por radiación

Constante de Stefan Boltzman	$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$
Emisividad del hogar	$\epsilon_{\text{hogar}} = 0.251$
Superficie lateral del hogar	$S_{\text{hogar}} = \pi * d_{\text{int,hogar}} * L_{\text{hogar}}$ $S_{\text{hogar}} = \pi * 0.3048 * 2$ $S_{\text{hogar}} = 1.915 \text{ m}^2$
Temperatura de gases calientes	$T_{(\text{GC})\text{R}} = 1397 \text{ }^\circ\text{C} = 1670 \text{ K}$
Temperatura de las paredes del hogar	$T_{\text{phogar}} = T_{(\text{GC})\text{R}} - 5^\circ\text{C}$ $T_{\text{phogar}} = 1397 - 5$ $T_{\text{phogar}} = 1392 \text{ }^\circ\text{C} = 1665 \text{ K}$
Flujo másico de combustible	$\dot{m}_{\text{cble}} = 50.27 * 10^{-3} \frac{\text{Kg comb.}}{\text{seg}}$
Poder calorífico inferior del GLP	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Reemplazando:

$$q_{\text{radiación}} = \frac{0.251 * 1.915 \text{ m}^2 * 5.67 * 10^{-8} ((1670 \text{ K})^4 - (1665 \text{ K})^4)}{1000 * 50.27 * 10^{-3} * 49252} * 100\%$$

$$q_{\text{radiación}} = 0.70\%$$

f. Pérdidas por purgas y consumo actual de vapor saturado:

$$q_{\text{purgas}} = \frac{\dot{m}_{\text{purgas}} * (h_f - h_{\text{agua}})}{\dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Procedimiento:

- Sólidos totales disueltos en el agua: $\text{STD}_{\text{agua}} = 350\text{ppm}$
- Sólidos totales disueltos del caldero:

Tabla 15: Datos para el cálculo de la pérdida por purga

si, $P_v \geq 30$ bar absolutos	$STD_{caldero} = 2500$ ppm
si, $P_v \leq 10$ bar absolutos	$STD_{caldero} = 3500$ ppm

Fuente: Zubicaray, Manuel (2005).

Tenemos: $P_v = 100$ PSig $\cong 7$ bar manometricos = 8 bar absolutos

Por lo tanto: $STD_{caldero} = 3500$ ppm

- Entalpía de líquido saturado (entalpía de purgas)

A la $P_v = 8$ bar absolutos, de tablas termodinámicas se tiene: $h_f = 720.9 \frac{KJ}{Kg}$

- Entalpía del agua de alimentación al caldero:

A la $T_{Agua} = 25^\circ C$, de tablas termodinámicas se tiene: $h_{agua} = 104.805 \frac{KJ}{Kg}$

- Flujo másico de purgas:

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_v * \left(\frac{SDT_{agua}}{SDT_{caldera} - SDT_{agua}} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = \dot{m}_v * \left(\frac{350ppm}{3500ppm - 350ppm} \right)$$

$$\dot{m}_{purgas} = 0.111 * \dot{m}_v$$

- Reemplazando en la formula, de pérdidas de purgas:

$$q_{purgas} = \frac{0.111 * \dot{m}_v * (720.9 - 104.805)}{50.27 * 10^{-3} * 49252} * 100\%$$

$$q_{purgas} = 19.723 * \dot{m}_v \% \dots \dots \dots [I]$$

Según la formulación:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{perdidas} \dots \dots \dots [II]$$

Tenemos:

$$\rightarrow \dot{Q}_{total} = \dot{m}_{cble} * [R_{a-cble} * C_{p_{aire}} * T_{aire} + (PCI + C_{p_{cble}} * T_{cble})]$$

$$\dot{Q}_{total} = 50.27 * 10^{-3} * [25.5 * 1.0065 * 25 + (49252 + 1.15 * 25)] = 351.45KW$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{util} = \dot{m}_v * (h_{vapor} - h_{agua})$$

A la $P_v = 8$ bar absolutos, de tablas termodinámicas se tiene: $h_{\text{vapor}} = 2769.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * (2769.1 - 104.805)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 2664.295 * \dot{m}_v$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{\text{perdidas}} = \sum_{i=1}^{n=6} q_{\text{erdidas}} * \dot{Q}_{\text{total}}$$

$$\dot{Q}_{\text{perdidas}} = (8.75 + 1.06 + 3.65 + 5.64 + 0.73 + 19.723 * \dot{m}_v)\% * 351.45 \text{KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{perdidas}} = 69.6925 + 69.3165 * \dot{m}_v$$

Sustituyendo en [II]

$$351.45 = 2664.295 * \dot{m}_v + 69.6925 + 69.3165 \dot{m}_v$$

$$\dot{m}_v = 0.103 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{seg}} = 370.8 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}}$$

Importante: el caldero pirotubular de 50 BHP fue diseñado para una producción máxima de,

$$\dot{m}_{v,\text{max}} = 50 \text{ BHP} * \frac{15.66 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}}}{1 \text{ BHP}} = 783 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}}$$

Reemplazando en [I]:

$$q_{\text{purgas}} = 19.723 * 0.103 \%$$

$$q_{\text{purgas}} = 2.0 \%$$

Eficiencia actual del caldero pirotubular de 50 BHP

$$\eta_{\text{Caldero}} = 100\% - \sum_{i=1}^{n=6} q_{\text{erdidas}}$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = 100\% - (8.75 + 1.06 + 3.65 + 5.64 + 0.73 + 2.03)$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = 78.10 \%$$

Resumen de la gestión energética a la caldera pirotubular de 50 BHP de la empresa curtiembre ecológica del norte en condiciones actuales.

Tabla 16: Resumen del balance de masa y energía inicial al caldero de 50 BHP

Poder calorífico inferior de GLP	$49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Temperatura de gases calientes	1397 °C
Relación aire - combustible	$25.5 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$
Exceso de aire	1.65
Flujo másico de combustible	$50 * 10^{-3} \frac{\text{Kg comb.}}{\text{seg}}$
Pérdidas por gases residuales	8.75%
Pérdidas por convección	1.06%
Pérdidas por hollín	3.65%
Pérdidas por combustión incompleta	5.64%
Pérdidas por radiación	0.73%
Pérdidas por purgas	2.03%
Eficiencia del caldero	78.14%
Flujo másico de vapor	$370.8 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019. (Analizador de gases residuales).

4.2. PROPUESTAS DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA:

Las políticas de gestión energética basados en la Norma Técnica Peruana NTP 350.301, y según el Decreto Supremo DS-064/2010-2014/EM, titulado “Política Energética Nacional”, establecen recomendaciones para aumentar el rendimiento energético de un caldero pirotubular y de esta manera reducir los costos de combustible.

Tabla 17: *Parámetros de operación recomendados*

Temperatura de gases residuales (se sugiere calentamiento de aire)	140°C
Temperatura de pared exterior del caldero (se sugiere aislamiento térmico)	30°C
Velocidad del aire (se sugiere ambiente cerrado)	$\cong 0 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$
Sólidos totales disueltos del agua (se sugiere tratamiento de agua)	16 ppm
Temperatura del agua de alimentación al caldero (se sugiere calentamiento a través del condensado)	60°C
Exceso de aire (se sugiere ajustar el flujo de aire en el quemador)	130%, para lo cual: $g_c = 0.035\%$ y $r_{co} = 0.1\%$

Fuente: Según Norma Técnica Peruana NTP 350.301.

4.3. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA PARA LOGRAR LOS DATOS EXPUESTOS EN LA PROPUESTA ENERGÉTICA.

Relación aire – combustible:

$$R_{a/c} = \frac{X * \lambda * (O_2 + 3.76N_2)}{\text{Combustible}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{cble}}}$$

$$R_{a/c} = \frac{5.5 * 1.3 * (32 + 3.76 * 28)}{0.3366 * 58 + 0.6634 * 44} = \frac{981.552 \text{ Kg aire}}{48.7124 \text{ Kg combustible}}$$

$$R_{a/c} = 20.15 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

También:

$$R_{G.C/C} = 21.15 \frac{\text{Kg Gases de combustión}}{\text{Kg combustible}}$$

Temperatura de los gases residuales:

Implementación de un precalentador de aire de tipo recuperativo - tubular:

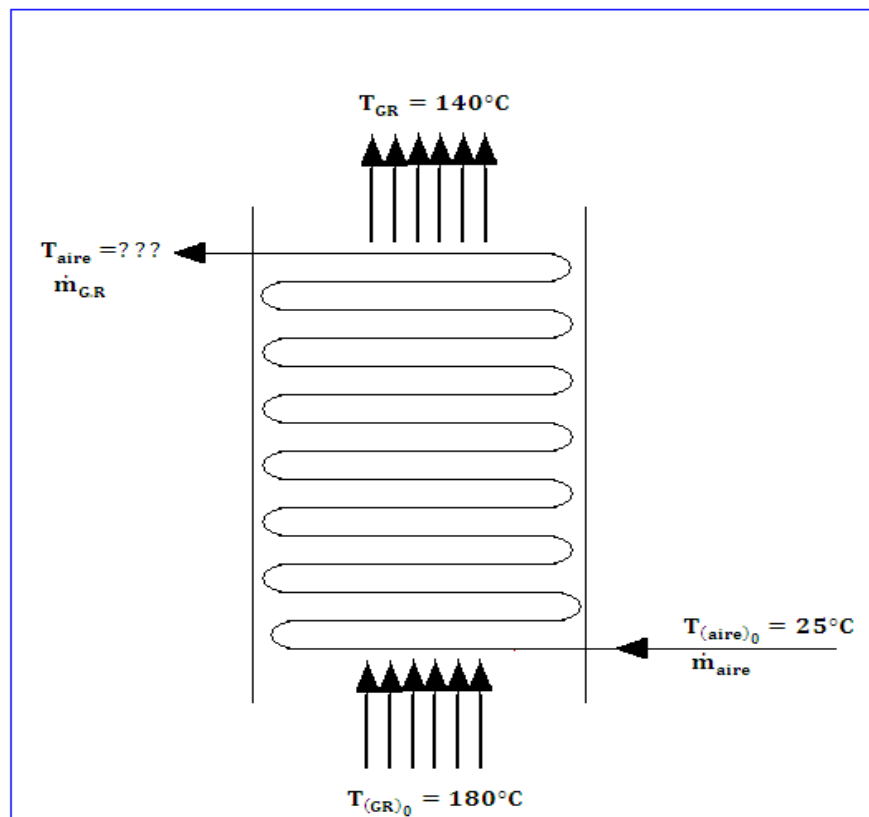


Figura 9: Precalentador de aire

Balance de energía y masa en precalentador:

$$\dot{Q}_{\text{precal.}} = \dot{m}_{\text{GR}} * \bar{C}_{\text{pGR}} * (T_{(\text{GR})_0} - T_{\text{GR}}) = \dot{m}_{\text{aire}} * C_{\text{paire}} * (T_{\text{aire}} - T_{(\text{aire})_0})$$

