



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

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

Mejoras energéticas para aumentar el rendimiento térmico de caldera  
de vapor saturado en un hospital público, La Libertad

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**

Ingeniero Mecánico Electricista

**AUTOR:**

Irigoín García, Ilber ([orcid.org/0000-0002-1128-6580](https://orcid.org/0000-0002-1128-6580))

**ASESORES:**

Dr. Luján López, Jorge Eduardo ([orcid.org/0000-0003-1208-1242](https://orcid.org/0000-0003-1208-1242))  
Mg. Castro Anticona, Walter Miguel ([orcid.org/0000-0002-8127-4040](https://orcid.org/0000-0002-8127-4040))

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Sistemas y planes de mantenimiento

**LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERCITARIA:**

Innovación Tecnológica y Desarrollo Sostenible

**TRUJILLO – PERÚ**

**2022**

## **Dedicatoria**

La presente investigación está dedicada primero a Dios por sus bendiciones, a mi familia por el apoyo moral que me han brindado durante mi formación en la universidad, a mi esposa e hijo por su comprensión y sus palabras de motivación que me ayudo a seguir adelante y cumplir mi meta propuesta.

## **Agradecimiento**

A mis padres por su apoyo y motivación de lograr ser un profesional y a todos los docentes de la universidad César Vallejo que me transmitieron sus conocimientos y gracias a ello puedo desarrollarme profesionalmente.

## Índice de contenidos

Carátula .....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos.....	iv
Índice de tablas.....	vi
Índice de gráficos y figuras .....	vii
Resumen .....	viii
Abstract.....	x
I. INTRODUCCIÓN .....	12
II. MARCO TEÓRICO.....	16
III. METODOLOGÍA.....	30
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	30
3.2. Variables y operacionalización .....	30
3.3. Población, muestra, unidad de análisis .....	32
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos .....	32
3.5. Procedimientos .....	33
3.6. Método de análisis de datos .....	34
3.7. Aspectos éticos.....	34
IV. RESULTADOS .....	34
4.1. Objetivo (1) determinar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado. ....	35
4.1.2 Rendimiento energético de caldera Intensa por el método directo .....	40
4.2. Objetivo (2) determinar mejoras energéticas para incrementar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado. ....	45
4.3. Objetivo (3) estimar el rendimiento de la planta de generación de vapor saturado con la implementación de las estrategias de plan de mejoras energéticas.....	48
4.4. Objetivo (4) elaborar el costo beneficio de la implementación de la propuesta. ....	50
V. DISCUSIÓN .....	54
VI. CONCLUSIONES .....	56
VII. RECOMENDACIONES.....	58

REFERENCIAS.....	59
ANEXOS .....	62

## Índice de tablas

Tabla 1: Técnicas e instrumentos de toma de datos. ....	32
Tabla 2: Lista de lecturas manométricas del vapor de la caldera. ....	35
Tabla 3: Lista de lecturas de temperatura del agua en el tanque de alimentación a la caldera. ....	35
Tabla 4: Lecturas de mediciones de la temperatura del gas de chimenea de la caldera. ....	36
Tabla 5: Propiedades termofísicas de gases de combustión .....	36
Tabla 6: Temperatura del aire para la combustión no precalentado. ....	36
Tabla 7: Propiedades termofísicas del aire para combustión, caldera Intensa. ....	37
Tabla 8: Mediciones del consumo de combustible quemado en la caldera .....	37
Tabla 9: Perdidas porcentuales del calor de la caldera por radiación .....	44
Tabla 10: Presupuesto de inversión en mejoras energéticas .....	50

## Índice de gráficos y figuras

Figura 1: Sistema actual de producción, transporte y utilización de vapor en un hospital público de La Libertad.....	15
Figura 2. Resumen de variables independiente y dependiente que inciden en el rendimiento térmico. ....	32
Figura 3: Esquema del balance de masa en caldera Intensa (en kg/h) .....	38
Figura 4: Esquema del balance de energía térmica en caldera Intensa (en kw). .....	38
Figura 5: Diagrama Sankey balance de energía en caldera Intensa. ....	45

## Resumen

Se presenta la investigación sobre aumento de rendimiento térmico de caldera pirotubular de 100 BHP, de vapor saturado, de un Hospital Público La Libertad, Perú, el cual opera a solamente 25% de carga, generando 393 kg/h de vapor saturado, a 7 bar manométricos. Utiliza aire atmosférico para la combustión del combustible, de 20°C en promedio.

El objetivo principal es evaluar las mejoras energéticas posibles de aplicar para aumentar el rendimiento y reducir el costo de generación de vapor.

Al aplicar el balance de masa y energía en estado estable en la caldera, utilizando valores representativos, resultados de promedios de serie de valores medidos, se determina, por dos métodos, el directo y el indirecto, de acuerdo a la norma técnica peruana, la cual señala que, una caldera con rendimiento térmico mayor a 82% es clasificada como categoría A.

El rendimiento actual, determinado por el método directo alcanza el valor de 72.92% y por el método indirecto, de 70.23 %. No clasifica como caldera A.

Se realizó un análisis de las posibilidades de mejoras energéticas, las cuales son: reducción de pérdidas de calor por combustión incompleta, que sería en base a técnicas operativas, con el empleo de analizador de gases y la regulación respectiva de la relación aire – combustible, la cual se podría dar semanalmente. Esta mejora energética daría una reducción de pérdida de calor de 2.30 kw.

También se determinó que es necesario aprovechar el calor contenido en los gases residuales de chimenea, que tienen 215°C, para precalentar el aire para combustión, el cual pasaría de tener 20°C a más de 80°C, con lo cual se reduciría la pérdida de calor en caldera en 25.5 kw.

Otra mejora energética sería la de reducir la pérdida de calor por convección desde la pared de la caldera al medio ambiente, mediante un mejor aislamiento térmico, con una capa de aislante de 1", lo cual daría una reducción de pérdida de calor de 4.96 kw. Se ha considerado factible instalar un separador de vapor flash de las purgas de calderas, el cual sería inyectado al agua de alimentación a la caldera, con lo cual se reduce la pérdida de calor en 1.93 kw.

La aplicación de las mejoras energéticas daría como resultado una reducción del consumo de combustible de 4.57 kg/h.

A continuación, se determinó el nuevo rendimiento térmico de la caldera, que es de 79.18 %, lo cual tampoco califica como caldera A, pues  $< 82\%$ .

Con los resultados obtenidos, se realizó el análisis económico: la inversión para aplicar las mejoras sería de S/ 50,124. El beneficio neto sería de 7,814 soles/mes, con lo cual se obtiene que el período de retorno de la inversión es de 6.96 meses.

Palabras clave: rendimiento térmico, vapor saturado, método directo, caldera pirotubular.

## Abstract

The research on the increase in thermal performance of a 100 BHP saturated steam fire-tube boiler of a public hospital in Trujillo, Peru, which operates at only 25% load, generating 393 kg/h of saturated steam, at 7 manometric bars. It uses atmospheric air for fuel combustion, at an average temperature of 20°C.

The main objective is to determine the possible energy improvements to apply to increase performance and reduce the cost of steam generation.

When applying the balance of mass and energy in stable state in the boiler, using representative values, results of series averages of measured values, it is determined, by two methods, direct and indirect, according to the Peruvian technical standard, the which indicates that a boiler with thermal efficiency greater than 82% is classified as category A.

The current yield, determined by the direct method reaches the value of 72.92% and by the indirect method, 70.23%. Does not classify as boiler A.

An analysis of the possibilities of energy improvements was carried out, which are: reduction of heat losses due to incomplete combustion, which would be based on operational techniques, with the use of a gas analyzer and the respective regulation of the air-fuel ratio, which could be given weekly. This energy improvement would give a reduction in heat loss of 2.30 kW.

It was also determined that it is necessary to take advantage of the heat contained in the residual gases from the chimney, which are 215°C, to preheat the air for combustion, which would go from 20°C to more than 80°C, which would reduce the heat loss in the boiler in 25.5 kW.

Another energy improvement would be to reduce heat loss by convection from the boiler wall to the environment, through better thermal insulation, with a 1" layer of insulation, which would give a reduction in heat loss of 4.96 kW.

It has been considered feasible to install a flash steam separator for boiler purges, which would be injected into the boiler feed water, thereby reducing heat loss by 1.93 kW.

It is recommended to implement better maintenance strategies to sustain the results of

energy improvements, and define the possibility of implementing boiler automation, with control loops such as: pressure, water level with three elements, combustion ratio control, to stabilize operation as well as thermal performance.

The application of the energy improvements would result in a reduction in fuel consumption of 4.57 kg/h.

Next, the new thermal efficiency of the boiler was determined, which is 79.18%, which also does not qualify as boiler A, since  $< 82\%$ .

With the results obtained, the economic analysis was carried out: the investment to apply the improvements would be S/ 50,124. The net benefit would be 7,814 soles/month, which means that the investment return period is 6.96 months.

Keywords: thermal performance, saturated steam, direct method, fire tube boiler.

## I. INTRODUCCIÓN

El potencial económico y social de una nación depende en gran medida de su reserva energética y el modo cómo se utilizan. El desarrollo genera impactos ambientales significativos, en gran parte debido a la producción y uso energético, y al aumento de la demanda. (R. Caetano, 2019).

La economía mundial ha crecido más del 3.0% al año desde 2010, y se espera que crezca un 3.5% y 3,6% para 2018, (International Monetary Found, 2017). Se espera que el consumo de energía aumente alrededor de un 39% para 2030, con un promedio de 1.3% anual entre 2020 y 2030, (Alves, 2018).

Los equipos a vapor de hospitales tienen calderas que convierten el agua blanda en vapor a 6...10 bar, y 145...180°C, donde prácticamente no viven microorganismos, sobre todo a nivel epidemiológico, es el vapor saturado seco y húmedo, un agente térmico muy utilizado que elimina el 99.9% de patógenos por el choque térmico causado. En el hospital, todos los productos y materiales utilizados para tratar a los pacientes de forma segura deben esterilizarse con vapor. (M. Quiroz, 2020).

En el Perú, los estándares de eficiencia de calderas están dados en la norma técnica peruana NTP 350.301 2009. La NTP se aplica a las calderas tipo pirotubular y acuotubular sin equipo de recuperación de calor que utilicen combustibles sólidos, gaseosos y líquidos derivados del petróleo, para las especificaciones de las calderas incluso aplicando NTP: Potencia: De 98 a 11 772 kw (10 a 1200 BHP), P relativa: hasta 2069 kPa (300 psig) para las calderas pirotubulares, temperatura: saturada. La NTP de eficiencia de calderas establece los Rangos y categorías de eficiencia térmica para calderas de vapor saturado: categoría A con un rango de eficiencia ( $\eta > 82\%$ ), categoría B ( $80\% < \eta < 82\%$ ) y categoría C ( $78\% < \eta < 80\%$ ).

La Norma Técnica Peruana 350.300:2008 de calderas industriales, desarrolla un procedimiento para determinar la eficiencia térmica de las calderas industriales: a) método directo (midiendo el flujo de vapor y el flujo de combustible), b) método indirecto (determinación de pérdidas en caldera)

En los hospitales del ministerio de salud del Perú, Minsa, se genera vapor saturado en calderas pirotubulares, utilizando normalmente petróleo Diesel nr° 2, el cual, si bien es cierto es un combustible con un elevado Poder calorífico Inferior, PCI (más

de 135,000 kJ/galón), es bastante caro en relación con los demás combustibles mencionados (Minem, 2018)

El Hospital ubicado en el departamento de La Libertad, tiene en su planta de fuerza una caldera pirotubular de 100 BHP, generando vapor saturado de 100 psi, quemando petróleo Diesel nr°2, opera las 24 horas del día, distribuyendo vapor a los diferentes consumidores de vapor, entre los principales siendo el área de cocina, esterilización, lavandería, cirugía, pediatría.

El vapor se produce a partir de agua industrial dura, que es tratada en ablandador con resina sintética, la cual se mezcla con el condensado caliente que se recupera, en poca cantidad, pues el agua alcanza valores de solamente 60 a 62 °C, ocasionando gastos en la preparación del agua a calderas.

La caldera genera vapor a elevado costo, por bajo rendimiento y alto precio del combustible, pues la temperatura de gases de chimenea alcanza valores de 215°C, muy elevado, pues la temperatura debe situarse entre 190°C a 195°C.

No existe gestión energética del vapor, no hay registros actualizados de parámetros de la caldera, tampoco se conoce la eficiencia de caldera.

El personal del hospital en Trujillo; La Libertad, indica que el costo de producción de vapor saturado es alto, por la baja eficiencia en caldera y el uso del vapor y recuperación de condensado, lo que exige mayor compra de combustible, todo esto se intensifica debido a los aumentos del precio de petróleo.

Por lo expuesto, se plantea realizar el presente estudio de investigación para realizar una auditoría energética que permita determinar la real capacidad de generación de vapor, su eficiencia y costo, luego estableciendo una metodología de aplicación de gestión energética que permita reducir el alto costo del vapor, reducir pérdidas de energía, de masa y reduciendo la demanda de vapor mediante el aumento de recuperación de condensados.

La formulación del problema de investigar es: ¿En qué medida la aplicación de mejoras energéticas en caldera de vapor saturado permitirá optimizar su eficiencia en un hospital en el departamento de La Libertad?

La justificación de la investigación, es del tipo técnico, pues se tendrá una metodología de determinación y aplicación de mejoras en un sistema de vapor saturado de baja presión, del tipo tecnológico pues se logrará actualizar la tecnología de combustión de combustible, de tratamiento de agua, de distribución

de vapor y recuperación de condensado; laboral, porque los trabajadores operarían equipos con mayor seguridad, al aumentar su eficiencia, con mayor productividad y menos emisiones de fluentes, económica porque al implementar la optimización de los procesos térmicos del sistema de vapor, se reducirá la demanda de combustible, de insumos para tratamiento del agua, se trabajará con un combustible de menos costo, por lo tanto se logrará un beneficio económico que permitirá obtener un retorno de la inversión en un plazo razonable de tiempo.