Dónde:

Tabla 18: Datos para el cálculo para determinar la temperatura de aire caliente

Temperatura de gases residuales, entrada al precalentador	$T_{(\text{GR})_0} = 180^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del gas residual, entrada al precalentador	$C_{\text{P}(\text{GR})_0} = 1.091 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Temperatura de gases residuales, salida del precalentador	$T_{(\text{GR})_0} = 140^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del gas residual, salida del precalentador	$C_{\text{PGR}} = 1.079 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Calor específico promedio de los gases	$\bar{C}_{\text{PGR}} = \frac{1.079 + 1.091}{2}$ $\bar{C}_{\text{PGR}} = 1.085 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Tenemos:

$$\dot{m}_{\text{GR}} * \bar{C}_{\text{pGR}} * (T_{(\text{GR})_0} - T_{\text{GR}}) = \dot{m}_{\text{aire}} * C_{\text{paire}} * (T_{\text{aire}} - T_{(\text{aire})_0})$$

$$R_{\text{GC}/c} * \dot{m}_{\text{cble}} * \bar{C}_{\text{pGR}} * (T_{(\text{GR})_0} - T_{\text{GR}}) = R_{\text{a}/c} * \dot{m}_{\text{cble}} * C_{\text{paire}} * (T_{\text{aire}} - T_{(\text{aire})_0})$$

Despejando la temperatura de salida del aire:

$$T_{\text{aire}} = \frac{R_{\text{GC}/c} * \bar{C}_{\text{pGR}} * (T_{(\text{GR})_0} - T_{\text{GR}})}{R_{\text{a}/c} * C_{\text{paire}}} + T_{(\text{aire})_0}$$

$$T_{\text{aire}} = \frac{21.15 * 1.085 * (180 - 140)}{20.15 * 1.0065} + 25$$

$$T_{\text{aire}} = 70^{\circ}\text{C}$$

Temperatura de gases calientes:

$$T_{(G.C)_R} = \frac{(R_{a-cble} * C_{p_{aire}} * T_{aire} + [PCI + C_{p_{cble}} * T_{cble}]) * \eta_{cc}}{R_{GC-cble} * C_{p_{GC}}}$$

$$T_{(G.C)_R} = \frac{(20.15 * 1.009 * 70 + [49252 + 1.15 * 25]) * 0.995}{21.15 * 1.3398}$$

$$T_{(G.C)_R} = 1780^{\circ}\text{C}$$

a. Pérdidas por gases residuales:

$$q_{P_{G.R}} = \frac{(1 + R_{a/c}) * \bar{C}_p * (T_{GR} - T_{\infty})}{PCI_{GLP}} * 100\%$$

Tabla 19: Datos para el cálculo de la pérdida por gases residuales

Temperatura ambiental	$T_{aire} = 25^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del aire	$C_{Paire} = 1.0065 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Temperatura de gases residuales o de chimenea	$T_{G.R} = 140^{\circ}\text{C}$
Calor específico a presión constante del gas residual	$C_{PG.R} = 1.079 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Calor específico promedio de los gases	$\bar{C}_p = \frac{1.0065 + 1.079}{2} = 1.04275 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$
Relación aire combustible	$R_{a/c} = 20.15 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$
Poder calorífico inferior del GLP	$PCI_{GLP} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Remplazando:

$$q_{P_{G.R}} = \frac{(1 + 20.15) * 1.04275 * (140 - 25)}{49252} * 100\%$$

$$q_{P_{G.R}} = 5.15 \%$$

b. Pérdidas por convección :

$$q_{\text{Convección}} = \frac{S_{\text{caldera}} * h_{p \rightarrow \infty} * (T_{p\text{cald}} - T_{\infty})}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

El coeficiente de convección pared- medio ambiente se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{viento}}}$$

Donde se despreja la velocidad del viento por encontrarse en un ambiente cerrado, dicho dato lo tenemos en la tabla 20, entonces el coeficiente de convección pared – medio ambiente es:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{0}$$

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

La temperatura de pared exterior del caldero es 30 °C en condiciones de mejora, tomando como referencia la temperatura ambiental estándar.

Tabla 20: Datos para el cálculo de la pérdida por convección

Diámetro exterior del caldero en bruto (incluye el aislamiento)	$D_{\text{ext,caldero}} = 1160 \text{ mm}$
Longitud del caldero en bruto (incluye el aislamiento)	$L_{\text{caldero}} = 2500 \text{ mm}$
Superficie exterior lateral del caldero, expuesto al medio ambiente	$S_{\text{caldera}} = \pi * D_{\text{ext,caldero}} * L_{\text{caldero}}$ $S_{\text{caldera}} = \pi * 1.16 * 2.5$ $S_{\text{caldera}} = 9.1106 \text{ m}^2$
Velocidad del viento promedio	$U_{\text{viento}} = 0 \text{ m/seg}$
Poder calorífico inferior del GLP	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Temperatura ambiental	$T_{\text{aire}} = 25 \text{ °C}$
Temperatura de pared exterior del caldero	$T_{p\text{cald}} = 30\text{°C}$

Fuente: Elaboración propia.

Remplazando:

$$q_{\text{Convección}} = \frac{9.1106 * 11.6 * (30 - 25)}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} * 100\%$$

$$q_{\text{Convección}} = \frac{1.073 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \%$$

c. Pérdidas por Hollín o inquemados:

$$q_{\text{Hollin}} = \frac{R_{\text{G.C/C}} * g_c * \text{PCI}_C}{\text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 21: Datos para el cálculo de la pérdida por hollín

Poder calorífico inferior del carbono	$\text{PCI}_C = 33900 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Poder calorífico inferior del GLP	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$
Relación gases de combustión - combustible	$R_{\text{G.C/C}} = 21.15 \frac{\text{Kg G. C}}{\text{Kg comb.}}$
Participación másica del carbono (medido con un opacímetro)	$g_c = 0.035\%$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

$$q_{\text{Hollin}} = \frac{21.15 * 0.00035 * 33900}{49252} * 100\%$$

$$q_{\text{Hollin}} = 0.51\%$$

d. Pérdidas por combustión incompleta:

$$q_{\text{combustión incompleta}} = \frac{\dot{V}_{GR} * r_{CO} * PCI_{CO}}{\dot{m}_{cble} * PCI_{GLP}} * 100\%$$

Tabla 22: Datos para el cálculo de la pérdida por combustión incompleta

Poder calorífico inferior volumétrico del monóxido de carbono	$PCI_{CO} = 12720 \frac{KJ}{m^3}$
Poder calorífico inferior del GLP	$PCI_{GLP} = 49252 \frac{KJ}{Kg}$
Relación gases de combustión - combustible	$R_{G.C/C} = 21.15 \frac{Kg G. C}{Kg comb.}$
Densidad de los gases residuales a 140°C	$\rho_{G.R} = 0.8692 \frac{Kg}{m^3}$
Participación volumétrica del monóxido de carbono (analizador de gases)	$r_{CO} = 0.1\%$
Flujo másico de gases residuales	$\dot{m}_{G.R} = R_{G.C/C} * \dot{m}_{cble}$ $\dot{m}_{G.R} = 21.15 * \dot{m}_{cble}$
Flujo volumétrico de gases residuales	$\dot{V}_{G.R} = \frac{\dot{m}_{G.R}}{\rho_{G.R}}$ $\dot{V}_{G.R} = \frac{21.15 * \dot{m}_{cble}}{0.8692}$ $\dot{V}_{G.R} = 24.3327 * \dot{m}_{cble}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

$$q_{\text{combustión incompleta}} = \frac{24.3327 * \dot{m}_{cble} * 0.001 * 12720}{\dot{m}_{cble} * 49252} * 100\%$$

$$q_{\text{combustión incompleta}} = 0.63\%$$

e. Pérdidas por radiación:

$$Q_{\text{radiación}} = \frac{\epsilon_{\text{hogar}} * S_{\text{hogar}} * \sigma * (T_{(\text{GC})\text{R}}^4 - T_{\text{phogar}}^4)}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Tabla 23: Datos para el cálculo de la pérdida por radiación

Constante de Stefan Boltzman	$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$
Emisividad del hogar	$\epsilon_{\text{hogar}} = 0.251$
Superficie lateral del hogar	$S_{\text{hogar}} = \pi * d_{\text{int,hogar}} * L_{\text{hogar}}$ $S_{\text{hogar}} = \pi * 0.3048 * 2$ $S_{\text{hogar}} = 1.915 \text{ m}^2$
Temperatura de gases calientes	$T_{(\text{GC})\text{R}} = 1780^\circ\text{C} = 2053 \text{ K}$
Temperatura de las paredes del hogar	$T_{\text{phogar}} = T_{(\text{GC})\text{R}} - 3^\circ\text{C}$ $T_{\text{phogar}} = 1780 - 3$ $T_{\text{phogar}} = 1777^\circ\text{C} = 2050 \text{ K}$
Poder calorífico inferior del GLP	$\text{PCI}_{\text{GLP}} = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Reemplazando:

$$Q_{\text{radiación}} = \frac{0.251 * 1.915 \text{ m}^2 * 5.67 * 10^{-8} ((2053 \text{ K})^4 - (2050 \text{ K})^4)}{1000 * \dot{m}_{\text{cble}} * 49252} * 100\%$$

$$Q_{\text{radiación}} = \frac{5.733 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \%$$

f. Pérdidas por purgas:

$$Q_{\text{purgas}} = \frac{\dot{m}_{\text{purgas}} * (h_f - h_{\text{agua}})}{\dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI}_{\text{GLP}}} * 100\%$$

Procedimiento:

- Sólidos totales disueltos en el agua: $\text{STD}_{\text{agua}} = 16\text{ppm}$
- Sólidos totales disueltos del caldero:

Tabla 24: Datos para el cálculo de la pérdida por purga

si, $P_V \geq 30$ bar absolutos	$STD_{\text{caldero}} = 2500$ ppm
si, $P_V \leq 10$ bar absolutos	$STD_{\text{caldero}} = 3500$ ppm

Fuente: Zubicaray, Manuel (2005).