El objetivo general de la presente investigación es evaluar la viabilidad técnico económico de elaborar una propuesta de mejoras energéticas para aumentar el rendimiento de calderas del hospital en el departamento de La Libertad.

Objetivos específicos de la investigación serían: (1) Determinar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado (2) determinar mejoras energéticas para incrementar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado. (3) Estimar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado con la implementación de las estrategias del plan de mejoras energéticas. (4) evaluar la factibilidad económica de la implementación de la propuesta.

La hipótesis de la investigación se plantearía del siguiente modo: La aplicación de mejoras energéticas permitirá aumentar el rendimiento térmico de calderas en hospital público en La Libertad.

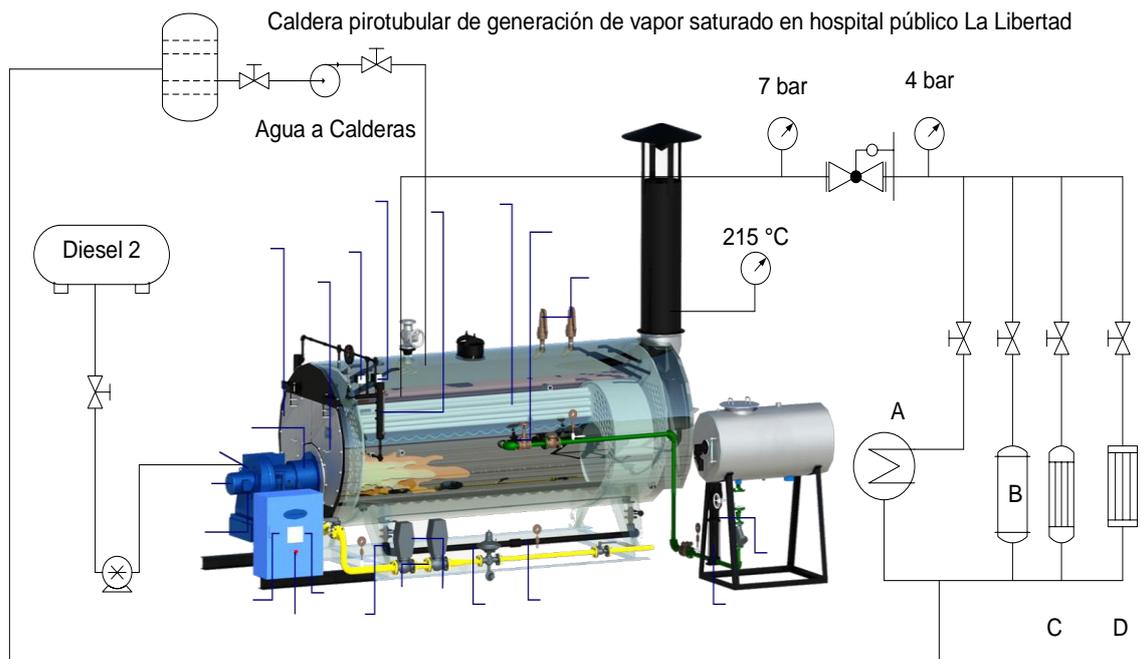


Figura 1: Sistema actual de producción, transporte y utilización de vapor en un hospital público de La Libertad.

Leyenda: A: Pabellón de cocina, B: Planta de esterilización, C: Pabellón de lavandería, D: Pabellón de cirugía.

## II. MARCO TEÓRICO

En el presente trabajo de investigación se ha tomado como referencia algunos trabajos previos, cuyo aporte es de suma importancia para su desarrollo.

En una tesis de investigación (Bautista, y otros, 2018). Los autores realizaron un análisis Térmico y económico de reemplazar el D-2 por G.L.P. en caldera del Hospital de 50 BHP hallaron las demandas térmicas con visitas y entrevistas; la normativa del funcionamiento y la capacidad de la caldera de vapor. Los datos obtenidos en la simulación fueron ingresados a Interface Gráfica de Usuario (GUI-Matlab®), evaluando en modo comparativo el uso de los dos combustibles.

En otro trabajo de investigación (Obispo, 2019). El autor realizó auditoría térmica al sistema de vapor, se redujo humedad del bagazo (5.60 %), el calor residual de gases (2.76 %), el calentamiento en economizador (2.23 %), calentamiento con vapor flash del desarenador (0.23 %), mejora del aislamiento térmico de caldera (0.025 %), recuperación vapor flash de purgas de calderas (0.024 %), reducción de purga de caldera (0.015%).

En una investigación (Arroyo Charcape, y otros, 2019). Los autores hicieron un análisis energético de la caldera pirotubular, hallando que la misma consume 22.20 galones D2/h; con rendimiento de 82.09 %, a un costo de 263.65 soles/Ton vapor, pues quema Diesel. Los autores presentan el análisis medioambiental, demuestran que se reducen los gases de chimenea, de 60.82 kg/h de CO<sub>2</sub>, 9.26 kg/h de vapor de agua y de 83.72 kg/h de NO<sub>x</sub> a la atmósfera.

En una tesis (Torres, 2020). Se realizó una auditoría energética, y con softwares de vapor, mejorar el consumo de vapor de las áreas de arte culinario, esterilización y lavandería, reduciendo el consumo de vapor en 5%, 7.5% y 6% respectivamente, propuso un plan de mantenimiento para sostener resultados.

En otra tesis de investigación (Chango, 2017). El autor realizó el estudio al sistema de producción y transporte de vapor de Lavandería y esterilizadores del hospital Provincial, las fugas de vapor son del orden del 6% del total, se recupera solamente el 55% del total de condensado, propusieron cambiar las redes previo rediseño de las mismas, mantenimiento de calentadores y de trampas de vapor, automatizar el ablandamiento de agua a caldera.

En trabajo de tesis (Risco, 2019). Se analizó la caldera pirotubular a carbón, para minimizar las emisiones de gases de chimenea. Se midió presión, temperatura del

vapor generado, se determinó la eficiencia en 55%. Se ha propuesto reducir las pérdidas energéticas con pre calentador de aire por gases de chimenea, reduce en un 4% las pérdidas por gases residuales, las de CO<sub>2</sub> en 4.1%.

En otra tesis de investigación (Díaz, 2018). El investigador auditó dos calderas pirotubulares de 300 y 600 BHP que queman petróleo Residual N°6, determinó la contaminación con el petróleo con muestras tomadas en Planta; dimensionó el sistema para quemar GLP con la NTP 321.123 y NTP 321.120 y calculó la disminución del CO<sub>2</sub> en calderas con GLP, siendo de 5.6% en peso.

En otro proyecto de investigación (Alvarado, 2019). El investigador realizó un rediseño de la red de retorno de condensado de lavandería, cocina y autoclaves en un hospital. Según Gonzáles, el mal diseño actual y el mal estado de la red de retornos de condensados en el Hospital genera un costo anual de 276 655,40 quetzales que se van al drenaje de agua pluvial en forma de condensado no reutilizado

En su investigación (Barbieri, y otros, 2019). Los investigadores han distinguido la eficiencia térmica de los generadores de vapor para reducir el desperdicio de combustible y los costos. El método utilizado es para analizar el modelo de caldera industrial pirotubular modelo ATA 14 H 3N, marca ATA, de 33.3 kg/s de vapor y presión de 1034 kPa, alimentada por combustible sólido. Los datos para el análisis se obtuvieron por mediciones en campo y de informes de análisis químicos del agua a calderas. La eficiencia térmica de la caldera de método indirecto es del 74%. Se concluyó que para mejorar la eficiencia de la caldera se debe mejorar el exceso de aire, así como aislar algunos tramos de la línea de vapor e instalar trampas de condensados en puntos alejados de la caldera.

En su investigación energética (Patricio Ancota, 2019). El autor analizó el reemplazo del combustible Diesel B5 por gas natural en caldera de 700 HP, para mejorar su rendimiento térmico y reducir los gases de combustión como el CO<sub>2</sub>, procedió a determinar el rendimiento energético de la caldera con gas natural, aplicando este cambio, incrementó una eficiencia térmica de 89,2 % a 93,3 % y redujo costos de consumo de combustible, operación y mantenimiento en 686,772 US\$.

En la tesis de investigación (Reyes-Betancourt, y otros, 2021). Realizaron una

investigación para evaluar la generación y distribución de vapor, propusieron dos alternativas de mejoras donde obtuvieron un rendimiento del caldero de 87.41 % y un incremento de la eficiencia energética de la caldera de 0.10 %. La inversión necesaria para implementar las mejoras es de \$ 8117.35 pesos cubanos, recuperables en 2.36 meses con ahorros de PC \$ 41193.33/año por reducción de combustible.

En otro trabajo de investigación (YARANGA COCA, 2021). En su investigación evidenció el incremento en el costo de mantenimiento en una caldera pirotubular de la Empresa Agroindustrial Virú, esto debido a las constantes fallas, para ello investigó sobre la implementación del mantenimiento con la metodología del RCM (Mantenimiento basado en la confiabilidad). Para reducir los costos de mantenimiento, se constató un ahorro de S/. 18479.05 y aumento de la disponibilidad en 12.76%.

En la tesis de investigación. (Baltodano Salgado, y otros, 2020). Los autores optimizaron los recursos. Aplicaron un enfoque cualitativo y cuantitativo con 17 personas como muestra, aplicando los métodos de tomas de datos como; entrevista y encuesta. Los resultados evidencian que hay una problemática en la generación de vapor. La evaluación tiene buen impacto en el sistema, definiendo mejoras.

En la tesis de investigación (Cordero Cuisano, y otros, 2019). Los autores analizaron la incidencia de la capa limite termo cinética en el rendimiento de una caldera de 800 BHP, caracterizando el flujo de gases y parámetros de combustión, aplicaron investigación cuantitativa, midieron la composición de gases empleando la (N.T.P.350.300.2002); Para procesar y tratar la información emplearon técnicas estadísticas, utilizando block de notas registrando datos de mediciones de campo. La selección de la muestra es no probabilística pues se eligió de modo directo al caldero de 800 BHP, de una población de 5 calderos.

En la tesis de investigación (DUCUARA, 2021). Realizó la evaluación energética de las calderas de campo rubiales, para estimar el potencial del combustible y definir una nueva mezcla de combustible para disminuir la emisión de contaminantes a la atmosfera. Para lograr el objetivo del trabajo se caracterizó las calderas del campo bajo condiciones actuales de operación, identificando las fallas que se presentan en las calderas y recomendar una mezcla de combustible entre crudo y destilado residual, simulando las propiedades termodinámicas de dichos combustibles. Al

final del proyecto se obtuvo una mezcla de combustible disminuyendo los contaminantes emitidos a la atmósfera.

En otra tesis de investigación (ARIAS, y otros, 2021). En su trabajo de investigación presentaron una guía de procedimientos para evaluar la seguridad mediante un sistema de control y monitoreo de la caldera de una Universidad, y facilitar un material que otorgue la secuencia para aplicar un adecuado procedimiento. La caldera no tiene una guía de monitoreo ni sistema de control para evaluar la seguridad del caldero, lo que hace posible presencia de fallas que originen interrupciones inesperadas, incidentes o accidentes, carece de instrumentos para monitorear y controlar su operación. La metodología utilizada para la investigación fue documental para recolectar información en textos, foros, etc. Concluye en la importancia de medir la influencia de variables que acompañan la implementación en el caldero analizado.

En una tesis (Marcelo, y otros, 2019), estudiaron y diseñaron un sistema de suministro de gas natural para calderas pirotubulares de 4400 HP en planta industrial, según norma NTP 111.0101, con el fin de reducir la contaminación ambiental. Se utilizó el método de investigación tecnológica, por lo que se calculó el sistema de ductos de acuerdo a la norma técnica peruana NTP 111.010-2014. Se concluye con un funcionamiento adecuado, según la normativa aplicable y recomendaciones para reducir pérdidas de calor, instalando economizadores y precalentadores.

En otro trabajo de investigación (Tito Andrade, 2021). El autor evaluó la eficiencia de la caldera de 150 BHP, con análisis de datos con el software Statgraphics que establece la eficiencia en la caldera en un rango 86.17 % y 86.14 %. Con los mayores valores se compara la eficiencia con el método indirecto, calculando pérdidas en gases de chimenea, por combustión incompleta, por radiación y por convección, resultando que a 215 PSI se tiene el mayor rendimiento.

En otra investigación de tesis (Colón, y otros, 2021). El autor utilizó los economizadores para mejorar la eficiencia de la caldera al recuperar la energía de los gases residuales de combustión. A través del economizador logro transferir el calor de los gases residuales al agua para caldera, se analizó el economizador de tubos de acero al carbono teniendo en cuenta el efecto de la variación del material de las aletas (aluminio y cobre), mejorando la eficiencia térmica de la caldera.

En el trabajo de tesis (Trujillo, 2021). El autor sostuvo que el sector pesquero se maneja con indicadores y ratios, los cuales, al interpretarlos, con estos datos van a tomar las decisiones correctas para mejorar los gastos de los procesos. Se mejoró la eficiencia de los calderos en promedio 85.58%, generando una reducción de costo de operaciones en S/ 14.25, logrando un ahorro anual en petróleo R-500 de S/ 417,165, se logró aumentar la temperatura del agua a calderas hasta 95° C. Se concluye que la propuesta de mejora en el área de calderas es un tema que concierne mucho al sector pesquero, porque con esta se mejoran los costos de producción.

En su trabajo de investigación (Abderrahmane Abene, y otros, 2018). Los investigadores simularon el comportamiento termo hidráulico transitorio de una caldera pirotubular de 3 pasos durante un arranque en frío, desarrollaron un modelo térmico transitorio basado en las ecuaciones de balance de energía de los principales componentes de la caldera. La validación del modelo se realizó comparando la simulación de resultados contra datos experimentales obtenidos durante la puesta en marcha de la caldera, el acuerdo entre la simulación y los datos experimentales revelan la precisión y la idoneidad del modelo propuesto para estimar la dinámica del comportamiento de la caldera estudiada y otros diseños similares.

En el artículo de investigación (Purseth, y otros, 2021). Los autores en su objetivo principal es conocer cómo calcular el rendimiento de la caldera y su mejora. Para calcular la eficiencia de la caldera, básicamente utilizaron el método Directo e Indirecto. Para encontrar la eficiencia de la caldera con este método los datos se recopilan de diferentes departamentos en la planta. Los autores encontraron que la eficiencia de la caldera siempre aumenta de alguna manera al implementar este método y es útil para futuras investigaciones.

En este artículo de investigación (Gaurav Khare, y otros, 2019). Los autores identificaron las pérdidas de calor y realizaron un proceso para reducirlas teniendo en cuenta algunos factores como la instalación de montaje, reducir las fugas de vapor, precalentar el agua de alimentación por gases de escape de combustión calientes, mejorar la calidad del combustible, el tratamiento adecuado del agua de alimentación y manejo adecuado de cenizas, etc. Finalmente, el porcentaje de pérdidas de calor disminuye de 17.3 % a 9.35%.

En su trabajo de investigación (Iahijani, y otros, 2018). Los autores presentaron el análisis de la eficiencia de las calderas pirotubulares de vapor según los parámetros pertinentes. Para ello, investigaron los parámetros clave sobre la eficiencia de calderas y, especialmente, las pirotubulares. Hay dos métodos para medir la eficiencia en calderas de vapor, método directo (método de entrada-salida) y método indirecto (método de pérdida de calor). Los errores en el método directo hacen un cambio significativo en la eficiencia, por lo que el método indirecto es un método más preciso para medir la eficiencia.

El objetivo de este trabajo (S. Gopalakrishnan, 2019). El investigador mejoró la capacidad de transferir calor de la caldera pirotubular utilizando diversos materiales. Los materiales que se consideran para el diseño de tubos de fuego de calderas son el cobre, aluminio, cromo. El modelo de caldera pirotubular se modela a través del software CREO. Los tres modelos diferentes se crean con la misma forma y tamaño, pero diferentes, como cobre, aluminio y cromo. Los modelos compuestos por diferentes materiales se analizan numéricamente por sus diversos comportamientos térmicos a través del software de análisis ANSYS

En su artículo de investigación (DUILIO Aguilar Vizcarra, y otros, 2021). Los autores diseñaron y construyeron una nueva caldera vertical mixta (pirotubular – agua tubo) con tres pasos de gas. La innovación tecnológica está en el mejor uso del fluido receptor de transmisión térmica (agua caliente, vapor, aceite térmico), por su multipropósito función de tres pasos con combustibles alternativos (Diesel, Gas Licuado de Petróleo GLP, GN), al mejorar el rendimiento de la caldera se reduce la temperatura de los gases residuales y la contaminación ambiental. Con GLP se obtiene 92.4 % con agua caliente y 92.42 % en generar vapor; con gas natural 90.25 % para agua caliente y 90.24 % para generar vapor con Diesel 2; 89.21 % para agua caliente y 89.31 % para generar vapor.

Se presenta una auditoría industrial real sobre el rendimiento de la caldera (Joshi, y otros, 2021). Con un informe sobre el análisis térmico de calderas, la pérdida de calor de la piel térmica de las calderas, el control de O<sub>2</sub> en los gases de combustión a valores estándar, el efecto del aditivo de carbón, etc. Se incluye un informe sobre recuperación de calor residual para calderas térmicas, monitor de eficiencia de humos, termómetro infrarrojo, detector de picos ultrasónicos cámara termográfica IR. Estos equipos se utilizan para la evaluación energética de calderas. Se lleva a

cabo un estudio termográfico de la superficie de la caldera para estimar la radiación y otras pérdidas, y el resultado de este ahorro anual total después de la reparación o el mantenimiento del aislamiento.

En su artículo de investigación (Mayur S, y otros, 2019). Los autores realizaron el análisis a las calderas pirotubulares de uso general en la pequeña industria y es una caldera de baja presión o baja capacidad. El rendimiento se prueba haciendo uso de dos combustibles diferentes, los combustibles utilizados son carbón de lignito indio y cascarilla de arroz, del cálculo se ve que la eficiencia obtenida del carbón de lignito indio es menor en comparación con la cáscara de arroz, que tiene una eficiencia mayor que el carbón de lignito utilizado. Se observa que a mayor contenido de cenizas y humedad la eficiencia obtenida es menor.

En otro artículo de investigación (Hamouda, 2019). El autor se enfocó en ahorrar energía en caldera de vapor, en base a un modelo matemático simple, se desarrolló para calcular la eficiencia de la caldera con la aplicación web Java. Los hallazgos mostraron, para la caldera acuatubular con gas natural, cada 10% en el exceso de aire reduce la eficiencia de la caldera en 0.37 %. Cada 10 % (20 °C) de incremento en la temperatura de gases ocasionados por la combustión reduce la eficiencia de la caldera en 1 %, y el Aumento del 10 % (7-8) °C en la temperatura del agua de alimentación aumenta la eficiencia de la caldera en 1 %. En una caldera pirotubular con combustible líquido, cada 10 % aumenta el exceso de aire reduce la eficiencia de la caldera en 5 %, cada 10 % (20 °C) de aumento de la temperatura de los gases de combustión reduce la eficiencia de la caldera en un 1-2%, el modelo dio un acuerdo aceptable con datos experimentales medidos, además, el modelo tiene efecto económico y ambiental.

En un estudio experimental (Kanokkarn JIRAKULSOMCHOK, y otros, 2021). Se investigó la combustión de gas de bajo poder calorífico dentro del quemador poroso. Se realizó la gasificación de biomasa de tiro descendente a pequeña escala para el área rural para producir combustible gaseoso. Los valores de gas pobre estaban en el rango de 3800–4232 kJ.kg<sup>-1</sup> que son difíciles de quemar en quemador. Se utilizaron quemadores porosos cónicos y bicapa para superar esta limitación. La emisión de gas productor de bajo poder calorífico se logró con una baja tasa de combustión en el rango de 2,8 - 3 kilovatios. Las emisiones de CO y NO<sub>x</sub> fueron inferiores a 160 ppm en todas las pruebas. La combustión dentro del

quemador poroso cónico emitió una pequeña emisión de CO casi cero para toda la equivalencia proporciones La reducción de alquitrán fue del 99,5% por combustión dentro de un quemador poroso.

En otro artículo científico (Bezhan, y otros, 2020). En el escenario actual de demanda energética Se da máxima prioridad a la superación del suministro de energía para programas y políticas de conservar energía. La mayoría de plantas de proceso son operadas en forma continua y consume grandes cantidades de energía. Eficiente gestión del sistema de proceso puede conducir a la energía ahorros, mejora de la eficiencia del proceso, menor operación y costo de mantenimiento, y mayor impacto ambiental, la seguridad Con la creciente necesidad de conservación de energía, la mayoría de los sistemas de proceso existentes se modifican o se encuentran en estado de modificación con miras a mejorando la eficiencia energética. Cualquier nueva propuesta de mejorar la eficiencia energética del proceso o el equipo debe demostrar ser económicamente factible para obtener la aceptación para la implementación. El enfoque del presente trabajo es estudiar el efecto del sistema modificado para mejorar la eficiencia energética. La tasa de calor de la planta de energía térmica es afectada por la eficiencia de la caldera. A partir del cálculo se encuentra que una disminución del 1% en la eficiencia de la caldera aumenta la tasa de calor en 1%. La tasa de calor aumenta a medida que la eficiencia de la caldera disminuye para lograr el índice de calor deseado de la caldera desempeño requerido para ser mejorado. Caldera la eficiencia se aprueba mediante la reducción de diversas pérdidas y controlar la temperatura de la pila.

En otro artículo (Vaswani, y otros, 2019). Presentaron los resultados de la investigación sobre la eficiencia de calderas y trampas de vapor para Massachusetts Administradores de programas (PA) bajo la guía del Consejo Asesor de Eficiencia Energética de Massachusetts (EEAC). El equipo de ERS y DNV GL completó cuatro actividades principales: 1. Factores investigados asociados con la evaluación de medidas de trampas de vapor, 2. Entrevistamos a expertos designados por las partes interesadas para recopilar comentarios sobre las trampas de vapor en todo el estado. Calculadora (la "herramienta de trampa de vapor" o STT) y métodos anuales de eficiencia de la planta de calefacción, 3. Analizó los datos de proyectos de evaluación anteriores para desarrollar hallazgos

relacionados con las discrepancias de las trampas de vapor y factores asociados con los métodos de eficiencia anual de la planta de calefacción (AHPE), 4. Organizó cinco sesiones de grupos de trabajo a las que asistieron expertos designados por las partes interesadas para debatir los resultados de cada una de las tres tareas presentadas anteriormente.

En su artículo de investigación (Heydar Maddah, y otros, 2019). Los autores investigaron la eficiencia de la caldera se denomina en cierta medida de la energía térmica total que se puede recuperar del combustible. En esta investigación se estudia el comportamiento térmico de calderas en instalaciones de refinería de gas y su se calcula la eficiencia y sus pérdidas. Se analiza el efecto de varios parámetros en la eficiencia, como exceso de aire, humedad del combustible, humedad del aire, combustible y temperatura del aire, la temperatura de los gases de combustión y el valor térmico del combustible. Basado en el resultado obtenido, es posible analizar y hacer recomendaciones para la optimización de calderas en el complejo de refinería de gas utilizando el método de superficie de respuesta (RSM).

En otro artículo de investigación (Wim Beyne, y otros, 2019). Los autores desarrollaron en base al modelo de horno de flujo pistón con correlaciones experimentales generales. El constante El modelo de estado permite optimizar (es decir, reducir el tamaño de forma segura) los diseños de calderas. Este modelo ha sido verificado con medición. Informes. El modelo dinámico se usa para hallar la capacidad máxima de una caldera. En lo presentado caso, la caldera pirotubular puede producir hasta 2,5 veces el caudal de vapor nominal durante un período de 10 min. Especial se ha prestado atención a las cajas de giro y su ubicación específica, que otros modelos en la literatura descuidan. La penalización por eficiencia de una caja de giro no sumergida puede alcanzar hasta un 12 %, pero puede reducirse significativamente aislamiento. Las cajas de giro también afectan la capacidad de carga máxima. Si la longitud total de la caldera es constante, sumergir la caja de giro tiene un efecto positivo en la capacidad de carga máxima. Este efecto se atribuye principalmente al aumento de agua volumen. Finalmente, el artículo incluye una comparación entre el modelo de horno de flujo pistón, el método  $\epsilon$ -NTU y el método  $\epsilon$ -NTU con inclusión de radiación para modelar los pasos del tubo. El método  $\epsilon$ -NTU con inclusión de la radiación permite reducir

significativamente el número necesario de volúmenes de control sin reducción en el modelo precisión.

En su trabajo de investigación (Mojica Cabeza, y otros, 2022). Realizaron una revisión de varios métodos matemáticos para calcular la eficiencia energética de las calderas, teniendo en cuenta los métodos incluidos en la norma, así como varias propuestas y aplicaciones publicadas en trabajos de investigación. La clasificación se divide en métodos analíticos, modelos mecánicos y modelos experimentales.

En teorías referentes a la investigación, **El rendimiento energético  $\eta_{\text{energ}}$  (%)** de una caldera se calcula con el método indirecto, (Jiménez, y otros, 2016).

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \% \quad \text{Ec. (1)}$$

La pérdida en gases de chimenea es la más importante, (Barbieri, y otros, 2019)

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_T} * 100\% \quad \text{Ec. (2)}$$

$Q_1$ : Calor en gases residuales [KW]

$Q_T$ : Calor total en gases calientes, en caldera [Kw]

Calor en gases residuales, (Jiménez y Otros, 2018)

$$Q_1 = \dot{m}_{\text{gases\_resid}} * (h_{\text{gases\_res}} - h_{\infty}) \quad \text{Ec. (3)}$$

La pérdida por defecto de aire, (Barbieri, y otros, 2019).

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_T} * 100\% \quad \text{Ec. (4)}$$

$Q_2$ : Calor perdido por combustión incompleta [Kw]

El balance de masa en caldera, (Barbieri, y otros, 2019).

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = \sum_{j=1}^m \dot{m}_j \left( \frac{kg}{h}, \frac{kg}{s} \right) \quad \text{Ec. (5)}$$

$m_i$ : flujos másicos de los fluidos que ingresan a la caldera

$m_j$ : flujos másicos de los fluidos que salen de la caldera

El calor perdido por combustión incompleta, (Jiménez y Otros, 2018)

$$Q_2 = \dot{V}_{gr} * r_{CO} * PCI_{cble} \quad \text{Ec. (6)}$$

$\dot{V}_{gr}$ : Flujo de gases de chimenea, m<sup>3</sup>/s

$r_{CO}$ : m<sup>3</sup>CO/m<sup>3</sup> GC;  $PCI_{cble}$ .

P.C.I. del CO [KJ/Kg] = 12,720, kJ/Nm<sup>3</sup>

El flujo de gases de chimenea, (Jiménez y Otros, 2018)

$$\dot{V}_{gr} = \frac{\dot{m}_{gr}}{\bar{\rho}_{gr}} \quad \text{Ec. (7)}$$

$\dot{m}_{gr}$ : Flujo de gas de chimenea [Kg/s]

$\bar{\rho}_{gr}$ : Densidad del gas residual, kg/m<sup>3</sup>

La pérdida por inquemados por la acumulación de partículas de C, como hollín que no se quema, (Jiménez y Otros, 2018)

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_T} * 100\% \quad \text{Ec. (8)}$$

$Q_3$ : Calor perdido por inquemados [KW]

$Q_T$ : Calor total. [kW].