Tenemos: $P_V = 100$ PSig $\cong 7$ bar manometricos = 8 bar absolutos

Por lo tanto: $STD_{\text{caldero}} = 3500$ ppm

- Entalpía de líquido saturado (entalpía de purgas)

A la $P_V = 8$ bar absolutos, de tablas termodinámicas se tiene: $h_f = 720.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

- Entalpía del agua de alimentación al caldero:

A la $T_{\text{Agua}} = 60^\circ\text{C}$, de tablas termodinámicas se tiene: $h_{\text{agua}} = 251.22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

- El caldero pirotubular de 50 BHP fue diseñado para una producción máxima de,

$$\dot{m}_V = 50 \text{ BHP} * \frac{15.66 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}}}{1.667 \text{ BHP}} = 469.8 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{h}} = 0.1305 \frac{\text{Kgvapor}}{\text{seg}}$$

- Flujo másico de purgas:

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = \dot{m}_V * \left(\frac{STD_{\text{agua}}}{STD_{\text{caldera}} - STD_{\text{agua}}} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = 0.1305 * \left(\frac{16\text{ppm}}{3500\text{ppm} - 16\text{ppm}} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = 6 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

- Reemplazando en la fórmula, de pérdidas de purgas:

$$q_{\text{purgas}} = \frac{6 * 10^{-4} * (720.9 - 251.22)}{\dot{m}_{\text{cble}} * 49252} * 100\%$$

$$q_{\text{purgas}} = \frac{5.722 * 10^{-4}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \%$$

Tenemos:

$$\eta_{\text{Caldero}} = 100 - 5.15 - \frac{1.073 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} - 0.51 - 0.63 - \frac{5.733 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} - \frac{5.722 * 10^{-4}}{\dot{m}_{\text{cble}}}$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = \left(93.71 - \frac{7.3782 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \right) \%$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = \left(0.9371 - \frac{7.3782 * 10^{-5}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \right) \dots \dots \dots \text{[III]}$$

De la ecuación:

$$\eta_{\text{Caldero}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{\dot{Q}_{\text{total}}} \dots \dots \text{[IV]}$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_V * (h_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}})$$

A la $P_V = 8$ bar absolutos, de tablas termodinámicas se tiene: $h_{\text{vapor}} = 2769.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 0.1305 * (2769.1 - 251.22)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 328.583 \text{ KW}$$

Según la formulación:

$$\rightarrow \dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{cble}} * [R_{\text{a-cble}} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}} + (\text{PCI} + C_{p\text{cble}} * T_{\text{cble}})]$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{cble}} * [20.15 * 1.009 * 70 + (49252 + 1.15 * 25)] = 50704 * \dot{m}_{\text{cble}}$$

Sustituyendo en [IV]

$$\eta_{\text{Caldero}} = \frac{328.583}{50704 * \dot{m}_{\text{cble}}}$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = \frac{6.4804 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}}$$

Ahora en [III]

$$\frac{6.4804 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} = 0.9371 - \frac{7.3782 * 10^{-5}}{\dot{m}_{\text{cble}}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 6.8 * 10^{-3} \frac{\text{kg comb.}}{\text{seg}}$$

Finalmente, se tiene:

$$q_{P_{G,R}} = 5.15 \%$$

$$q_{\text{Convección}} = \frac{1.073 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \% = \frac{1.073 * 10^{-3}}{6.8 * 10^{-3}} \% = 0.158 \%$$

$$q_{\text{Hollin}} = 0.51\%$$

$$q_{\text{combustion incompleta}} = 0.63\%$$

$$q_{\text{radiación}} = \frac{5.733 * 10^{-3}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \% = \frac{5.733 * 10^{-3}}{6.8 * 10^{-3}} \% = 0.843\%$$

$$q_{\text{purgas}} = \frac{5.722 * 10^{-4}}{\dot{m}_{\text{cble}}} \% = \frac{5.722 * 10^{-4}}{6.8 * 10^{-3}} \% = 0.084\%$$

Por lo tanto:

$$\eta_{\text{Caldero}} = 100\% - (5.15 + 0.158 + 0.51 + 0.63 + 0.843 + 0.084)$$

$$\eta_{\text{Caldero}} = 92.60 \%$$

Resultados de la auditoria:

Tabla 25: Comparativo del antes y después de la gestión energética

Condición	Actual	Mejora	Resultados
Eficiencia [%]	78.10	92.60	$\Delta\eta_{\text{Caldero}} = 14.485\%$
Flujo másico de combustible [Gal/h]	50	42	$\Delta\dot{m}_{\text{cble}} = 8$

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Para obtener los resultados de la gestión energética, se realizará lo siguiente:

Aislamiento térmico:

- El coeficiente de convección pared exterior del caldero – medio ambiente se calculó con la siguiente ecuación (Paredes Rosario, Raúl – 2014.):

$$hp_{\infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{viento}}$$

donde se desprecia la velocidad del viento por estar en un ambiente cerrado, entonces tenemos:

$$U_{viento} = 0 \frac{m}{seg}$$

$$hp_{\infty} = 11.6 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

- Superficie lateral exterior del caldero:

$$S_{caldera} = \pi * D_{ext,caldero} * L_{caldero}$$

$$S_{caldera} = \pi * 1.16 * 2.5$$

$$S_{caldera} = 9.1106 m^2$$

- Temperatura de pared externa del caldero (actual) $\rightarrow T_{pcald} = 45^{\circ}C$
- Potencia pérdida:

$$\dot{Q}_P = \frac{hp_{\infty} * S_{caldera} * (T_{pcald} - T_{\infty})}{1000}$$

$$\dot{Q}_P = \frac{11.6 * 9.1106 * (45 - 25)}{1000} = 2.1137KW$$

- Rendimiento de la fibra de vidrio:

$$\eta_{aislante} = 95\%$$

- Calor pérdida con aislante:

$$\dot{Q}_{p_{aislante}} = \dot{Q}_p * (1 - \eta_{aislante})$$

$$\dot{Q}_{p_{aislante}} = 2.1137 KW * (1 - 0.95)$$

$$\dot{Q}_{p_{aislante}} = 0.1057 KW$$

- Temperatura de pared-externa del caldero (Mejora) $\rightarrow T_{pcald} = 30^{\circ}\text{C}$
- Temperatura media de la fibra de vidrio:

$$T_m = \frac{45 + 30}{2} = 37.5^{\circ}\text{C}$$

- Conductividad térmica de la fibra de vidrio:

$$K_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

$$K_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * (37.5^{\circ}\text{C})$$

$$K_{\text{aislante}} = 0.05046 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

- Diámetro exterior del aislante

$$D_{\text{ext,aislante}} = D_{\text{ext,caldera}} * e^{\frac{2\pi * K_{\text{aislante}} * (T_{\text{P exterior, sin aislante}} - T_{\text{P exterior, con aislante}})}{\dot{Q}_{\text{paislante}} * 1000}}$$

$$D_{\text{ext,aislante}} = 1.16 * e^{\frac{2\pi * 0.05046 * (45 - 30)}{0.1057 * 1000}}$$

$$D_{\text{ext,aislante}} = 1.213\text{m}$$

- Por lo tanto, el espesor de la fibra de vidrio:

$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{D_{\text{ext,aislante}} - D_{\text{ext,caldera}}}{2} = \frac{1.213 - 1.16}{2} = 0.0265\text{m}$$

$$\delta_{\text{aislante}} = 26.5 \text{ mm} \approx 1\text{pulg}$$

Implementación de un economizador:

Calentamiento de agua a través de los condensados. La empresa puede recuperar el 70% de condensado

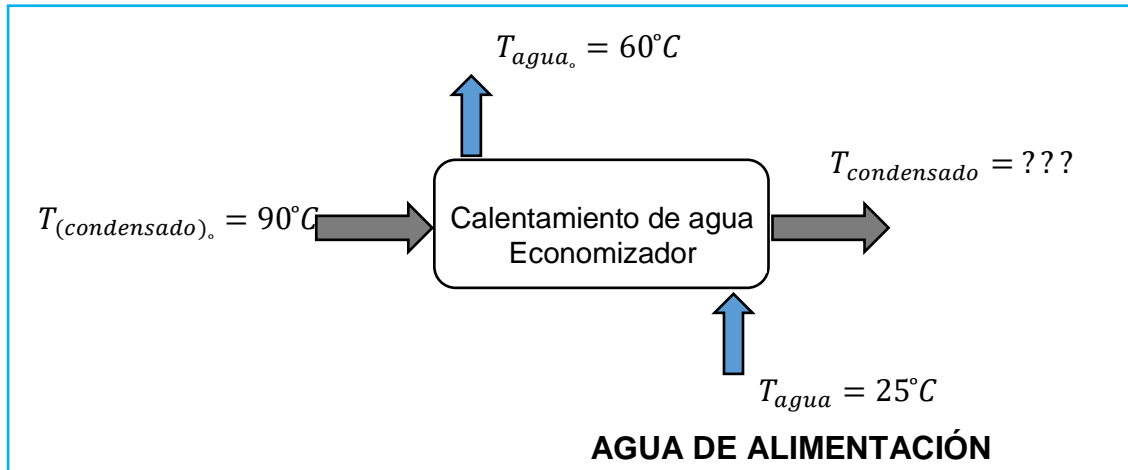


Figura 10: Economizador de agua en disposición contra corriente.