Calor perdido por hollín (Barbieri, y otros, 2019).

$$Q_3 = \dot{m}_{gr} * g_C * PCI_C \quad \text{Ec. (9)}$$

$\dot{m}_{gr}$ : Flujo de gas residual [Kg/s]

$g_C$ : Participación en masa del C en gases de combustión kgC/kg<sub>CC</sub>.

$PCI_C$ : P.C.I. del C, en kJ/kg

El calor perdido por purgas, (Barbieri, y otros, 2019).

$$Q_4 = \dot{m}_{purgas} * (h' - h_{ag}) \quad \text{Ec. (10)}$$

$\dot{m}_{purg}$ : caudal de purgado (Kg/s)

$h'$ : Entalpia unitaria de purga [kJ/kg]

$h_{agua}$ : Entalpia unitaria agua de alimentación a caldera [kJ/kg].

El caudal a ser purgado, se halla con (Barbieri, y otros, 2019).

$$\dot{m}_{purg} = \dot{m}_{vap_s} * \left( \frac{STD_{agua}}{SDT_{cald} - STD_{agua}} \right) \quad \text{Ec. (11)}$$

$\dot{m}_{vs}$ : Flujo de vapor [kg/s]

$STD_{agua}$ : Total de sólidos disueltos en agua a caldera [ppm],  $SDT_{Cald}$ [ppm].

$SDT_{Cald}$ : Total de sólidos disueltos permisibles la caldera [ppm].

$$Q_5 = \frac{S_b * h_{wb \rightarrow e} * (T_{wb} - T_e)}{1000} \quad \text{Ec. (12)}$$

$S_b$ : Área lateral externa del caldero [m<sup>2</sup>]

$h_{wb \rightarrow e}$ : Coeficiente de intercambio térmico por convección  $\left[ \frac{W}{m^2} * ^\circ C \right]$

$T_{wb}$ : Pared exterior del caldero [°C]

$T_e$  del medio ambiental [°C]

La pérdida térmica por convección se halla con (Jiménez y Otros, 2018)

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_T} * 100\% \quad \text{Ec. (13)}$$

$Q_5$ : Calor perdido por convección [KW]

$Q_T$ : Calor total, kw.

El calor perdido por convección, (Jiménez y Otros, 2018)

$$\text{Área externa del caldero: } S_b = \pi * D_{\text{exterior}} * L_c \quad \text{Ec. (14)}$$

$L_c$ : Longitud del caldero [m]

Coefficiente de convección natural pared exterior de caldera al medio exterior, (Barbieri, y otros, 2019).

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

$h_{wb \rightarrow e}$ : Coeficiente de IC por convección [W/m<sup>2</sup>°C]

$U_v$ : Velocidad del viento, m/s

La Pérdida térmica por radiación es el calor que toman las paredes del Hogar, restando el calor de gases calientes, (Jiménez y Otros, 2018)

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_T} * 100\% \quad \text{Ec. (16)}$$

$Q_6$ : Calor perdido por radiación [Kw]

$Q_T$ : Calor total [kW]

$$Q_6 = \frac{\epsilon_h * \sigma * S_h * (T_{hg}^4 - T_{p_{cc}}^4)}{1000} \quad \text{Ec. (17).}$$

$\epsilon_h$ : Coeficiente de emisividad térmica del material del hogar

$\sigma$ : Constante de S. Boltzmann,  $5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ ,

$S_h$ : Superficie lateral del hogar [m<sup>2</sup>]

$T_{hg}$ : Temperatura gases de combustión [°K]

$T_{p_{cc}}$ : Temperatura de pared interna del hogar [°K]

Calor total (Jiménez, y otros, 2016).

$$Q_T = Q_a + Q_f \quad (20) = (\dot{m}_a * h_a) + \dot{m}_f * (PCI + h_f) \quad \text{Ec. (18).}$$

$Q_a$ : Calor del aire [KW]

$Q_f$ : Calor en fuel [KW]

PCI, kJ/kg

$\dot{m}_a$  Caudal másico de aire kg/s

$\dot{m}_f = \dot{m}_c$  kg/s

ha = hf: entalpía del aire y del combustible, kJ/kg (Barbieri, y otros, 2019).

El diseño de un intercambiador de calor, depende de coeficientes de convección, hint y hext; el global, KG, la  $\Delta T_m$ , el calor útil y el área lateral de tubos, (Daza-Mafioli, y otros, 2019).

El Aislamiento térmico reduce las pérdidas térmicas al medio ambiente. (jirakulsomchok, y otros, 2020 pág. 62) Para un buen espesor de aislante térmico:

a): área lateral externa, (jirakulsomchok, y otros, 2020).

$$S_e = \pi * D_{ext} * L \quad \text{Ec. (19).}$$

$S_e$ : es el área externa [m<sup>2</sup>]

$D_{ext}$ : es el Dext [m]

L: es la Longitud [m],

b): calor perdido sin aislamiento térmico, (jirakulsomchok, y otros, 2020).

$$Q_{sin \text{ aisl}} = S_e * h_o * (T_p - T_0) \quad \text{Ec. (20)}$$

$Q_{sin \text{ aisl}}$ : Potencia térmica perdida sin aislante térmico [W]

$S_{ext}$ : Área externa lateral de caldera [m<sup>2</sup>]

$h_o$ : Coeficiente de convección natural pared externa a medio ambiente  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

$T_{pared}$ : Temperatura pared externa de caldera, sin aislante térmico [°C]

$T_\infty$ : Temperatura atmosférica [°C]

c): calor perdido con aislamiento térmico, (jirakulsomchok, y otros, 2020).

$$Q_{con \text{ aisl}} = Q_{s,a} * (1 - \eta_{aisl}) \quad \text{Ec. (21)}$$

$Q_{con \text{ aisl}}$ : Potencia térmica con aislamiento térmico [W]

$Q_{sin \text{ aisl}}$ : Potencia térmica sin aislamiento [W]

$\eta_{aisl}$ : Eficiencia del aislamiento térmico.

d): Dext del aislante térmico, (jirakulsomchok, y otros, 2020).

$$D_{e,a} = D_{ext} * e^{\frac{2\pi * K_{aisl} * L * (T_p - T_0)}{Q_{c,a}}} \quad \text{Ec. (22)}$$

$D_{e,a}$ : Dext del aislamiento térmico [m]

$K_{aisl}$ : Conductividad térmica del aislamiento térmico  $\left[ \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$

L: Longitud de la caldera [m]

$T_p$ : Temperatura de pared exterior con aislante térmico [°C]

$T_0$ : Temperatura atmosférica [°C]

$D_{ext}$ : Dext [m]

$Q_{c,a}$ : Potencia térmica con aislante térmico [W]. La conductividad térmica del aislante (Iahijani, y otros, 2018).

$$K_{\text{aislante-térmico}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m \quad \text{Ec. (23)}$$

$T_m$ : Temperatura del aislamiento térmico [°C]

Espesor del aislamiento térmico

$$\delta_a = \frac{D_{e,a} - D_{ext}}{2} \quad \text{Ec. (24)}$$

$\delta_a$ : Espesor del aislamiento térmico [m]

$D_{e,a}$ : Dext del aislante térmico [m]

$D_{ext}$ : Dext [m].

La mejora de recuperación de condensado para reducir aún más las pérdidas de vapor es mayor con trampas de balde invertido, con más eficiencia para vapor saturado de baja presión, en lavandería del hospital (Saénz, P. 2019, pág. 126)

La eficiencia térmica en calentador cerrado con alimentación de vapor y colectores solares aumenta en 3.5% (cabrera, P., 2019), es económicamente atractivo.

### III. METODOLOGÍA

#### 3.1. Tipo y diseño de investigación

##### Tipo de investigación

La presente investigación es del tipo aplicada pues busca aplicar las teorías, los conocimientos adquiridos, sobre gestión energética de sistemas a vapor saturado; a la vez de adquirir otros, luego de aplicar la práctica que se basa en la investigación tecnológica, solucionando problemas técnico-económicos.

##### Diseño de investigación

El diseño del estudio es no experimental, no se manipularán las variables del proceso, se observan los componentes de la realidad problemática. El investigador observa los hechos tal y como suceden en su ambiente natural. Se toman los datos de modo directo y se estudian (R. Cortez, 2013). Se observarán y determinarán los parámetros del sistema térmico a vapor; actual y proyectado.

#### 3.2. Variables y operacionalización

Con la ecuación del rendimiento térmico de una caldera de vapor saturado:

$$\eta_{cald} = \frac{Q_u(kW)}{Q_t(kW)} * 100 = \frac{m_{vapor} \left(\frac{kg}{s}\right) * (h_v - h_{ag}) \left(\frac{kJ}{kg}\right)}{m_{cble} \left(\frac{kg}{s}\right) * \left[PCI_{cble} \left(\frac{kJ}{kg}\right) + R_{ai-cble} \left(\frac{kg_{ai}}{kg_{cble}}\right) * h_{ai} \left(\frac{kJ}{kg}\right)\right]}$$

Y, con los resultados del diagnóstico energético en caldera, se definen las variables dependientes e independientes que inciden en su rendimiento térmico:

##### 3.2.1 Variable independiente

- **Temperatura del agua alimentación (°C)**

Llanes Cedeño, Edilberto Antonio; Sarria López, Bienvenido; López Bastida, Eduardo (2018) En su trabajo realizaron un estudio sobre el funcionamiento de caldera pirotubular. Se evaluó el comportamiento para las temperaturas del agua a calderas de 27, 60 y 76 °C; con el Principio I y II de la Termodinámica, para calcular el volumen de gas producido durante la combustión. Podemos ver que a 76 °C disminuye el consumo de combustible y el volumen de gas de combustión, aumentando el rendimiento del caldero.

##### Flujo de vapor saturado (kg/h)

Es el caudal de vapor generado en caldera en la unidad de tiempo, a presiones y temperaturas en las cuales el vapor y el agua coexisten juntos, lo que ocurre cuando el rango de vaporización del agua es igual al de condensación (TLV, 2020).

Pérez, Walter & Lorenzo Moisés, 2019). En su tesis expresan la importancia del balance de masa y energía, el ahorro y costos de producción de vapor saturado y la mejora de la planta de vapor del hospital, y ver la disponibilidad de la capacidad de la planta de vapor y su mejoramiento. Recomienda aplicar mantenimiento preventivo a las líneas de vapor y condensado, instalar instrumentos de medida, de temperatura del agua y de presión del vapor. Además, implementar una base de datos de consumo, de la unidad de la generación de vapor.

- **Temperatura del aire combustión.**

Es el calor contenido en la masa de aire que se utiliza en la combustión de un combustible, puede ser en condiciones medio ambientales o con precalentamiento (M. Golato, G. Aso, D. Paz y G. Cárdenas; 2021).

Z. Sánchez, H. García, O. Mendieta (2020) en su investigación estudiaron la influencia del contenido de humedad y el precalentamiento del aire primario sobre la temperatura, la composición del gas y la tasa de combustión, con diseño experimental factorial mixto 3 x 2. Se demostró que el aumento en la humedad del combustible reduce la tasa de combustión y la conversión de C a CO<sub>2</sub>, y el rendimiento del proceso. Al precalentar el aire desde 50 °C hasta 120 °C, la combustión aumentó en 1.20 %

### **3.2.2 Variable dependiente**

- **Eficiencia térmica de la Caldera de vapor saturado(%)**

Es la relación entre la energía útil y la energía total suministrada, es la relación entre la energía aportada al sistema por parte del combustible y la energía extraída del mismo en forma de vapor (Sincal, 2019).

Ing. R. Jiménez, Ing. J. Madrigal, Dr. M Lapidó, Ing. D. Vidal (2020) En su trabajo exponen un método para evaluar la eficiencia energética de una caldera. Describen las pérdidas térmicas en caldera y sus valores. Con equipos como cámara termo gráfica, flujómetro ultrasónico y analizador de gases de combustión determinaron el rendimiento energético con métodos convencionales directo e indirecto.

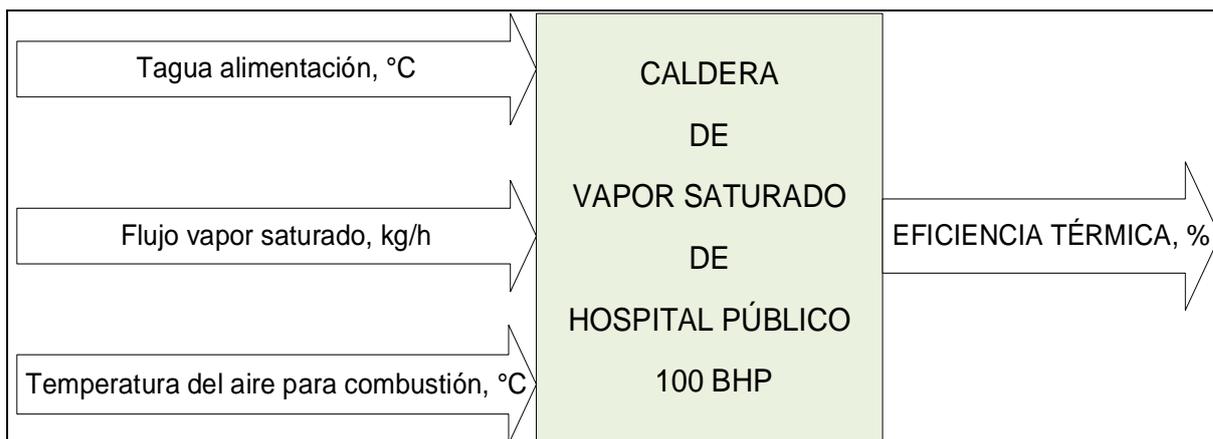


Figura 2. Resumen de variables independiente y dependiente que inciden en el rendimiento térmico.

### 3.3. Población, muestra, unidad de análisis

#### 3.3.1 Población

Compuesto por el conjunto de sistemas de vapor saturado de Hospitales del Ministerio de Salud Departamento La Libertad.

#### 3.3.2 muestra

Sistema de vapor saturado del hospital público de la libertad.

### 3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Tabla 1: Técnicas e instrumentos de toma de datos.

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
<b>Observación</b>	Hoja Excel para toma de datos	Sistema de vapor saturado del hospital público de La Libertad.	Conocer el sistema de producción, transporte y uso del vapor saturado, determinar los parámetros e indicadores de proceso.
<b>Entrevistas</b>	Hoja registro de entrevista	Trabajadores de equipos de vapor.	Conocer los métodos de operación y de mantenimiento, las características de los equipos a vapor.
	Hojas	Personal ejecutivo	Conocer prioridades de

<b>Encuestas</b>	de encuestas	del hospital público de La Libertad.	tecnologías, capacidad, rendimientos y costos de procesos de vapor.
<b>Mediciones</b>	Instrumentos industriales de medición de variables de proceso	Equipos de vapor.	Hallar valores de parámetros del proceso de vapor, y realizar el balance de masa y energía.
<b>Análisis registro de datos</b>	Hoja de Registro de datos de procesos	Sistema producción de vapor en sistema térmico del hospital público de La Libertad.	Determinar frecuencia y tipo de mantenimiento, fallas, variación de parámetros de proceso, costeando la producción de vapor saturado.

Elaboración propia.

### 3.5. Procedimientos

Se tomarán los valores de los parámetros de trabajo del caldero de vapor saturado, con las fichas de registro de datos: el caudal de vapor, en kg/h; la presión del vapor generado, en bar, la temperatura de combustible, en °C; los ppm de sólidos disueltos de purgas y del agua de alimentación; temperaturas: de gases de chimenea, °C, el valor del combustible, en soles; del agua a caldera, °C; del aire de combustión, °C; el gasto diario de combustible, galones/día.

Con los flujos máxicos y térmicos de la caldera pirotubular, hallarán las pérdidas térmicas en equipos y las eficiencias energéticas actuales, tomando las entalpías unitarias de todos los fluidos, determinando el flujo máxico de gases residuales evacuado por la caldera. Se determinará, también; el costo unitario de producción de vapor, soles/Ton.

Con el diagnóstico de la auditoría energética se determina el plan de mejoras a ser aplicadas, dando prioridad a las de mayor beneficio económico y de menor inversión, se halla el costo nuevo de producción de vapor, para determinar beneficios y, a continuación, el análisis económico financiero.

Al final, se analiza el impacto al medio ambiente, en base a balances estequiométricos de combustión del fuel, por la reducción de gases residuales a la

atmósfera, por reducción del consumo de fuel por aumento de rendimiento.

### **3.6. Método de análisis de datos**

Se realizarán análisis de tipo descriptivo y también analítico del sistema térmico de producción, transporte y utilización de vapor, hallando la capacidad y calidad del vapor generado en caldera; empleando las fórmulas específicas para hallar la capacidad, eficiencias y costos de operación de cada subsistema térmico;

Se utilizarán, para tener mayor precisión, y cuando sea posible: valores de los parámetros de proceso en promedio ponderado.

### **3.7. Aspectos éticos**

En la presente investigación la institución no será mencionada por motivos de privacidad de datos proporcionados al investigador.

Todos los datos tomados y medidos, el modo de procesarlos, la elaboración y presentación del estudio son realizadas por el autor del trabajo de investigación con datos fidedignos.

## **IV. RESULTADOS**

#### 4.1. Objetivo (1) determinar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado.

##### 4.1.1 Balance de masa y energía en sistema de generación de vapor

##### 4.1.1.1 Toma de datos del proceso de generación de vapor

##### a) Mediciones de la presión manométrica del vapor (en bar):

Se hicieron 10 lecturas del manómetro del vapor generado en caldera, con intervalos de cinco minutos por lectura:

Presión manométrica vapor:

Tabla 2: Lista de lecturas manométricas del vapor de la caldera.

Lecturas en Bar cada 5 minutos (10:15am a 11:00am)									
10:15	10:20	10:25	10:30	10:35	10:40	10:45	10:50	10:55	11:00
6.1	6.1	6	6.15	6.20	6	6.1	6.2	6	6

Elaboración propia.

Presión manométrica media del vapor generado:

$$p_v = \frac{6.1 + 6.1 + 6 + 6.15 + 6.20 + 6 + 6.1 + 6.2 + 6 + 6}{10} = 6.085 \text{ bar}$$

Resulta que la presión promedio absoluta del vapor generado, es 7.085 bar.

Siendo vapor saturado, con ayuda del software Steamtab, se determina los parámetros térmicos del vapor a 7.085 bar:

- Temperatura: 165.434 °C
- Densidad = 3.70817 kg/m<sup>3</sup>
- Entalpía específica: 2,763.26 kJ/kg

##### b) Mediciones de la temperatura del agua a caldera:

Se hicieron 10 lecturas del termómetro que mide la temperatura del agua en el tanque de agua de alimentación a la caldera:

Tabla 3: Lista de lecturas de temperatura del agua en el tanque de alimentación a la caldera.

Tagua °C									
59.5	59.2	60	59.20	59.4	61.20	60	60.5	61.20	59.80

Elaboración propia.

$$\bar{T}_{\text{agua-caldera}} = \frac{59.5+59.2+60+59.20+59.4+61.20+60+60.5+61.20+59.80}{10} = 60^{\circ}\text{C}$$

Resulta que la temperatura promedio del agua a caldera Intensa es 60°C.

Siendo agua caliente, con ayuda del software Steamtab, se determina los parámetros térmicos y físicos del agua a caldera, a 60 °C:

- Densidad = 983.16 kg/m<sup>3</sup>
- Entalpía específica: 251.18 kJ/kg

**c) Mediciones de la temperatura del gas de chimenea de caldera Intesa:**

Se hicieron 10 lecturas con el termómetro para ver la temperatura de gas de chimenea

Tabla 4: Lecturas de mediciones de la temperatura del gas de chimenea de la caldera.

T <sub>gas-chimenea</sub> °C									
212	210	220	215	212	212	216	218	216	210

Elaboración propia.

$$\begin{aligned} \bar{T}_{\text{gas-chimenea}} &= \frac{212 + 210 + 220 + 215 + 212 + 212 + 216 + 218 + 216 + 210}{10} \\ &= 214.10^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Siendo gas caliente residual de combustión, con ayuda de tabla se determina los parámetros térmicos y físicos del gas de chimenea, a 214.10 °C:

- Densidad = 0.75 kg/m<sup>3</sup>
- Entalpía específica: 234.85 kJ/kg
- Calor específico: 1.097 kJ/(kg\*K)
- 

**d) Temperatura del aire para combustión:**

La caldera utiliza aire del medio ambiente, atmosférico, no es precalentado.

Tabla 5: Temperatura del aire para la combustión no precalentado.

T <sub>aire</sub> °C									
20	18.5	16	22	20.5	18	17	19	23	24

Elaboración propia.

$$\bar{T}_{\text{aire-combustión}} = \frac{20 + 18.5 + 16 + 22 + 20.5 + 18 + 17 + 19 + 23 + 24}{10} = 19.80^{\circ}\text{C}$$

Propiedades termofísicas del aire para combustión, caldera Intensa.

- Densidad del aire para combustión: 1.206 kg/m<sup>3</sup>
- Calor específico del aire para combustión: 1.005 kJ/(kg\*K)
- Entalpía específica del aire para combustión: 23.88 kJ/kg

#### e) Mediciones del consumo de combustible quemado en caldera Intesa:

Con datos del Hospital, se anotaron los consumos diarios de petróleo Diesel2

Se tomó datos de 10 días de consumo:

Tabla 7: Mediciones del consumo de combustible quemado en la caldera

VDiesel (Galones USA/día)									
202	196	198	206	210	195	198.5	200.5	196	201

Elaboración propia.

$$V_{\text{Cble}(D_2)} = \frac{202 + 196 + 198 + 206 + 210 + 195 + 198.5 + 200.5 + 196 + 201}{10}$$

$$= 200.30 \frac{\text{Gal}}{\text{día}}$$

#### 4.1.2 Balance de masa (Flujos máxicos) en caldera Intensa

Se realiza el balance de masa de la caldera, con los valores promedio determinados, de sus parámetros de operación.

La masa de cada fluido que ingresa o sale de la caldera se mide en kg, y los flujos máxicos en kg/s, de tal manera de determinar los flujos térmicos que ingresan o salen de la caldera, en kw (kJ/s).

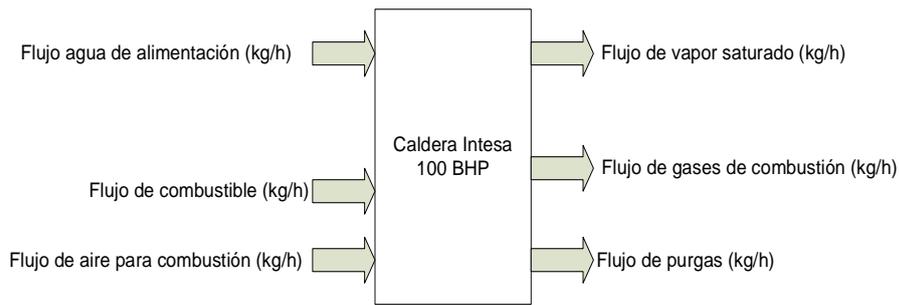


Figura 3: Esquema del balance de masa en caldera Intesa (en kg/h)

Para el balance de masa en caldera, se aplica la ley de conservación de energía, y la ley de continuidad de la masa: la sumatoria de los flujos másicos que ingresan es igual a la sumatoria de flujos másicos que abandonan el sistema abierto (caldera).

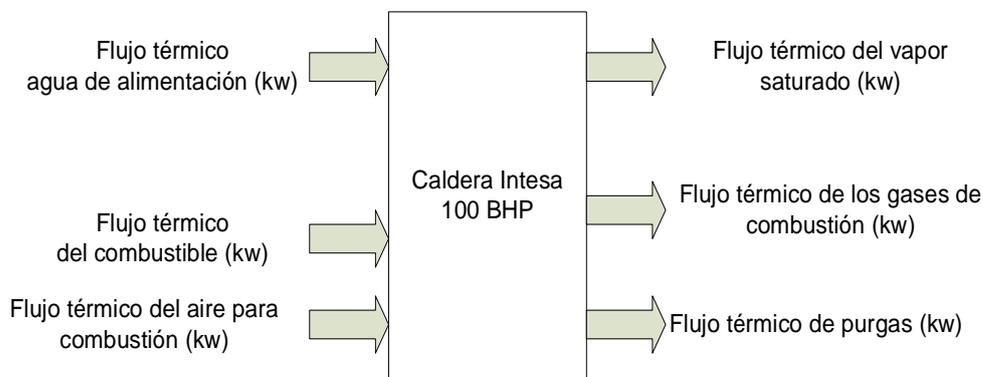


Figura 4: Esquema del balance de energía térmica en caldera Intesa (en kw).

#### 4.1.1.2 Flujo másico y térmico del combustible:

##### Flujo másico del combustible

La caldera Intensa consumo un promedio de 200.30 Gal/día de petróleo Diesel 2, en un lapso de 22 horas (dos horas queda fuera de servicio, por limpiezas).

Resulta, el flujo volumétrico promedio horario del consumo de combustible en la caldera Intensa:

$$\dot{V}_{D2} = \frac{V_{D2}(Gal)}{T(h)} = \frac{200.30}{22} = 9.104 \frac{Gal}{h} = 2.53 * 10^{-3} \frac{Gal}{s}$$

Se convierte el flujo volumétrico a flujo másico:

Densidad del petróleo Diesel 2: 3.664 kg/galón

Entonces:

$$\dot{m}_{D2} = \dot{V}_{D2} \left( \frac{Gal}{s} \right) * \rho_{D2} \left( \frac{kg}{Gal} \right) = 2.53 * 10^{-3} \frac{Gal}{s} * 3.664 \frac{kg}{Gal} = 9.27 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

## Flujo energético del combustible, QD2

Es la energía térmica contenida en el combustible que ingresa a la caldera.

$$\dot{Q}_{D2} = \dot{m}_{D2} \left( \frac{kg}{s} \right) * PCI_{D2} \left( \frac{kJ}{kg} \right)$$

Siendo:

PCI: Poder calorífico Inferior del petróleo Diesel nr.2 = 9550 kcal/kg.

1 kcal = 4.186 kJoule.

Resulta el PCI del combustible, en kJ/kg:

PCI D2 (kJ/kg) = 9550 kcal/kg \* 4.186 kJ/kcal = 39,976.30 kJ/kg.

Reemplazamos en la ecuación (5)

$$\dot{Q}_{D2} = \dot{m}_{D2} \left( \frac{kg}{s} \right) * PCI_{D2} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 9.27 * 10^{-3} \frac{kg}{s} * 39,976.30 \frac{kJ}{kg} = 370.58 \frac{kJ}{s} (kw)$$

## Flujo másico del agua de alimentación:

### De mediciones indirectas en tanque de agua de alimentación a caldera:

395 litros agua /h = 0.395 m3 agua/h

Siendo agua de 25°C, su densidad es de 995 kg/m3

Resulta, el flujo másico de agua de alimentación a caldera:

Magua\_caldera = Vagua\_caldera (m3/h) \* Densidad (kg/m3).

Magua\_caldera = 0.395 m3/h \* 995 kg/m3 = 393 kg/h.

Teniendo en cuenta la ley de conservación de la masa, el flujo de agua a caldera es igual al flujo de vapor generado, entonces:

Flujo promedio de vapor generado en caldera: 393 kg/h = 0.1092 kg/s

Flujo nominal de vapor de caldera Intensa.