Balance de energía y masa en el economizador:

$$\dot{Q}_{\text{util,condensador}} = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{agua}_0} - T_{\text{agua}})$$

$$\dot{Q}_{\text{util,condensador}} = 0.1305 * 4.187 * (60 - 25)$$

$$\dot{Q}_{\text{util,condensador}} = 19.124 \text{ KW}$$

También:

$$\dot{Q}_{\text{util,condensador}} = \dot{m}_{\text{condensado}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{condensado}_0} - T_{\text{condensado}})$$

donde asumimos que se recupera el 70% del condensado:

$$\dot{m}_{\text{cond.}} = 0.70 * \dot{m}_{\text{agua}} = 0.70 * 0.1305 = 0.09135 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

Remplazando:

$$19.124 \text{ KW} = 0.09135 * 4.187 * (90 - T_{\text{condensado}})$$

$$T_{\text{condensado}} = 40^{\circ}\text{C}$$

Tratamiento de agua:

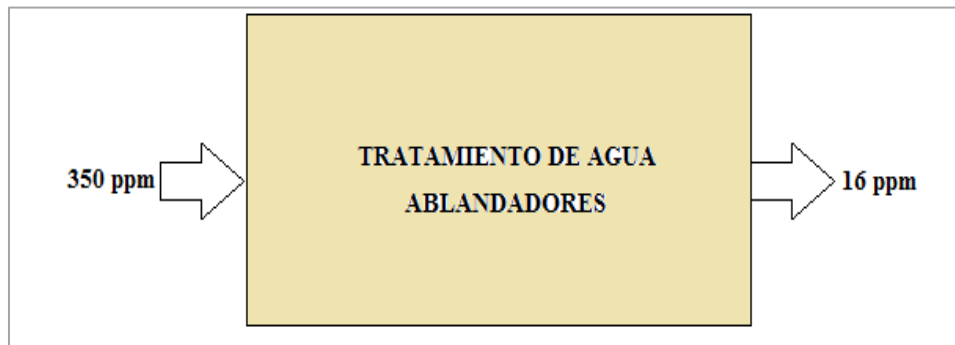


Figura 11: Flujos de ablandamiento de agua

$$\dot{m}_{\text{purgas actual}} = 0.111 * 0.103 = 0.011433 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$\dot{m}_{\text{purgas mejora}} = 6 * 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{purgas}} = \dot{m}_{\text{purgas actual}} - \dot{m}_{\text{purga mejora}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{purgas}} = 0.011433 - 6 * 10^{-4} = 0.0108 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$\dot{v}_{\text{agua ingresa caldera}} = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}}}{\rho_{\text{agua}}} = \frac{(469.8) \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.4722 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{STD}_{\text{inicial}} = 16 \text{ ppm} * \frac{1 \text{ gpG}}{17.10} = 0.936 \text{ gpG}$$

$$\text{STD}_{\text{compensado}} = \text{STD}_{\text{inicial}} * F_C \quad \rightarrow \quad F_C = \text{factor de compensacion} = 1.1$$

$$\text{STD}_{\text{compensado}} = 0.936 \text{ gpG} * 1.1 = 1.0296 \text{ gpG}$$

Se recuperará el 70% del condensado

$$\dot{v}_{\text{condensado de recuperacion}} = 0.70 * 0.4722 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0.331 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{v}_{\text{condensado de recuperacion}} = 0.331 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} = 331 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$$

$$\text{STD}_{\text{inicial}} = 0.936 \frac{\text{gramos}}{\text{galon}} * \frac{1 \text{ galon}}{3.725 \text{ lt}} = 0.2473 \frac{\text{gramos}}{\text{lt}}$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{dia}} \right] = \dot{v}_{\text{condensado de recuperacion}} \left[\frac{\text{lt}}{\text{h}} \right] * T_{\text{po}} \left[\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right] * \text{STD}_{\text{inicial}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{lt}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{dia}} \right] = \frac{331 \text{ lt}}{\text{h}} * \frac{4 \text{ h}}{\text{dia}} * \frac{0.2473 \text{ gramos}}{\text{lt}}$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} = 327.4252 \frac{\text{gramos}}{\text{dia}}$$

$$\dot{m}_{\text{dureza real}} = \dot{m}_{\text{DUREZA}} * f_{\text{servicio}} \quad \rightarrow \quad f_{\text{servicio}} = 1.1$$

$$\dot{m}_{\text{dureza real}} = 327.4252 \frac{\text{gramos}}{\text{dia}} * 1.1 = 360.1677 \frac{\text{gramos}}{\text{dia}}$$

$$V_{\text{Resina zeolita}} = \frac{\dot{V}_{\text{condensa recuperad}} \left[\frac{\text{Galon}}{\text{h}} \right] * T_{\text{po}} \left[\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right] * \text{STD}_{\text{inicial}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{galon}} \right]}{C_{\text{capacidad unitaria de la tension}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{pie}^3} \right]}$$

$$V_{\text{Resina zeolita}} = \frac{\left(331 \frac{\text{lt}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ galon}}{3.785 \text{ lt}} \right) * \left(\frac{4 \text{ h}}{\text{dia}} \right) * \left(0.2473 \frac{\text{gramos}}{\text{galon}} \right)}{17500 \frac{\text{gramos}}{\text{pie}^3}} = 5 * 10^{-3} \text{ pie}^3$$

$$V_{\text{agua paso por resina}} = \frac{V_{\text{rezina}} [\text{pie}^3] * C_{\text{capacidad unitaria de la tension}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{pie}^3} \right]}{\text{STD}_{\text{conpenzado}} \left[\frac{\text{gramos}}{\text{galon}} \right]}$$

$$V_{\text{agua paso por resina}} = \frac{5 * 10^{-3} \text{ pie}^3 * 17500 \frac{\text{gramos}}{\text{pie}^3}}{1.0296 \frac{\text{gramos}}{\text{galon}}} = 85 \text{ galones}$$

4.4. ANÁLISIS ECONÓMICO

Inquemados:

Calor perdido (actual):

$$\dot{Q}_{\text{inq.}} = 3.65\% * \dot{Q}_{\text{total}}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 351.45 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{inq.}} = 0.0365 * 351.45 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} = 12.828 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}}$$

$$C_{\text{actual}} = \frac{\dot{Q}_{\text{inq.}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{seg}} \right] * C_{\text{unitario cble}} \left[\frac{\text{Soles}}{\text{kg}} \right]}{\text{PCI} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$C_{\text{actual}} = \frac{\left(12.828 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} \right) * \left(\frac{6.9139 \text{ soles}}{\text{galon}} \right) * \left(\frac{1 \text{ galon}}{3.62 \text{ kg}} \right)}{49252 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}}$$

$$C_{\text{actual}} = 5 * 10^{-4} \frac{\text{soles}}{\text{seg}} * \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ h}} = 1.8 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 0.68 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Calor perdido (mejora):

$$\dot{Q}_{\text{inq.}} = 0.51\% * \dot{Q}_{\text{total}}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 351.45 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{inq.}} = 0.0051 * 351.45 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} = 1.792 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}}$$

$$C_{\text{mejora}} = \frac{\dot{Q}_{\text{inq.}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{seg}} \right] * C_{\text{unitario cble}} \left[\frac{\text{Soles}}{\text{kg}} \right]}{\text{PCI} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$C_{\text{mejorado}} = \frac{\left(1.792 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} \right) * \left(\frac{6.9139 \text{ soles}}{\text{galon}} \right) * \left(\frac{1 \text{ galon}}{3.62 \text{ kg}} \right)}{49252 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}}$$

$$C_{\text{actual}} = 7 * 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{seg}} * \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ h}} = 0.252 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 0.10 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Ahorro por inquemados:

$$\Delta C_{\text{inq}} = C_{\text{costo actual}} - C_{\text{costo mejora}}$$

$$\Delta C_{\text{inq}} = 1.8 \frac{\text{soles}}{\text{h}} - 0.252 \frac{\text{soles}}{\text{h}} = 1.548 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 0.60 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Beneficio en Inquemados

$$B_{\text{inq}} = \Delta C_{\text{inq}} * T_{\text{po}}$$

$$B_{\text{inq}} = 1.548 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1440\text{h}}{\text{año}}$$

$$B_{\text{inq}} = 2229.12 \frac{\text{soles}}{\text{año}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 850.80 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Combustión incompleta:

Calor perdido (actual):

$$\dot{Q}_{\text{P.C.I}} = 5.64\% * Q_{\text{total}}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 351.45\text{KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{P.C.I}} = 0.0564 * 351.45\text{KW} = 19.82\text{KW}$$

$$C_{\text{costo actual}} = \frac{\left(19.82 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}}\right) * \left(\frac{3600 \text{ seg}}{1\text{h}}\right) * \left(\frac{6.9139 \text{ soles}}{\text{galon}}\right) * \left(\frac{1\text{galon}}{3.62 \text{ kg}}\right)}{49252 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}}$$

$$C_{\text{costo actual}} = 2.767 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 1.021 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Calor perdido (mejora):

$$\dot{Q}_{\text{P.C.I}} = 0.63\% * \dot{Q}_{\text{total}}$$

$$Q_{\text{total}} = 50704 * 6.8 * 10^{-3} = 344.7872 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{P.C.I}} = 0.0063 * 344.7872 \text{ KW} \frac{\text{kJ}}{\text{seg}} = 2.172 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}}$$

$$C_{\text{mejora}} = \frac{\left(2.172 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}}\right) * \left(\frac{3600 \text{ seg}}{1\text{h}}\right) * \left(\frac{6.9139 \text{ soles}}{\text{galon}}\right) * \left(\frac{1\text{galon}}{3.62 \text{ kg}}\right)}{49252 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}}$$

$$C_{\text{mejora}} = 0.303 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 0.115 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Ahorro:

$$\Delta C_{\text{inq}} = 2.767 \frac{\text{soles}}{\text{h}} - 0.303 \frac{\text{soles}}{\text{h}} = 2.464 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 0.94 \frac{\text{dólares}}{\text{h}}$$

Beneficio por combustión incompleta:

$$B_{\text{comb.inq}} = 2.464 \frac{\text{soles}}{\text{h}} * 1440 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$
$$B_{\text{comb.inq}} = 3548.16 \frac{\text{soles}}{\text{año}} * \frac{1 \text{ dólar}}{2.62 \text{ soles}} = 1354.26 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Convección:

Se selecciona: FARDO = 300*48*1

Características:

- ✓ Longitud : 7.62m
- ✓ Ancho: 1.219m
- ✓ Espesor: 0.0254m

Superficie x fardo:

$$S_{\text{fardo}} = 7.62 * 1.219 = 9.29 \text{m}^2$$

$$N_{\text{fardos}} = \frac{S_{\text{caldera}}}{S_{\text{fardo}}}$$

$$N_{\text{fardos}} = \frac{9.1106 \text{ m}^2}{9.29 \text{ m}^2}$$

$$N_{\text{fardos}} = 0.98 \approx 1 \text{ fardos/1pulg}$$

Costo unitario de cada fardo:

$$C_{\text{fardo}} = 85.00 \text{ dólares}$$

$$C_{\text{costo de aislamiento}} = C_{\text{fardo}} * N_{\text{fardos}}$$

$$C_{\text{costo de aislamiento}} = 85.00 \text{ dólares} * 1 = 85.00 \text{ dólares}$$

También:

Cubierta Protectora Metálica de Aluminio de Aislamiento Térmico:

Superficie aislar:

$$S_{\text{aluminio}} = \pi * 1.213 * 2.5 = 9.527 \text{ m}^2$$

Tenemos:

$$C_{\text{unitario cubierta}} = \frac{11.50 \text{ dólares}}{\text{m}^2}$$

$$C_{\text{cubierta protectora de aluminio}} = \frac{11.50 \text{ dólares}}{\text{m}^2} * 9.527 \text{ m}^2 = 109.56 \text{ dólares}$$