BHP de caldera Intensa: 100

Flujo nominal de caldera Intensa:

$$m_v \left[ \frac{kg}{h} \right] = Nr. BHP * M_{unit} \left( \frac{15.56 kg/h}{BHP} \right)$$

$$\rightarrow m_v \left[ \frac{kg}{h} \right] = 100 BHP * 15.56 \frac{kg/h}{BHP} = 1,556 \frac{kg}{h}$$

### Cálculo de carga de operación de caldera:

$$Carga\_caldera[\%] = \frac{m_{v\_operación}(kg/h)}{m_{v-n}(kg/h)} * 100$$

$$\rightarrow Carga\_caldera[\%] = \frac{393(kg/h)}{1,556(kg/h)} * 100 = \mathbf{0.25\%}$$

Resulta que, de las mediciones realizadas, se concluye que la caldera Intesa, de 100 BHP opera a 25% de carga, bajo.

#### 4.1.2 Rendimiento energético de caldera Intesa por el método directo

Se utilizará la ecuación del calor útil entre el calor total, conociendo que el calor útil es el calor que se toma del gas de combustión y pasa al agua de alimentación para ser transformada en vapor, y el calor total es la suma del calor contenido en el combustible y el calor contenido en el aire para combustión.

##### 4.1.2.1 Relaciones de aire combustible

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}}$$

Siendo:

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible = 39,976.30 kJ/kg

h<sub>GC</sub>: entalpía del gas caliente en caldera =

822 °C \* 1.027 kJ/ (kg\*°C) = 1044.31 kJ/kg

h<sub>aire</sub>: entalpía del aire a caldera = 23.88 kJ/kg

Resulta:

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}} = \frac{39,976.30 - 1,044.31}{1,044.31 - 23.88} = \mathbf{38.152 \frac{kg\_aire}{kg\_cble}}$$

##### a) Flujo másico de aire para combustión.

m<sub>aire</sub> = R<sub>aire\_cble</sub>(k<sub>g</sub>aire/kgcble) \* m<sub>Cble</sub>(kg/h)

Reemplazando:

m<sub>aire</sub> = 38.152 k<sub>g</sub>aire/kgcble \* 33.372(kg cble/h) = **1,273.21 kg/h**

##### b) Flujo másico de gases de combustión.

m<sub>gc</sub> = (1 + R<sub>aire\_cble</sub>) (k<sub>g</sub>gc/k<sub>g</sub>cble) \* m<sub>Cble</sub>(kg/h)

Reemplazando:

m<sub>gc</sub> = (1 + 38.152) k<sub>g</sub>c/k<sub>g</sub>cble \* 33.372(kg cble/h) = **1,306.58 kg/h**

Rendimiento térmico de la caldera Intesa con el método directo:

Se utiliza la ecuación respectiva:

$$\eta_{cald} = \frac{Q_u(kW)}{Q_t(kW)} * 100 = \frac{m_{vapor} \left(\frac{kg}{s}\right) * (h_v - h_{ag}) \left(\frac{kJ}{kg}\right)}{m_{cble} \left(\frac{kg}{s}\right) * \left[ PCI_{cble} \left(\frac{kJ}{kg}\right) + R_{ai-cble} \left(\frac{kg_{ai}}{kg_{cble}}\right) * h_{ai} \left(\frac{kJ}{kg}\right) \right]}$$

$$\rightarrow \eta_{cald} = \frac{0.1092 \left(\frac{kg}{s}\right) * (2,763.26 - 251.18) \left(\frac{kJ}{kg}\right)}{9.2 * 10^{-3} \left(\frac{kg}{s}\right) * \left[ 39,976.30 \left(\frac{kJ}{kg}\right) + 38.152 \left(\frac{kg_{ai}}{kg_{cble}}\right) * 23.88 \left(\frac{kJ}{kg}\right) \right]} * 100$$

$$=$$

$$= 72.92\%$$

#### 4.1.3. Cálculo del rendimiento de caldera por el método indirecto

Se determinan las pérdidas diversas en caldera, de acuerdo a la norma técnica peruana para este caso:

##### 4.1.3.1. Pérdida por gases residuales.

- Flujo másico de gases residuales: 0.363 Kg/s,
- Temperatura de gases residuales: 240°C
- Entalpía del gas residual, de tablas: 234.85 kJ/kg
- Temperatura ambiental: 20°C.
- Entalpía del gas a condiciones ambientales:  $h_{gr0} = 21.36$  kJ/kg

Reemplazamos en la ecuación (6)

$$Q_1 = Q_{p-gr} = 0.363 \frac{Kg}{s} * (234.85 - 21.36) \frac{kJ}{kg} = 77.49 \text{ kW}$$

Porcentaje perdido en gases residuales:

Reemplazamos en la ecuación (2)

$$q_1 = \frac{77.49 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = 20.91\%$$

##### 4.1.3.2. Pérdida de calor por combustión incompleta.

Durante la combustión incompleta se produce monóxido de carbono.

- Densidad en los gases:  $0.75 \text{ Kg/m}^3$
- Flujo másico de gases residuales:  $0.363 \text{ Kg/s}$ .

Flujo volumétrico de los gases residuales.

Reemplazamos en la ecuación (7):

$$\dot{V}_{wg} = \frac{0.363 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{0.75 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0.484 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Participación volumétrica del monóxido de carbono de  $0.052\%$ .
- Poder Calorífico Inferior del Monóxido de Carbono:  $12,720 \text{ KJ/m}^3$ .

Reemplazamos en la ecuación (7):

$$Q_2 = Q_{p-\text{CO}} = 0.484 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{0.0522}{100} * 12720 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3} = 3.21 \text{ kW}$$

Porcentaje perdido en combustión incompleta, reemplazamos en la ecuación (6):

$$q_2 = \frac{3.21 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = \mathbf{0.87\%}$$

#### 4.1.3.3. Pérdida de calor por Hollín, Q3.

Se refiere a la pérdida de calor por carbono que no reacciona.

- Flujo másico de gases residuales  $0.363 \text{ Kg/s}$ ,
- Participación másica de carbono, gc:  $0.025\%$  (del análisis de gases)
- Poder Calorífico Inferior del Carbono:  $32,714.7 \text{ KJ/Kg}$ .

Despejamos la ecuación (8):

$$Q_3 = Q_{p-\text{C}} = 0.363 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \frac{0.025}{100} * 32,714.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 2.97 \text{ kW}$$

Pérdida porcentual de calor por inquemados  $q_3 = \frac{2.97 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = \mathbf{0.801\%}$

#### 4.1.3.4. Pérdida de calor por purgas en caldera

- Flujo másico de purgas:  $0.005834 \text{ Kg/s} = 21 \text{ kg/h}$
- Entalpia de líquido saturado en las purgas,  $h_p = h' = 699.127 \text{ KJ/Kg}$
- Entalpia del agua de reposición a  $20^\circ\text{C}$ :  $h_{\text{agua-repos}} = 83.91 \text{ KJ/Kg}$ .

$$Q_4 = Q_{p-\text{purgas}} = 0.005834 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left( 699.127 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 83.91 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = 3.53 \text{ kW}$$

Reemplazamos en la ecuación (10):

Pérdida porcentual de calor por purgas:  $q_4 = \frac{3.53 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = \mathbf{0.95 \%}$

#### 4.1.3.5. Pérdida de calor por convección de pared de caldera.

Para evaluar las pérdidas por convección en calderas pirotubulares, se determina la superficie lateral del caldero y el coeficiente de transferencia de calor por convección pared de caldera al medio ambiente.

Datos para calcular superficie lateral de caldera:

- Diámetro exterior: 2.32 m
- Longitud de caldera: 4.34 m

$$S_b = \pi * 2.10 \text{ m} * 4 \text{ m} = 26.39 \text{ m}^2$$

Se encuentra el coeficiente de transferencia de calor alrededor de la pared, la velocidad del aire que afecta la pared de la caldera es 2.30 m/s, para evaluar la pérdida por convección en una caldera pirotubular, reemplazamos en la ecuación (15):

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{2.30} = 22.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Potencia térmica perdida por convección, reemplazamos en la ecuación (12):

- Temperatura de pared exterior del caldero es 43°C
- Temperatura ambiental promedio de la zona de 20°C.

$$Q_5 = Q_{p-h} = \frac{26.39 \text{ m}^2 * 22.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * (43 - 20)^\circ\text{C}}{1000} = 13.44 \text{ kW}$$

Pérdida porcentual de calor por convección en pared externa de caldera:

Reemplazamos en la ecuación (13):

$$\text{Pérdida porcentual de calor por convección: } q_5 = \frac{13.44 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = \mathbf{3.63\%}$$

#### 4.2.3.6. Pérdida de calor por radiación en el Hogar de Caldera, Q6

Para hallar la pérdida por radiación, se debe determinar:

- La temperatura por gases calientes y
- Temperatura pared de hogar.

**Datos:**

- Temperatura de gases calientes, ecuación (30): 822 °C

- Calor total de combustión: 370.58 kW,
- Flujo másico de gases residuales: 0.363Kg/s,
- Calor específico promedio en cámaras de combustión: 1.32 KJ/Kg.

Y la temperatura del hogar.

Reemplazamos en la ecuación (16):

$$T_h = 822^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C} = 817^\circ\text{C} = 1090.15^\circ\text{K}$$

- Emisividad del material del hogar con ladrillo refractario: 0.63,
- Diámetro del hogar de la caldera: 1.20m
- Longitud: 2.75 m
- Superficie lateral del hogar:  $\pi \times 1.20 \times 2.75 = 10.37 \text{ m}^2$ ,

Reemplazamos en la ecuación (17):

$$Q_6 = Q_{p-R} = \frac{0.63 * 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} * 10.37 \text{m}^2 * (1095.15^4 - 1090.15^4)^\circ\text{K}^4}{1000}$$

$$= 9.67 \text{ kW}$$

$$\text{Pérdida porcentual de calor por radiación: } q_6 = \frac{9.67 \text{ kW}}{370.58 \text{ kW}} * 100 = \mathbf{2.61 \%}$$

Resumen de pérdidas porcentuales de calor en caldera (%):

Tabla 5: Perdidas porcentuales del calor de la caldera por radiación

q <sub>1</sub>	20.91%
q <sub>2</sub>	0.87%
q <sub>3</sub>	0.80%
q <sub>4</sub>	0.95%
q <sub>5</sub>	3.63%
q <sub>6</sub>	2.61%

Elaboración propia.

Total, pérdidas porcentuales de calor en caldera: 29.771 %

Resulta el rendimiento térmico de la caldera por el método indirecto:

Reemplazamos en la ecuación (1):

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - \sum q_i = 100 - 29.771 = \mathbf{70.23\%}$$

En relación con el método directo, existe una diferencia en la determinación del rendimiento del orden de:  $72.92 - 70.23 = 2.69 \%$

#### 4.1.4. Diagrama de Sankey de energía en caldera Intesa

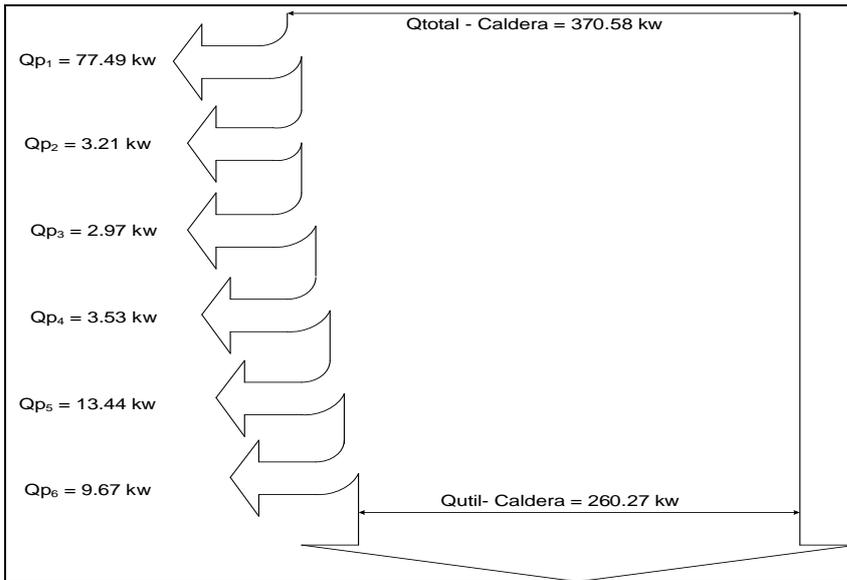


Figura 5: Diagrama Sankey balance de energía en caldera Intesa.

#### 4.2. Objetivo (2) determinar mejoras energéticas para incrementar el rendimiento térmico de la planta de generación de vapor saturado.

##### 4.1.1 Cálculo de reducción de pérdidas de calor en caldera con aplicación de mejoras.

##### 4.1.1.1 Reducciones de pérdidas de calor por combustión incompleta, $Q_{p2}$ .

##### Medida a aplicar.

Ajuste de quemador, para mantener constante la relación de aire combustible.

Densidad de gases de combustión:  $0.75 \text{ Kg/m}^3$

Flujo volumétrico de gases residuales:  $0.484 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Participación volumétrica actual del CO en gases residuales: 0.04%.

Participación volumétrica actual del CO en gases residuales: 0.02%.

PCI, poder calorífico inferior del CO:  $12,720 \text{ KJ/m}^3$ .

Pérdida de calor en caldera, con mejora:

$$Q_{p2} = 0.484 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 0.0002 * 12,720 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3} = 1.23 \text{ kw}$$

Reducción de la pérdida de calor por combustión incompleta será:

$$3.53 - 1.23 = 2.30 \text{ kw}$$

#### 4.1.1.2 Reducción de pérdida de calor por purgas en caldera (recuperación de vapor flash).

Medida a aplicar: Instalación de tanque de recuperación del vapor flash, que se produce al tomar contacto el líquido saturado de purga, a 162°C y 6 bar; con la atmósfera a 20°C y 1 bar.

- Flujo de purgas: 0.0053 Kg/s,
- Entalpia de líquido saturado: 697 KJ/Kg
- Entalpia de líquido saturado del agua de alimentación: 83.91 KJ/Kg.