Purgas

$$\Delta \dot{m}_{\text{purgas}} = 0.011433 - 6 * 10^{-4} = 0.0108 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

Aproximadamente:

$$C_{\text{unitario agua}} = 0.5 \frac{\text{soles}}{\text{m}^3}$$

Beneficio por purgas:

$$B_{\text{purg.}} = \frac{0.0108 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} * \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ h}} * \frac{1440 \text{ h}}{\text{año}} * 0.5 \frac{\text{soles}}{\text{m}^3}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$B_{\text{purg.}} = 28.134 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

Implementación del economizador y precalentador

Dato promedio:

$$C_{\text{Costo}} = \frac{200.00 \text{ dólares}}{1\text{KW}}$$

Tenemos:

$$C_{\text{Econ.+precal}} = \dot{Q}_{\text{util(Econ.+precal)}} * C_{\text{Costo}}$$

Se tiene:

$$\dot{Q}_{\text{util,Econ.}} = 19.124 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{\text{util,Precal.}} = R_{a/c} * \dot{m}_{\text{cble}} * C_{p\text{aire}} * (T_{\text{aire}} - T_{(\text{aire})_0})$$

$$\dot{Q}_{\text{util,Precal.}} = 20.15 * 6.8 * 10^{-3} * 1.0065 * (70 - 25)$$

$$\dot{Q}_{\text{util,Precalentador}} = 6.2 \text{ Kw}$$

$$C_{\text{Econ.+precal}} = (19.124 \text{ KW} + 6.2 \text{ Kw}) * \frac{200.00 \text{ dólares}}{1\text{KW}}$$

$$C_{\text{Econ.+precal}} = 5064.80 \text{ dólares}$$

Costo /Galón de Combustible:

$$C_{\text{unitario}}^{\text{GLP}} = \left(\frac{6.9139 \text{ soles}}{\text{galon}} \right) * \left(\frac{1\text{galon}}{3.62 \text{ kg}} \right) * \frac{1 \text{ dólares}}{2.62 \text{ soles}} = \frac{0.73 \text{ dólares}}{\text{Galon}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{anual actual}} = 50.27 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{Seg}} * \frac{1 \text{ Gal}}{3.62\text{Kg}} * \frac{2920\text{h}}{\text{año}} * \frac{3600\text{Seg}}{1\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{anual actual}} = 145977.41 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual actual}} = C_{\text{unitario}}^{\text{GLP}} * \dot{m}_{\text{cble}}^{\text{actual}}^{\text{(año)}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual}} = \frac{0.73 \text{ dólares}}{\text{Galon}} * 145977.41 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual}} = 106563.5 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Flujo de Combustible por la mejora:

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{anual}} = 36.8 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{Seg}} * \frac{1 \text{Gal}}{3.62 \text{Kg}} * \frac{3600 \text{Seg}}{1 \text{h}} * \frac{2920 \text{h}}{\text{año}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{anual}} = 106862.32 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual}} = C_{\text{unitario}}^{\text{GLP}} * \dot{m}_{\text{cble}}^{\text{mejora}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual}} = \frac{0.73 \text{ dólares}}{\text{Gal}} * 106862.32 \frac{\text{Gal}}{\text{año}} = 78009.5 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

$$C_{\text{costo}}^{\text{anual}} = 78009.5 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Ahorro de Combustible:

$$\Delta C_{\text{cble}}^{\text{costo}} = C_{\text{costo}}^{\text{anual}} - C_{\text{costo}}^{\text{anual}}$$

$$\Delta C_{\text{cble}}^{\text{costo}} = 106563.5 \frac{\text{dólares}}{\text{año}} - 78009.5 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

$$\Delta C_{\text{cble}}^{\text{costo}} = 28554.00 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

BENEFICIO:

Tabla 26: Beneficio por pérdida

Beneficio por pérdida	beneficio anual $\left[\frac{\$}{\text{año}} \right]$
Hollin	2229.12
Combustion incompleta	3548.16
Purgas	28.134
$B_{total\ pérdidas}$	5805.414

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Costos de mantenimiento :

Tabla 27: Costos de mantenimiento

Concepto	Costos de mantenimiento $[\$/\text{año}]$
Quemador	500.00
Accesorios termicos	500.00
Accesorios electricos	500.00
Mano de otra	1000.00
$C_{Mantenimiento}$	2500.00

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

- Costos directos e indirectos:

Tabla 28: Costos directos e indirectos del caldero

Concepto	Costos directos e indirectos $\left[\frac{\$}{\text{año}} \right]$
Sistema termico (válvulas, termómetros, manómetros, etc.)	100.00
Sistema eléctrico (pared de control, red eléctrica, otros)	100.00
$C_{directos\ e\ indirectos}$	200.00

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

Por lo tanto:

$$B_{\text{neto}} = \left(B_{\text{total}} + \Delta C_{\text{costo}} \right) - (C_{\text{Mantenimiento}} + C_{\text{directos e indirectos}})$$

$$B_{\text{neto}} = (5805.414 + 28554.00) \text{ dólares/año} - (2500 + 200)$$

$$B_{\text{neto}} = 31659.4 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

INVERSIÓN ECONÓMICA:

Tabla 29: Inversión en activos fijos

Instalación	Cantidad	Precio unitario	Total [\$]
Fibra de vidrio Fardo=300*48*1 δ= 1pulg	1	\$85.00	85.00
Cubierta protectora 9.527 m ²	1	$\frac{\$11.50}{\text{m}^2}$	109.56
Equipo economizador de 19.124 KW y precalentador de 6.2 Kw	1	$\frac{\$500.00}{1\text{KW}}$	12662
Accesorios térmicos	1	\$ 200.00	200.00
			13056.56

Fuente: Datos proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, 2019.

RETORNO OPERACIONAL DE LA INVERSIÓN:

$$\text{ROI[años]} = \frac{\text{INVERSIÓN [dólares]}}{\text{BENEFICIO} \left[\frac{\text{dólares}}{\text{año}} \right]}$$

$$\text{ROI} = \frac{13056.56[\text{ dólares}]}{31659.4 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}}$$

$$\text{ROI} = 0.41 \text{ años} = 5 \text{ meses}$$

V. DISCUSIÓN

a) Balance de masa y energía a la planta térmica de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte en condiciones actuales

El diagnóstico inicial al caldero de 50 BHP de la Curtiembre Ecológica del Norte se realizó porque se necesitó saber el consumo actual de combustible, consumo de vapor saturado, eficiencia térmica y pérdidas energéticas para poder definir las estrategias energéticas que serán aplicadas al caldero para reducir sus costos de operación. Este diagnóstico involucro el análisis de muchas variables térmicas como las temperaturas y gastos másicos de los fluidos: aire, gases, combustible, vapor, purgas, vapor flash, condensado y agua de reposición.

Podemos citar a Sánchez Linares (2017) quien realizó una auditoria energética a un caldero pirotubular de 371 Kg/h de vapor seco para reducir su consumo de combustible. La metodología aplicada por el autor se fundamentó en realizar balances de masa y energía en el sistema de tratamiento de agua y quemador del caldero. El autor encontró al caldero con los siguientes parámetros iniciales: presión de vapor 7bar, agua de alimentación a 25°C, temperatura de gases residuales de 200°C, solidos disueltos totales de 2200 ppm y con un consumo de combustible de 81 gal/h los cuales conllevan a un eficiencia del caldero de 75%. Para mejorar las condiciones iniciales del caldero propuso el precalentamiento del aire a una temperatura máxima de 100°C y el calentamiento de agua a 50°C, obteniendo un incremento en la eficiencia del caldero de 94% y una reducción del consumo de combustible petróleo industrial del 30%. En correspondencia a la investigación de gestión energética al caldero de 50BHP este tiene una producción de 1566 Kg/h, con un consumo de combustible de 50 gal/h con un rendimiento actual de 78.10%, asimismo se empleó la metodología energética del balance materia y energía para sistemas abiertos, para incrementar el rendimiento del caldero se propuso la implementación de un precalentador para elevar la temperatura del aire a 70°C y un sistema de osmosis inversa para reducir los STD a 16 ppm, bajo estas consideraciones el rendimiento del caldero aumentó a 92.60% y se redujo el consumo de combustible a 42 galones, es decir se logró un ahorro porcentual del 16%. Cabe indicar que el autor Sánchez obtuvo un mayor ahorro de combustible

porque propuso el cambio de combustible de petróleo industrial N°6 a gas licuado de petróleo, no siendo el caso de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte la cual ya cuenta con un sistema de consumo de gas licuado de petróleo.

b) Propuestas de gestión energética al caldero de 50 BHP

Se propusieron medidas correctivas energéticas para mejorar la eficiencia del caldero, para lo cual se debe tener un gran consenso entre los responsables de su implementación, para obtener la mayor eficacia y eficiencia en el uso de estos recursos. Para el éxito de la Gestión Energética en la Curtiembre Ecológica del Norte, es imperativo el compromiso de la alta dirección de la Entidad, que implica definir la organización estructural para su implementación, definir metas, compromiso de los recursos humanos, técnicos y financieros necesarios y el apoyo sistemático al programa.

También en esta investigación podemos citar a Hernández Castro (2016) quien realizó una evaluación energética a una caldera de 6264 Kg/h para incrementar su eficiencia, utilizó la metodología del método indirecto para evaluar la eficiencia. El autor encontró el caldero con los siguientes parámetros de funcionamiento: pérdida por gases 14%, pérdida por purgas 1%, convección pared – medio ambiente 0.40%, combustión incompleta 4.60% y hollín 5%, estos parámetros indican que el rendimiento del caldero es de 79% con un consumo de combustible de 130 gal/h. El autor para incrementar el rendimiento del caldero propuso la implementación de un precalentador de aire y un sistema de osmosis inversa, reduciendo de esta manera la temperatura de gases residuales a 190°C e incrementando la temperatura de agua a 105°C. Asimismo también se redujo la dureza del agua a 16ppm. Las acciones tomadas por el autor permitieron incrementar el rendimiento del caldero a un valor de 94%, las pérdidas en condiciones de mejora fueron: pérdidas por gases 5.40%, purgas 0.060%, hollín 0.40%, convección 0.15%. El autor especificó que se redujo el consumo de combustible a 100 gal/h. En similitud al caldero de 50BHP este tiene una producción útil de 370 Kg/h de vapor y una capacidad nominal de 783 Kg/h, donde se encontró como pérdidas iniciales en gases 9%, purgas 2%, radiación 0.70%, convección 1%, hollín 3.60% y combustión

incompleta 5.60% los cuales originan un rendimiento de 78.10%. Dónde podemos indicar el autor Hernández encontró un semejante valor porcentual de rendimiento, proponiendo acciones de mejora también propuestas para el caldero de la Curtiembre Ecológica, pero la diferencia radica en el autor Hernández tuvo un ahorro de 30 gal/h, valor distinto del ahorrado de 8 gal/h. Esto se debe a que el caldero evaluado por Hernández tiene una capacidad de 400 BHP el cual le permite mayores oportunidades de ahorro de combustible.

Asimismo Purizaca Tello (2016) realizó un análisis al sistema de recuperación de vapor flash de purgas de un conjunto 5 calderas con una potencia instalada total de 2900 Kg/h. El autor utilizó la metodología del balance energético al sistema de alimentación de agua y sistema de evacuación de vapor. El autor encontró que inicialmente las calderas en promedio tienen una pérdida por purgas de 4% con un 84% del vapor producido por la caldera en estado de condensado. Se obtuvieron los siguientes resultados: Para mejorar el rendimiento de los calderos pirotubulares se implementaron tanques de revaporizado para calentar el aire de combustión a una temperatura de 40°C, permitiendo de esta manera incrementar el rendimiento de los calderos en un rango de 5 a 10% con un ahorro de combustible de 35 gal/h. En comparación a la investigación para solucionar los problemas de purgas se implementó un sistema de osmosis inversa, donde las pérdidas por purga son de 2%, es decir solucionando solo está pérdida energética el caldero aumentaría de 78.10% a 80.10% lo cual no es suficiente para una eficiente gestión energética para la Curtiembre Ecológica del Norte, por tal consecuencia se mejoraron los restantes perdidas energéticas para incrementar el rendimiento del caldero a un valor superior del 82% es el cual es el límite mínimo requerido según normas técnicas peruanas.

c) Balance y energía a la planta térmica de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte en condiciones de mejora

Para poder aumentar el rendimiento energético del caldero es necesario aumentar la frecuencia de limpieza de tubos a caldera, desde una vez cada tres meses, a una vez cada quince días, con esto se asegura una mejora en la transferencia de calor a través de los tubos de caldera, ajustar el quemador, para mantener constante la

relación aire combustible, independiente de la carga de la caldera, cambiar trimestral de toberas pulverizadoras del combustible cada tres meses, actualmente se cambia cada dos años, totalmente gastadas y regulación de la presión del aire comprimido, desde 4 a 5 bar, para pulverización del combustible, instalar un tanque de recuperación del vapor flash e instalar una capa de aislante térmico de lana mineral, con espesor de una pulgada, para que se pueda obtener la reducción del calor perdido por gases, purgas, convección, radiación, combustión ineficiente y hollín.

Finalmente podemos citar a Chero Rodríguez, (2016) quien realizó un análisis de factibilidad de cambio de combustible para un caldero de 700 BHP, proponiendo tres tipos de combustibles: petróleo industrial N°5, gas licuado de petróleo y gas natural. La metodología de cálculo se fundamentó en balances de materia y energía. El autor propuso la implementación de un precalentador para incrementar la temperatura del aire de 25°C a 100°C, especificando que el precalentador instalado en una caldera con petróleo N°5 permite reducir el consumo de combustible de 216 gal/h a 176 gal/h incrementando el rendimiento del caldero de 78.45% a 88.42%; en el caso de gas licuado petróleo se reduce de 156.50 gal/ a 170 gal/h e incrementando el rendimiento de 90% a 94% y en el caso del gas natural con una reducción del consumo de combustible de 142 gal/h a 130 gal/h e incrementando el rendimiento 90.14% a 94.47%. El autor detalló que el cambio de combustible conlleva al cambio del quemador del caldero. La inversión con petróleo es 23778 dólares, con gas licuado de petróleo 48000.00 dólares y con gas natural 45000.00 dólares. El periodo de retorno de la inversión con petróleo es 2 meses, con gas licuado 11 meses y con gas natural 3 años. En comparación a la investigación el caldero 50 BHP ya cuenta con un suministro de gas licuado de petróleo y la implementación de un cambio de GLP a gas natural no es viable debido a que no existen redes de distribución de este tipo de combustible, lo cual constituiría la implementación de un tanque de almacenamiento lo cual encarecería el proceso, por tal fin no se propuso el cambio de combustible para el caldero, ya que con el que cuenta es rentable y reduce el impacto ambiental. En concordancia Chero encontró en mejores condiciones el caldero de 700 BHP con un rendimiento

del 90%, respecto al encontrado en esta investigación de 78.10%, esto se debe a que tiene menores pérdidas energéticas porcentuales.

La investigación es una respuesta a la pregunta planteada donde se logró incrementar el rendimiento del caldero a 92.60%, reduciendo la pérdida de gases residuales de 9% a 5.15%, convección de 1% a 0.158%, hollín de 3.60% a 0.51%, combustión incompleta de 5.6% a 0.63%, radiación de 0.843 a 0.73% y purgas de 2% a 0.84%, con un flujo másico de combustible de 42 gal/h, logrando un ahorro de 8 gal/h. La inversión para la gestión energética es 13056.56 dólares, beneficio de 31659.40 dólares y periodo de retorno de 5 meses, valor viable para la empresa.

Este estudio impacta en el sector de Curtiembres Ecológicas, debido a que el uso del vapor seco generado por calderas es el mecanismo principal para sus operaciones, donde poseer una alta eficiencia energética es sinónimo de una mayor rentabilidad económica.

d) Análisis económico

En el análisis económico, se consideraron recursos económicos como activos fijos establecidos según la empresa Curtiembre Ecológica del Norte y el mercado local, regional y nacional. Esta evaluación se centra en la inversión de los activos fijos (tanques de revaporizado, intercambiadores de calor, quemador, estructuras, tuberías de vapor y soldadura térmica) porque son los principales gastos que define el plan de gestión energética.

El análisis financiero se determina como opción alternativa, donde si la empresa Curtiembre Ecológica del Norte no requiere invertir de sus recursos propios, puede recurrir al estado financiero. Pero cabe indicar que si recurre al préstamo a una identidad bancaria el beneficio útil se verá afectado, es decir ya no lo percibirá en su totalidad porque lo compartiría con dicha entidad según la tasa de interés y el periodo de préstamo. Los valores de tasa y periodo establecidos para calcular el VAN y TIR fueron establecidos según la Superintendencia de Banca, Seguros y AFP.

VI. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se logró realizar detalladamente una gestión energética al caldero pirotubular de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte E.I.R.L, con el objetivo de mejorar su eficiencia energética. Para ello primeramente se realizó un cálculo actual de la eficiencia del caldero, luego se propuso medidas correctivas para mejorar esta eficiencia y finalmente un análisis de costos con el fin de determinar la viabilidad económica del proyecto. Lo que se logró en cada etapa se muestra a continuación:

- a) Se determinó mediante un análisis de un balance de masa y energía al caldero pirotubular en condiciones actuales que el poder calorífico inferior del gas licuado de petróleo es 49252 KJ/Kg, la relación aire combustible 25 Kg aires/Kgcomb y con exceso de aire de 65% concluyendo que el rendimiento del caldero es 78.10%, con un consumo de combustible de 50 gal/h y flujo de vapor de 370 Kg/h. Asimismo se encontraron los siguientes valores porcentuales de pérdidas: gases residuales 9%, purgas 2.0%, radiación 0.70%, convección 1.0%, hollín 3.60% y combustión incompleta 5.60% los cuales no son aceptables de acuerdo a la norma técnica peruana NTP350.300, por lo cual fue necesario realizar la mejora de la eficiencia.
- b) Se propusieron medidas correctivas para poder aumentar y llegar a límites aceptables del rendimiento energético del caldero, tales como: implementación de un precalentador de aire para calentar el aire a una temperatura de 140°C, aislar las paredes del caldero para una temperatura de 30°C, implementación de un sistema de osmosis inversa para reducir los sólidos totales disueltos a la temperatura de 16°C, implementación de un economizador para calentar el agua de alimentación a la temperatura de 60°C y ajustar el exceso de aire a 30%.
- c) Se determinó mediante un análisis de un balance de masa y energía al caldero pirotubular en condiciones de mejora, que el rendimiento con las propuestas energéticas incremento de 78.10% a 92.60%, Este aumento de rendimiento sucedió porque las pérdidas energéticas se redujeron: de 9% a 5.15% para las

pérdidas por gases residuales, de 1.0% a 0.158% en pérdidas por convección, de 3.60% a 0.51 % en pérdidas por hollín, de 5.60% a 0.63% en pérdidas por combustión incompleta, de 0.70% a 0.843% en pérdidas por radiación, de 2.0% a 0.84% para pérdidas en purgas, con un flujo másico de combustible de 50 gal/h a 42 gal/h, obteniendo un ahorro de 8 gal/h.

- d) Mediante un cálculo de costos se determinó que la inversión en activos para la implementación de la gestión energética al caldero de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte es 13056.56 dólares, para obtener un beneficio anual de 31659.40 dólares, para lo cual el periodo de retorno de la inversión es 5 meses, valor viable para la empresa.

VII. RECOMENDACIONES.

- 6.1. Se recomienda implementar un plan de mantenimiento preventivo al caldero de 50 BHP de la empresa Curtiembre Ecológica del Norte, para que de esta manera no afecte a los valores de la gestión energética propuestos y obtenidos.
- 6.2. Se recomienda la implementación de mantenimiento preventivo para los nuevos equipos con las propuestas energéticas tales como: precalentador de aire, economizador y sistema osmosis inversa.
- 6.3. Se recomienda realizar un impacto de gases en la chimenea con respecto a la emisión de dióxido de carbono y dióxido de azufre, para determinar el efecto contaminante a la atmosfera.
- 6.2. Se recomienda capacitar al personal de operación de la caldera de 50 BHP de la Curtiembre Ecológica del Norte con respecto a la implementación de un sistema de gestión energética.

REFERENCIAS

AGUILAR, B. *Factibilidad técnico económica del cambio de turbina de vapor por motor eléctrico con variador de velocidad para el accionamiento de molinos de cañas en la empresa Casa Grande S.A.A.* Lima, Lima, Perú : Universidad Nacional de Ingeniería , 15 de Agosto de 2010.

AMAU, JOSÉ. *Ejercicios resueltos de máquinas térmicas.* Valencia: Universidad Politécnica de Valencia - 2012. ISBN: 9788483635919.