#### Flujo másico de vapor flash a obtener de purgas de caldera

Presión de evacuación de purgas de la caldera: 7 bar absolutos

Entalpia de líquido saturado: 697 KJ/Kg

Presión del vapor flash: 1 bar absoluto

Entalpia de líquido saturado 417.5 kJ/Kg y

Entalpia de vapor flash: 2,675.5 kJ/Kg.:

$$m_{\text{vapor-flash}} = m_{\text{purga}} * \left[ \frac{h_{\text{purgas}} - h'_{BP}}{h_{\text{vapor-flash}} - h'_{BP}} \right]$$
$$m_{\text{vapor-flash}} = 0.00583 * \left[ \frac{697 - 417.5}{2675.4 - 417.5} \right] = 0.0007217 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor contenido en el vapor flash, que se recupera:

$$Q_{\text{vapor flash-recupera}} = 0.0007217 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2,675.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \mathbf{1.93 \text{ kw}}$$

#### 4.1.1.3 Reducción de pérdidas de calor por convección.

Se instala una capa de aislante térmico de lana de vidrio, con espesor de 1"

- Diámetro exterior de caldera, con aislamiento térmico adicional: 2.47 m
- Longitud de caldera: 3.40 m

Superficie lateral de caldera, con aislamiento térmico adicional:

$$S_{L-\text{Cald}} = 26.39 \text{ m}^2$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección desde pared de caldera al medio ambiente:  $22.15 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

- Temperatura de pared de caldera, sin aislante adicional:  $43 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura pared exterior de caldera, con espesor de aislamiento térmico adicional:  $30^\circ\text{C}$ ,
- Temperatura ambiental promedio en sala de calderas:  $20^\circ\text{C}$ .

$$Q_{p5} = \frac{22.39 \text{ m}^2 * 22.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} * (30 - 20)^\circ\text{C}}{1000} = 4.96 \text{ kw}$$

Resulta, reducción de pérdida de calor por convección en la caldera:

$$= 13.44 - 4.96 = 8.48 \text{ kw}$$

#### **4.1.1.4 Reducción de pérdidas en gases residuales (aumento de la temperatura del aire para combustión).**

Se realizará mediante un calentador tubular que utilizará los gases residuales de chimenea, tomando parte de su calor, con lo cual se incrementa la temperatura y entalpía del aire para combustión, lo cual trae como consecuencia la reducción del consumo de combustible, pues la cámara de combustión no puede sobrepasar una determinada temperatura, de  $822^\circ\text{C}$ , que es con la cual opera.

Calor útil del precalentamiento del aire para combustión, es igual a la potencia térmica del precalentador de aire.

Se tiene:

$$Q_{\text{util-p-aire}} = m_{\text{aire}} (\text{kg/s}) * (h_{\text{ai2}} - h_{\text{ai1}})$$

$m_{\text{aire}} (\text{kg/s})$

$h_{\text{ai1}}$  = entalpía del aire inicial,  $\text{kJ/kg}$

$h_{\text{ai2}}$  = entalpía final del aire,  $\text{kJ/kg}$

$$Q_{\text{total-p-aire}} = m_{\text{gr}} (\text{kg/s}) * (h_{\text{gr1}} - h_{\text{gr2}})$$

$m_{\text{gr}} (\text{kg/s})$

$h_{\text{gr1}}$  = entalpía del aire inicial,  $\text{kJ/kg}$

$h_{\text{gr2}}$  = entalpía final del aire,  $\text{kJ/kg}$

$\eta_{\text{p-aire}}$  = eficiencia del precalentador de aire.

Se tiene, entonces, del balance de energía en el precalentador de aire:

$$\dot{m}_{\text{aire}}(h_{\text{ai}2}-h_{\text{ai}1}) = \dot{m}_{\text{gr}}(h_{\text{gr}1}-h_{\text{gr}2}) \cdot \eta_{\text{p-aire}} \text{ (kw)}.$$

Se considera el caso de aislamiento térmico con lana de vidrio, una eficiencia de **95** y la temperatura final del gas residual: **150 °C** →  $h_{\text{ai}2} = 160.14 \text{ kJ/kg}$ , para no alcanzar la temperatura de rocío, es decir, de condensación, de los gases residuales a baja presión, que es de 136...140 °C en función del contenido de vapor de agua.

Datos del aire:

Flujo de aire: 0.35 kg/s

Entalpía inicial del aire  $h_{\text{ai}1} = 24.10 \text{ kJ/kg}$

Entalpía final del aire,  $h_{\text{ai}2}$ : ?

Del gas residual:

Flujo másico = 0.3592 kg/s

Entalpía inicial del gas residual,  $h_{\text{gr}1} = 234.85 \text{ kJ/kg}$

Entalpía final del gas residual,  $h_{\text{gr}2} = 160.14 \text{ kJ/kg}$

Eficiencia del precalentador de aire: 95%

Despejando de la ecuación del balance de energía:

$$\dot{m}_{\text{aire}}(h_{\text{ai}2}-h_{\text{ai}1}) = \dot{m}_{\text{gr}}(h_{\text{gr}1}-h_{\text{gr}2}) \cdot \eta_{\text{p-aire}} \text{ (kw)}.$$

$$h_{\text{ai}2} = (\dot{m}_{\text{gr}}(h_{\text{gr}1}-h_{\text{gr}2}) \cdot \eta_{\text{p-aire}} \text{ (kw)}) / \dot{m}_{\text{aire}} + h_{\text{ai}1}$$

Y reemplazando, se tiene:

$$h_{\text{ai}2} = (0.3592 \text{ kg/s} * (234.85-160.14) * 0.95) / 0.35 + 24.10 = 96.94 \text{ kJ/kg}$$

Con lo cual se calcula el calor útil que se gana con el precalentador de aire:

$$Q_{\text{u-p-aire}} = 0.35 \text{ kg/s} * (96.94-24.10) \text{ kJ/kg} = \mathbf{25.494 \text{ kw}}$$

Esta sería, también la reducción de la pérdida de calor en los gases residuales de combustión.

#### **4.3. Objetivo (3) estimar el rendimiento de la planta de generación de vapor saturado con la implementación de las estrategias de plan de mejoras energéticas.**

Se tiene:

Calor útil de la caldera: 274.32 kw

Calor perdido sin mejoras: 110.31 kw

Rendimiento inicial de caldera, sin mejoras energéticas: 72.92 %

**Reducción de pérdidas de calor en caldera, con mejoras energéticas:**

- Por reducción de pérdidas en combustión incompleta: 2.30 kw
- Por reducción de pérdidas en purgas (calentamiento del agua de alimentación a caldera): 1.93 kw
- Por reducción de pérdidas por convección en caldera (reducción del flujo de vapor): 8.48 kw
- Por reducción de pérdidas en gases residuales (calentamiento del aire):

25.49 kw

- Reducción total de pérdida de calor en caldera, con mejoras energéticas:

$$\Delta Q_p = 2.30 + 1.93 + 8.48 + 25.48 = 38.19 \text{ kw}$$

Entonces, el calor perdido en calderas, con mejoras energéticas será:

$$Q_{p2}\text{-caldera} = Q_{p1} - \Delta Q_p = 110.31 - 38.19 = 72.12 \text{ kw}$$

Resulta el nuevo calor total de la caldera, con mejoras energéticas:

$$Q_{t2} = Q_{u\text{-caldera}} + Q_{p2} = 274.32 + 72.12 = 346.44 \text{ kw}$$

Resultando el nuevo rendimiento térmico de la caldera Intesa, de 100 BHP:

$$\eta_{2\text{-caldera}} = [Q_u \text{ (kw)} / Q_{t2} \text{ (kw)}] * 100$$

$$\rightarrow \eta_{2\text{-caldera}} = [274.32 \text{ (kw)} / 346.44 \text{ (kw)}] * 100 = 79.18\%$$

Cálculo del nuevo consumo de combustible con mejoras energéticas:

$$m_{cble2} \left( \frac{kg}{s} \right) = \frac{0.1092 \left( \frac{kg}{s} \right) * (2,763.26 - 251.18) \left( \frac{kJ}{kg} \right)}{* \left[ 39,976.30 \left( \frac{kJ}{kg} \right) + 38.152 \left( \frac{kg_{ai}}{kg_{cble}} \right) * 96.94 \left( \frac{kJ}{kg} \right) \right] * 0.7918} =$$
$$= 0.00793 \text{ kg/s} = 28.55 \frac{kg}{h}$$

Siendo el consumo inicial de combustible, sin mejoras energéticas de:

33.12 kg/h

Resulta el ahorro de combustible por aplicar mejoras energéticas:

$$\Delta m_{cble} = m_{cble1} - m_{cble2} = 33.12 - 28.55 = 4.57 \text{ kg/h}$$

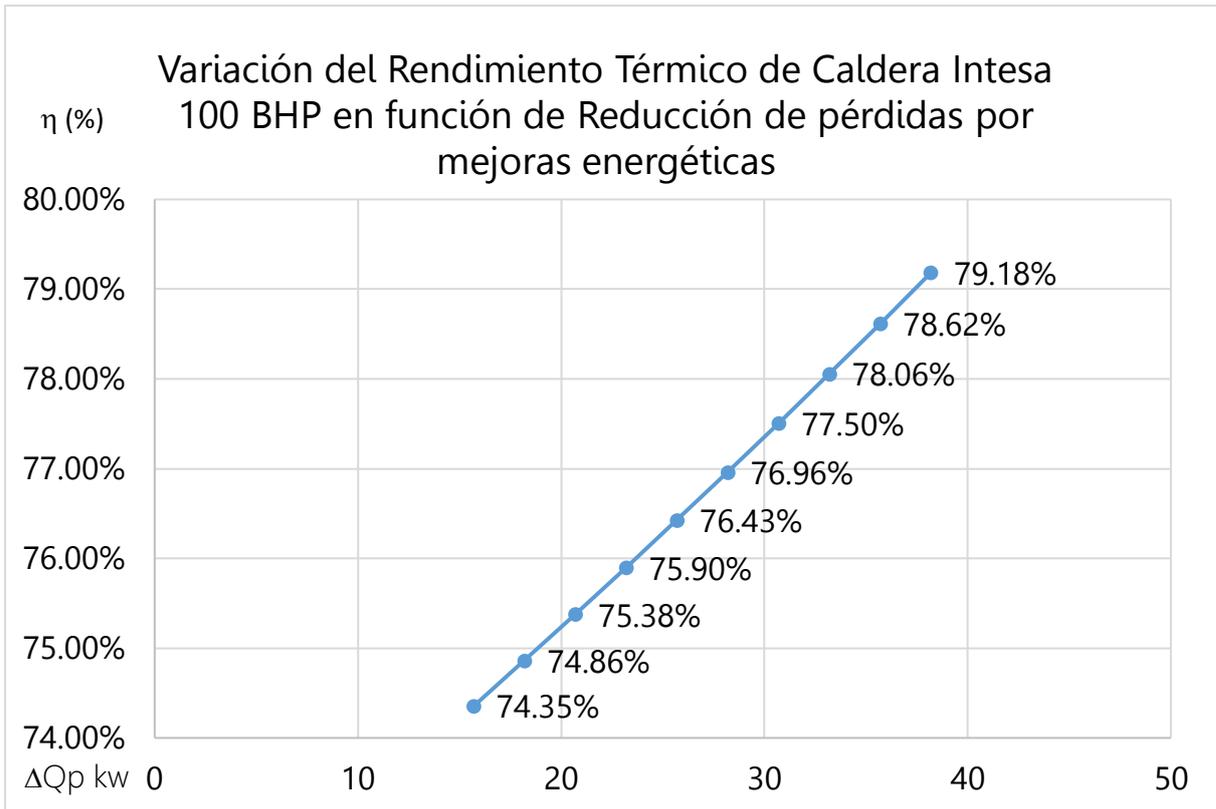


Figura 10: Curva de variación del rendimiento térmico con la reducción de pérdidas de calor con mejoras energéticas

Se observa que la dependencia del rendimiento con la reducción de la pérdida de calor por mejoras energéticas en caldera, es lineal, el nuevo rendimiento alcanza 79.18%, < 82%, es decir la caldera, según la NTP no califica como caldera A, una de las causas es por que opera a solamente 25 %, la caldera ha sido sobredimensionada.