ARMIJO, J. *Balance de materia y energía.* Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2006.

BELTRAN, RAFAEL. *Conversión Térmica de Energía.* Bogotá : Uniandes, 2014. ISBN: 9789586953856.

BOHORQUEZ, ROBERTO. *Auditoría energética al circuito de vapor y condensado de una planta de elaboración de café liofilizado.* Guayaquil : Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2013. 123456789/21705.

BROATH, A. *Ejercicios Resueltos de Máquinas Térmicas .* Barcelona : McGraw-Hill Interamericana Editores, 2015. ISBN: 9788483635919.

CAPCHA, MELITON. *Termodinámica II.* Lima - 2013: Ciencias. ISBN: 15010520022131.

CANTABRIA, E. *Rendimiento energetico de una caldera .* [En línea] 1 de Enero de 2016. [Citado el: 25 de Marzo del 2020.] http://www.scalofrios.es/eficiencia/EE_calor/EEI%20-Tema%203.%20Rendimiento%20de%20una%20caldera.pdf.

CENGEL, YUNUS. *Transferencia de calor y masa. 4ta ed.* México, D.F : McGraw-Hill, 2018. ISBN: 9786071505408

CENTRUM. *Reporte Financiero Burkenroad Perú – El Pacífico . Reporte Sectorial de Pesca -Empresa Ribaldo S.A.* [En línea] PUCP, 18 de Noviembre de 2009. [Citado el: 25 de Mayo del 2020.] <http://centrum.pucp.edu.pe/adjunto/upload/publicacion/archivo/informepesca.pdf>.

CHARLES, A. *Fundamentos de Circuitos Eléctricos*. 3era ed. México : Interamericana Editores, S.A, 2016. ISBN: 970105606X.

CRUZ, T. *Factibilidad técnico económica del cambio de las turbinas a vapor por motores eléctricos en la molienda de caña para mejorar la cogeneración de energía en la empresa Laredo S.A.A*. Trujillo, Trujillo, Perú : Universidad Cesar Vallejo, 20 de Agosto de 2013.

CUEVA, B. *Análisis Técnico-Económico del cambio de turbinas de vapor por motores eléctricos en tándem de molinos del Ingenio La Troncal*. Guayaquil, Guayaquil, Ecuador : Escuela Superior Politécnica del Litoral, 18 de Diciembre de 2009.

DIAZ, M y ORDINOLA, J. *Influencia en la instalación del turbo generador de 21,7 MW en la repotenciación de la central de cogeneración de agroindustrias San Jacinto S.A.A*. Nuevo Chimbote , Huaraz, Perú : Universidad Nacional Del Santa, 10 de Diciembre de 2016.

DONALD, R. *Termodinámica*. 3era ed. Madrid : Concepción Fernández , 2016.

DORAN, P. *Principios de ingeniería de los bioprocesos. Balance de energía*. [En línea] Acribia, S.A., 20 de Febrero de 1998. [Citado el: 21 de Abril de 2020.] <http://procesosbio.wikispaces.com/Balance+de+Energ%C3%ADa>.

ESPULGAS, S. y CHAMORRO, M. *Fundamentos de Transmisión de Calor*. España: Publicaciones y Ediciones de la Universidad de Barcelona - 2009. ISBN: 9468578355547

FERNANDEZ, JORGE. *Maquinas Térmicas. Poder Calorífico* . [En línea] 20 de Junio de 2010. [Citado el: 10 de Mayo de 2016.] <http://www.edutecne.utn.edu.ar/>.

FERNANDEZ, PEDRO. *Termodinámica técnica*. Madrid: Universidad de Cantabria, 1996. ISBN: 8489586128.

GARCIA SAN JOSE, RICARDO. Recuperación de condensados generados en el sistema de drenaje de cabezales de vapor y venas de calentamiento en el área de setil (servicios auxiliares) de la Refinería Estatal de Esmeraldas - See more at: <http://repositorio.ug.edu.ec/handle/redug/3677#st>. Guayaquil: Universidad de Guayaquil, 2001.

GERDIPAC. *Materiales Aislantes Industriales. Aislamiento Térmico* . [En línea] 10 de Diciembre de 2010. [Citado el: 15 de Mayo de 2020.] <http://www.gerdipac.com.pe/>.

GUEVARA, CHINCHAYAN. *Diagnosticos energeticos en sistemas tármicos . Vapor Flash*. [En línea] 2 de Julio de 2015. [Citado el: 3 de Mayo de 2020.] <http://biblioteca.uns.edu.pe/>.

HARPER, E. *Generadores, Transformadores y Motores Eléctricos.1era ed.* México : Limusa Noriega Editores, 2004. ISBN: 9681860535.

HUERTAS, G. *Análisis técnico económico y financiero de la instalación de un sobrecalentador de vapor y una turbina a contrapresión de alta eficiencia en reemplazo de los turbogeneradores N°3 Y N°4 para aumentar la cogeneración de energía eléctrica en la empresa Agroí*. Trujillo, Trujillo, Perú : s.n., 15 de Diciembre de 2014.

INCROPERA, FRANK Y WITT. *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prencite - 2014 Hall. ISBN: 0471304603.

KENNETH, W. *Termodinámica.6ta ed.* Madrid : Concepción Fernández, 2016. ISBN: 9788448128296.

LOPEZ, GUILLERMO. *Cálculo financiero aplicado: un enfoque profesional*. Buenos Aires : La Ley, 2009. ISBN: 9870308821.

LOSTAUNAU, L. *Máquinas Eléctricas* . Lima : San Marcos, 2006.

MANKIW, G. *Principios de Economía 6ta ed.* Madrid : Ediciones Paraninfo, 2017. ISBN: 9786074818291.

MATINES, J. *Normas de Construcción de Recipientes a Presión*. Madrid: Bellisco S.A, 2010.

MARTINES, JUAN. Energías eléctricas y renovables. Madrid: Limusa-Wiley, 2010. ISBN: 9786070501760.

MELENDEZ, EULALIO. *Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP*. Nuevo Chimbote : Universidad Nacional del Santa, 2005.

MUÑOZ, MARTA. *Problemas resueltos de motores térmicos y turbomáquinas térmicas*. Madrid: Uniandes - 2011. ISBN: 9788436255645.

PAREDES ROSARIO, RAÚL. *Termodinámica para ingeniería industrial – 2014*. ISBN: 2458578593100.

PAREDES, M. *Estudio de factibilidad técnica económica para el cambio de un sistema de cogeneración industrial eléctrico-térmico a un sistema de cogeneración comercial en la empresa Cartavio S.A.A*. Trujillo, Trujillo, Perú : Universidad Cesar Vallejo, 9 de Julio de 2010.

PETROPERÚ. *Combustibles . Poderes caloríficos* . [En línea] 20 de Febrero de 2014. [Citado el: 12 de Mayo de 2016.] <http://tera-3.ul.cs.cmu.edu/>.

PURIZACA FELIPA, R.A. *Diseño técnico y económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaudó S.A*. Trujillo : Universidad Cesar Vallejo , 2016.

SHAPIRO, M. *Fundamentos de Termodinámica Técnica 2da ed*. Barcelona : Reverté S.A., 2015. ISBN: 8429143130.

SHIGLEY, JOSEPH. *Mechanical Engineering Design*. United States of América: McGraw-Hill Primis - 2010. ISBN: 0390764876.

TELLO, C. *Concepto de balance materia y energía . Academia*. [En línea] Reverter, 1 de Enero de 2016. [Citado el: 20 de Mayo del 2020.] http://www.academia.edu/9208984/CONCEPTO_DE_BALANCE_DE_MATERIA_Y_ENERG%C3%8DA.

TLV. *Compañía especialista en vapor. Vapor flash*. [En línea] 1 de Enero de 2016. [Citado el: 7 de Mayo de 2016.] <http://www.tlv.com/>.

VICENTE Y RODRIGUEZ, W.; SALINAS-VAZQUEZ, M.; BARRIOS-BONILLA, J.E. BARRERA-AVENDANO, E.R.. *Predicción numérica del tamaño y forma de una llama en un quemador elevado dentro de un flujo cruzado de aire*. Ing. invest. Y tecnol. [Online]. 2009, vol.10, n.3, pp.207-216. ISBN: 1405-7743.

VIEJO ZUBICARAY, MANUEL; *Bombas / Pumps: Teoría, Diseño Y Aplicaciones / Theory, Design and Applications (Spanish Edition)*. Publicado por Editorial Limusa S.A. De C.V. (2005). ISBN 10: 9681864433.

ANEXOS

A.1. MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Variable	Tipo	Definición conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador	Escala de medición
Gestión energética a la caldera pirotubular	Variable Independiente	Es la utilización adecuada de los recursos energéticos, buscando su uso racional y eficiente, detectando oportunidades de mejora, calidad y seguridad en los procesos y/o equipos térmicos (Beltrán, 2014).	Son mejoras energéticas, como la instalación de intercambiadores de calor para el ahorro de combustible y agua. Asimismo para la reducción de los costos de generación de vapor.	Valores porcentuales de eficiencia energética (%)	Políticas y Normas Técnicas Peruanas	De Razón $\eta \geq 82\%$
				Costos de operación (S./año)	Beneficios económicos	De Razón 0 – 500000.00 S./año
Eficiencia energética	Variable Dependiente	Es el porcentaje de calor total, logrado de la relación del calor del calor útil y el calor de aire y combustible, para lograr la transferencia del agua a estado de vapor saturado (Broatch, 2015).	Es la proporción de calor aprovechado de la mezcla del combustible gas licuado de petróleo y aire, donde el PCI, el flujo de combustible y la presión de vapor saturado.	Flujos de combustible, vapor y agua (Kg/s)	Flujos de ingreso y salida del caldero	De Razón 0 – 55 gal/h 0 - 783 Kg/h
				Energía máxima por unidad de masa del combustible (KJ/Kg)	Poder calorífico inferior del combustible	De Razón 0 – 50000 KJ/Kg
				Presión de vapor saturado (PSI)	Condición de operación del vapor saturado seco	De Razón 50 – 70 PSI

Fuente: Elaborada por el autor

A.2. Formato instrumentos

FICHA DE REGISTRO					
Proceso:	PRODUCCIÓN DE VAPOR SATURADO DEL CALDERO				
Empresa:	CURTIEMBRE ECOLÓGICA DEL NORTE				
Responsable:	JOSÉ MIGUEL ORBEGOSO PAREDES				
Ítem	VARIABLE	UNID	VALOR	FECHA	OBSERVACIONES
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
Valores estadísticos					
Media aritmética					
Mediana					
Moda					
Rango					
Varianza					
Desviación estándar					

A.3. Ficha bibliográfica

AUTOR: (apellidos, nombres) _____

TITULO Y

SUBTITULO: _____

EDICIÓN: _____

LUGAR DE EDICIÓN:(a partir de la segunda) _____

EDITORIAL: _____

AÑO DE EDICIÓN: _____

NUMERO DE PAGINAS: _____

SERIE DE COLECCIÓN Y NÚMEROS: _____

LOCALIZACIÓN DE LA OBRA: _____

A.4. Resumen de las normas técnicas peruanas relacionado a las políticas energéticas

CALDERAS INDUSTRIALES. Estándares de eficiencia térmica (combustible/vapor) y etiquetado

1. OBJETO

Esta Norma Técnica Peruana establece los estándares de eficiencia térmica (combustible/vapor) que deberán cumplir las calderas industriales sin equipo de recuperación de calor y las características del etiquetado.

2. REFERENCIAS NORMATIVAS

Las siguientes normas contienen disposiciones que al ser citadas en este texto, forman parte de esta Norma Técnica Peruana. Las ediciones indicadas estaban en vigencia en el momento de esta publicación. Como toda Norma está sujeta a revisión, se recomienda a aquellos que realicen acuerdos basándose en ellas, que analicen la conveniencia de usar las ediciones recientes de las normas citadas seguidamente. El Organismo Peruano de Normalización posee, en todo momento, la información de las Normas Técnicas Peruanas en vigencia.

2.1 Normas Técnicas Peruanas

- | | | |
|-------|------------------|--|
| 2.1.1 | NTP 350.301.2004 | CALDERAS INDUSTRIALES. Estándares de eficiencia térmica |
| 2.1.2 | NTP 350.300:2008 | CALDERAS INDUSTRIALES. Procedimiento para la determinación de la eficiencia térmica de calderas industriales |

Eficiencia de caldera NTP 350.301

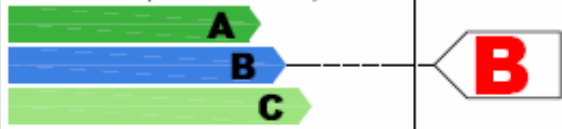
ENERGIA		CALDERA	
Tipo de Caldera:	...		
Marca:	...		
Modelo:	...		
Potencia (kW y BHP):	...		
Presión de vapor (psig)	...		
Mas Eficiente (menos consumo) 			
Menos Eficiente (más consumo)			
CATEGORIA	RANGO DE EFICIENCIA TERMICA (η)		
A	Mayor de 82 %		
B	$80 < \eta \leq 82$		
C	$78 < \eta \leq 80$		
Consumo a máxima carga y tipo de combustible:		...	
Emisión de toneladas de tCO ₂ e:		...	
Eficiencia térmica (combustible/vapor) a máxima carga:		...	
La eficiencia se obtiene aplicando el método indicado en la norma NTP 350.300. Con fines de seguridad eléctrica, aplíquese Sección 160 del Código Nacional de Electricidad.			
NOTA Compare este producto con otro de similares características. Esta etiqueta debe ir adherida a la caldera hasta que haya sido adquirida por el consumidor final.			
Certificado por: _____			

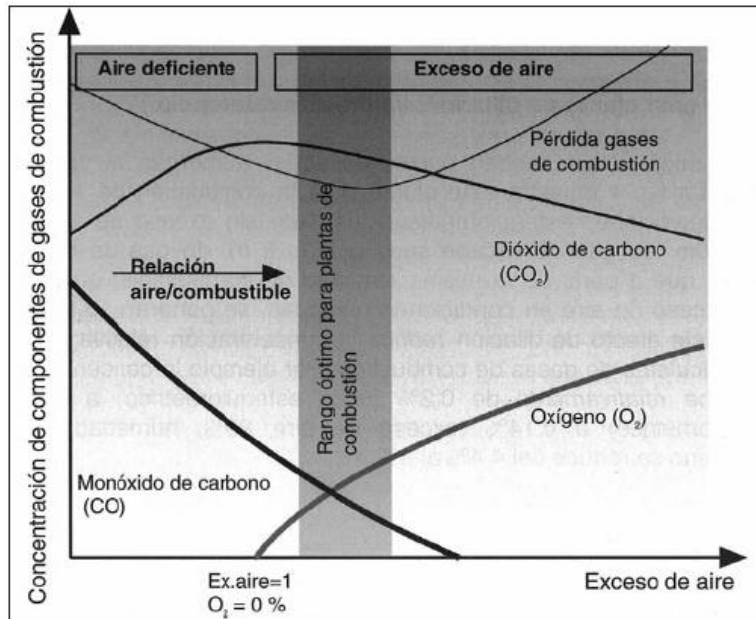
Diagrama de combustión de combustible en caldera NTP 350.301

REGULACIÓN DE LA COMBUSTIÓN PARA ALCANZAR LA EFICIENCIA NOMINAL

Una vez realizada la verificación de la parte mecánica de los equipos auxiliares de la caldera, tales como el quemador, toberas, atomizador, ventilador, manómetros del combustible y del aire de atomización, etc., se debe realizar un análisis de los gases de combustión con los instrumentos adecuados y calibrados.

Se recomienda evaluar la composición de los gases de combustión, según Figura 1, sobre todo en lo que se refiere a:

- O₂ máx (%)
- CO máx (ppm)
- CO₂ mín (%)
- NO_x máx (ppm)
- SO_x



Límites Máximos Permisibles para calderas de vapor de uso industrial

Parámetro	Límite de Emisión (mg/Nm ³) ⁽¹⁾		
	Combustible		
	Gas	Líquido	Sólido
Partículas sólidas ⁽²⁾	----- --	150	150
SO ₂	300	1500	1500 (carbón)
			100 (bagazo)
			500 (Bag/petro)
NO _x	320	600	750
CO	100	350	500
Opacidad (Índice Bacharach) ⁽³⁾	0	4	-----

(1) Concentración referida a condiciones normales 0°C, 1 atmósfera, 3% de O₂ para gas y líquidos y 6% de O₂ para sólidos
(2) Para calderas de potencia mayor o igual a 800BHP (líquido) y 300BHP (sólido)
(3) Para calderas menores a 800 BHP
(4) Estos Límites son aplicables a las calderas de vapor piro-tubulares y acuotubulares; Asimismo, se aplican a calderas de calentamiento de agua o aceite térmico que queman Diesel, Residual o Gas o en general que queman combustibles fósiles y que pertenecen a las empresas industriales manufactureras pudiendo ser de aplicación por otros sectores.
NOTA: El monitoreo de las emisiones atmosféricas se realizará conforme al Protocolo de Monitoreo de Emisiones Atmosféricas aprobado por Resolución Ministerial N° 026-2000-ITINCI/DM.

Límites máximos permisibles (Imp) de emisiones gaseosas y partículas para el sub-sector electricidad Imp's para emisiones de calderos por tipo de combustible

Tipo de combustible	Contaminantes mg/m ³ (miligramos/metro cúbico a 11% de Oxígeno) Concentración en cualquier momento		
	Partículas	Óxidos de Nitrógeno (NO _x)	Dióxido de azufre (SO ₂)
Líquido	100	275	Diesel: 700 ó <0,5% de S en masa Residual: 1500 ó <1,5% de S en masa
Sólido	100	458	1500

A.5. Ficha técnica de caldera pirotubular



Calderas, Quemadores, Intercambiadores, Autoclaves, Marmitas,
Equipos para Baños Turcos, Tanques,
Ingeniería, Repuestos, Montajes, Mantenimiento



NIT. 860.053.840-8

CODIGO : CODIGO : AC556/66/76

CALDERA para producción de vapor, capacidad **50 B.H.P.** Combustible **DUAL** (Acpm / gas), marca **TECNIK**. Adicional tanque de condensados con motobomba para inyección de agua.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

CAPACIDAD :	50 B.H.P. – 1.673.000 BTU / HORA.
COMBUSTIBLE :	DUAL (ACPM y/o GAS NT.)
PRESION DE TRABAJO :	0 a 125 psi.
PRESION DE DISEÑO :	150 psi.
CONSUMO A.C.P.M. :	15 galones / hora.
CONSUMO GAS NATURAL :	54 m3/hora de Hi: 38.500 BTU/MT3
CONSUMO DE GAS PROPANO :	96 Lb/Hora de Hi: 21.500 BTU/ LB.
PRODUCCION DE VAPOR :	1.725 libras / hora a 212° F.
QUEMADOR DE COMBUSTION:	Tiro forzado según Norma UL & FM.
PESO NETO :	2.750 Kilos.
PESO CON AGUA A NIVEL :	4.350 Kilos.
TIPO :	Pirotubular, Horizontal 2 pasos.
SUPERFICIE DE TRANSF :	260 Ft2
DIMENSIONES CUERPO :	135 cms diámetro x 270 cms longitud.
DIMENSIONES BASE :	220 cms long. x 120 cms ancho
DIMENSION GENERAL :	350 cms long. x 175 cms ancho x 200 cms altura
SISTEMA ELECTRICO :	110 - 220 – 440 Voltios.
MANEJO :	Automático.
CONTROLES DE SEGURIDAD :	Protección alto-bajo nivel de agua Protección control máx. presión vapor Protección control seguridad llama.
EQUIPO ADICIONAL :	* Tanque de Condensados cap. 60 gls. * Motobomba de alimentación de agua 10 gpm.
NORMAS DE FABRICACION :	Según Icontec y Asme.
MATERIALES DE FABRICAC :	Láminas para cuerpo y haz de tuberías interna de fuego en Acero al Carbono ASTM.
GARANTIAS OFRECIDAS :	Aislamiento y lámina inox. acabado exterior. Certificados de calidad de los controles y de las materias primas del equipo. Garantía contra defectos de fabricación de 12 meses para el cuerpo y el haz tubular. Garantizamos el equipo para vida útil de 20 años mínimo en condiciones normales de operación.

PLANTA INDUSTRIAL Y SALA DE VENTAS
Carrera 53 No. 17 - 78 (antigua : Carrera 53 No. 16 - 70)
PBX: (57-1) 405 4400 • Fax: (57-1) 262 7009
Directo Venta Equipos: (57-1) 262 7007

www.tecnik.com.co

E-mails: ingenieria@tecnik.com.co
ventas@tecnik.com.co
repuestos@tecnik.com.co
Bogotá, D.C. - Colombia