**4.4. Objetivo (4) evaluar la factibilidad económica de la implementación de la propuesta.**

**4.5. 4.4.1 Costo de implementación en mejoras energéticas:**

Tabla 6: Presupuesto de inversión en mejoras energéticas

I. Inversiones en Mejoras Energéticas Caldera Intesa 100 BHP					
It	Denominación	U.M.	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
FABRICACIÓN E INSTALACIÓN PRECALENTADOR DE AIRE POR GASES RESIDUALES					
1	Fabricación Precalentador de aire por gas de	Piezas	1	S/	S/ 17,100

	combustión tubos y coraza 30 kw			17,100	
2	Accesorios hidráulicos instalar precalentador de aire por gas residual	Kit	1	S/ 550	S/ 550
3	Mano de Obra para instalar Precalentador de aire por GR	HH	32	S/ 11	S/ 352
4	Aislante térmico para Calentador aire por GR Fibra de Vidrio 1"	m2	9	S/ 30	S/ 270
5	Insumos ferreterías instalar aislante térmico	Kit	1	S/ 90	S/ 90
6	Mano de Obra para instalar Aislante térmico	HH	24	S/ 11	S/ 264
7	Gastos Generales	Veces	105	S/ 10	S/ 1,050
				ST1:	S/ 19,676
<b>ADQUISICIÓN E INSTALACIÓN AISLAMIENTO TÉRMICO CALDERA INTESA 100 BHP</b>					
1	Aislante térmico para caldera Fibra de Vidrio 1"	m2	23	S/ 30	S/ 675
2	Plancha de Fe galvanizado, cobertor de aislante Caldera 4' x 8' x 1 mm	Piezas	8	S/ 65	S/ 520
3	Accesorios para aislante térmico	Kit	1	S/ 90	S/ 90
4	Mano de Obra para instalar Aislante térmico y plancha cobertora Fe galvan.	HH	72	S/ 11	S/ 792
5	Gastos Generales	Veces	9	S/ 10	S/ 90
				ST2:	S/ 2,167
<b>ADQUISICIÓN E INSTALACIÓN TANQUE RECUPERADOR DE VAPOR FLASH</b>					
1	Separador de lodos y vapor flash de purgas Caldera 50 kg/h	Pieza	1	S/ 4,625	S/ 4,625
2	Accesorios hidráulicos instalación de recuperación de vapor flash	hkit	1	S/ 2,360	S/ 2,360
3	Mano de Obra para instalar recuperador de vapor flash	HH	160	S/ 11	S/ 1,760
4	Gastos Generales	Veces	20	S/ 10	S/ 200
				ST3:	S/ 8,945
<b>ADQUISICIÓN E INSTALACIÓN TRAMPA DE VAPOR MECÁNICA CON FLOTADOR LIBRE</b>					
1	Trampa de vapor mecánica con flotador libre 500 kg/h, pn = 10 bar, Dn = 3/4"	Pieza	1	S/ 650	S/ 650
2	Accesorios para instalar trampa mecánica de vapor	Pieza	1	S/ 180	S/ 180
3	Mano de Obra para instalar trampa de vapor mecánica	HH	16	S/ 11	S/ 176
4	Gastos Generales	Veces	20	S/ 10	S/ 200
				ST4:	S/ 1,206
<b>INSTRUMENTOS DE MEDIDA PARÁMETROS DE CALDERA</b>					
1	Analizador de gases de combustión	Pieza	1	S/ 6,500	S/ 6,500
2	Flujómetro de vapor saturado, pn = 16 bar, mv: 0...2000 kg/h con totalizador	Pieza	1	S/ 5,130	S/ 5,130

3	Flujómetro de aire, pn = 300 mm Col H2O, maire: 0...3000 m3/h con totalizador	Pieza	1	S/ 6,500	S/ 6,500
				ST4:	S/ 18,130
				Total:	S/ 50,124

Elaboración propia.

El costo de inversión para implementar las mejoras energéticas en la caldera Intesa de 100 BHP es de 50,124 S/.

#### 4.4.2. Determinación del beneficio económico por implementar mejoras energéticas

El beneficio económico lo representa el valor económico del combustible que se ahorra en un período de tiempo, debido a la implementación de mejoras energéticas.

Datos para análisis:

Ahorro de combustible: 4.57 kg GLP/h

Costo del GLP: 4.75 Soles/kg

Tiempo neto de operación de caldera Intesa: 12 h/día

Masa de GLP que se ahorra por día:

$$M_{\text{ahorro-GLP}} \left( \frac{\text{kg-GLP}}{\text{día}} \right) = m_{\text{GLP}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * T_{\text{po-oper}} \left( \frac{\text{h}}{\text{día}} \right)$$

$$\rightarrow M_{\text{ahorro-GLP}} \left( \frac{\text{kg-GLP}}{\text{día}} \right) = 4.57 \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 12 \left( \frac{\text{h}}{\text{día}} \right) = 54.84 \frac{\text{kg-GLP}}{\text{día}}$$

Tiempo de operación mensual: 30 días/mes.

Masa de GLP que se ahorra por mes:

$$M_{\text{ahorro-GLP}} \left( \frac{\text{kg-GLP}}{\text{mes}} \right) = m_{\text{GLP}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{día}} \right) * T_{\text{po-oper}} \left( \frac{\text{días}}{\text{mes}} \right)$$

$$\rightarrow M_{\text{ahorro-GLP}} \left( \frac{\text{kg-GLP}}{\text{mes}} \right) = 54.84 \left( \frac{\text{kg}}{\text{día}} \right) * 30 \left( \frac{\text{días}}{\text{mes}} \right) = 1,645.20 \frac{\text{kg-GLP}}{\text{mes}}$$

Beneficio económico por ahorro de GLP debido a mejoras energéticas:

$$B_{\text{GLP}} \left( \frac{\text{S/.}}{\text{mes}} \right) = m_{\text{GLP}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{mes}} \right) * C_{\text{unit-GLP}} \left( \frac{\text{S/.}}{\text{kg}} \right)$$

$$B_{GLP} \left( \frac{S/.}{mes} \right) = 1,645.20 \left( \frac{kg}{mes} \right) * 4.75 \left( \frac{S/.}{kg} \right) = 7,814.70 \frac{S/.}{mes}$$

#### 4.4.3. Cálculo de relación costo beneficio de la implementación de las mejoras energéticas.

Se tiene:

Costo de implementación de mejoras energéticas: S/ 50,214

Beneficio bruto: S/ 7,814.70 mes

Costo estimado de mantenimiento (dato del Hospital): S/ 600 mes

Resulta el beneficio neto:  $7,814.70 - 600 = S/ 7,214.70$  mes

Relación costo beneficio, RC-B

$$R_{C-B} = \frac{50,214S/.}{7,214.70S/.} = 6.96$$

Cálculo del período de retorno de la inversión, PRI:

$$PRI = \frac{Inversión(S/.)}{Beneficio\ neto \left( \frac{S/.}{mes} \right)} = \frac{50,214}{7,214.70} = 6.96 \text{ meses}$$

El tiempo de retorno de la inversión, por aplicar las mejoras energéticas, es de 6.96 meses, es un plazo razonable y atractivo.

## V. DISCUSIÓN

Para determinar el rendimiento térmico de la caldera pirotubular del hospital público, se utilizó las ecuaciones de la norma técnica peruana, la cual señala que se debe analizar en dos métodos principales: el directo y el indirecto, se recomienda que el método directo sea analizado en detalle pues permite establecer prioridades de mejora, a diferencia del método indirecto, sin embargo, este último método permite determinar rápidamente el calor útil.

Al determinar el vapor producido por la caldera se hizo de modo indirecto, pues no se dispone con flujómetro de vapor, se utilizó el principio de operación en estado estable, siendo el flujo de agua igual al de vapor, se cubió el tanque de agua de alimentación y se midió el consumo de agua midiendo la variación del nivel, en un intervalo de tiempo, en este caso de 5 minutos. Los parámetros de vapor y agua de alimentación se tomaron del software Steamtab.

(Bautista, y otros, 2018). Hicieron un análisis Térmico y económico de reemplazar el D-2 por G.L.P. en caldera de 50 BHP hallaron las demandas térmicas con visitas y entrevistas; la normativa del funcionamiento y la capacidad de la caldera de vapor. Los datos de la simulación se ingresaron a Interface Gráfica de Usuario (GUI-Matlab®), evaluando en modo comparativo el uso de los dos combustibles.

(Obispo, 2019). En base a auditoría térmica al sistema de vapor, se redujo humedad del combustible (5.60 %), el calor residual de gases (2.76 %), el calentamiento en economizador (2.23 %), calentamiento con vapor flash del desaereador (0.23 %), mejora del aislamiento térmico de caldera (0.025 %), recuperación vapor flash de purgas de calderas (0.024 %), reducción de purga de caldera (0.015%), pero no mencionan el uso de normas técnicas nacionales. En el presente caso, el total de calor que se reduce bordea el 29.77% del calor perdido total, usando la norma técnica peruana.

(Arroyo Charcape, y otros, 2019). Elaboraron un programa de gestión energética de un sistema térmico de vapor saturado para aumentar su eficiencia térmica. Desarrollaron una metodología de análisis y mejora del sistema térmico, para reducir costos de generación del vapor.

Arroyo y Cruz hicieron un análisis energético de la caldera pirotubular, hallando que la misma consume 22.20 galones D2/h; con rendimiento de 82.09 %, a un costo de 263.65 soles/Ton vapor, pues quema Diesel.

Los autores presentan el análisis medioambiental, demuestran que se reducen los gases de chimenea, de 60.82 kg/h de CO<sub>2</sub>, 9.26 kg/h de vapor de agua y de 83.72 kg/h de NO<sub>x</sub> a la atmósfera, pero no mencionan las normas técnicas respectivas, en el caso de la norma peruana, la caldera analizada por Arroyo y Cruz sí califica como caldera A, pues su rendimiento alcanza el 82.09 %.

(lahijani, y otros, 2018). Presentan los efectos del uso del economizador en la eficiencia de la caldera de vapor pirotubular examinada. Logran aumentar la eficiencia desde 77.23% reduciendo la temperatura del gas de chimenea en 103 °C y aumenta la eficiencia de la Caldera hasta 84.55%, lo que supone una mejora del 7.32 % en la eficiencia. En la presente tesis, por instalar un precalentador de aire por gases de combustión se gana 25 kw de calor, se reduce la temperatura del gas desde 215°C hasta 150°C, y el rendimiento térmico de la caldera aumenta desde 72.92 hasta 79.18%, con incremento de 6.26 %. Se observa que la recuperación de calor de los gases de combustión por medio de un economizador (calentador de agua a caldera por gases residuales) o por un precalentador de aire por gases residuales, es uno de los modos más efectivos de ahorrar energía en las calderas pirotubulares.

En la presente tesis se hizo solamente análisis económico, no financiero, la inversión en mejoras energéticas es de S/ 50,124. Beneficio neto: 7,814 soles/mes, siendo el flujo de caja mensual positivo; el período de retorno de la inversión: 6.96 meses. Como el monto de inversión es relativamente bajo, la institución de salud lo puede asumir sin recurrir a préstamo bancario.

## VI. CONCLUSIONES

Aplicando el balance de masa y energía en estado estable en la caldera, con valores representativos de sus parámetros, resultados de promedios de valores medidos, se definió que la caldera genera 393 kg/h de vapor, con 2763.26 kJ/kg, de agua de alimentación a 60°C, a 251.18 kJ/kg, la relación aire combustible de 38.152 kg aire / kg combustible, y temperatura del aire de combustión de 20 °C, con una entalpía de 23.88, el combustible utilizado tiene Poder Calorífico Inferior de 39,976.30 kJ/kg y el consumo en caldera alcanza los 33.12 kg/h, con las mediciones realizadas, se determina, por el método directo, que el rendimiento térmico de la caldera, en condiciones actuales, es de 72.92 %, siendo menor a la categoría principal de la norma peruana, que es de > 82%.

Se concluye que, en base al método directo, la caldera Intesa, de 100 BHP está fuera de rango de calificación de la norma peruana: rendimiento actual: 72.92 % < Rendimiento mínimo admisible = 78 % (para categoría C), su rendimiento es muy bajo

Categoría	Rango de eficiencia ( $\eta$ )
A	> 82 %
B	80 % < $\eta$ < 82%
C	78 % < $\eta$ < 80%

El rendimiento por el método indirecto, resulta ser de 70.23 %. No clasifica como caldera A.

Se realizó un análisis de las posibilidades de mejoras energéticas, las cuales son: reducción de pérdidas de calor por combustión incompleta: 2.30 kw.

También se determinó que es necesario aprovechar el calor contenido en los gases residuales de chimenea, se reduciría la pérdida de calor: 25.5 kw.

Otra mejora energética sería la de reducir la pérdida de calor por convección desde la pared de la caldera al medio ambiente, mediante un mejor aislamiento térmico, con una reducción de pérdida de calor de 4.96 kw.

También instalar un separador de vapor flash de las purgas de calderas, con lo cual se reduce la pérdida de calor en 1.93 kw.

Se concluye que, la aplicación de las mejoras energéticas daría como resultado una reducción del consumo de combustible de 4.57 kg/h.

Se determinó el nuevo rendimiento térmico de la caldera, de 79.18 %, que tampoco

califica como caldera A, pues  $< 82\%$ . Se concluye que la caldera Intesa de 100 BHP, aún con mejoras energéticas, no logra obtener la calificación A, debido a su operación a baja carga, de solamente 25%, normalmente, para una buena eficiencia, se debe operar entre 80 a 85% carga.

Se realizó el análisis económico: la inversión para aplicar las mejoras energéticas asciende a S/ 50,124. El beneficio neto sería de 7,814 soles/mes, con lo cual el período de retorno de la inversión es 6.96 meses. Se concluye que la inversión en implementar las mejoras energéticas en caldera Intesa se justifica plenamente, siete meses es un plazo bastante razonable.

## VII. RECOMENDACIONES

- Se recomienda implementar mejores estrategias de mantenimiento preventivo basado en técnicas predictivas para sostener los resultados de mejoras energéticas en el tiempo.
- Se recomienda adquirir e instalar instrumentos de medida electrónicos para tener registro en PC y tener una adecuada base de datos para las evaluaciones pertinentes.
- Se recomienda analizar la conveniencia del cambio del combustible, es decir, cambiar el actual que el Diesel nr. 2 con Gas Natural, no GLP, pues es bastante caro. El Gas Natural tiene un buen Poder Calorífico y no es caro; además su impacto medio ambiental no es negativo.
- Se recomienda definir la posibilidad de implementar una automatización de la caldera, con bucles de control Proporcional Integral Derivativo de: Presión, de nivel de agua con tres elementos, control ratio de combustión, para estabilizar la operación, así como el rendimiento térmico, que reemplazaría al actual, siendo On Off, que no asegura la operación a presión constante, trabaja con  $p_{\text{máx}} = 8 \text{ bar}$  y  $p_{\text{mínima}} = 6 \text{ bar}$ .
- Se recomienda analizar la factibilidad de instalar un desaireador térmico para el agua de alimentación a caldera, esto con el fin de retirar todo el contenido de oxígeno del agua de alimentación, para eliminar la posibilidad de corrosión de los tubos de caldera y asegurar su vida útil operativa.
- Se recomienda capacitar a los operadores de caldera para la correcta operación, toma y registro de datos de trabajo de la caldera.

## REFERENCIAS

### Bibliografía

**Abderrahmane Abene, y otros. 2018.** *Heat Transfer Study in 3-Pass Fire-Tube Boiler During a Cold Start-up.* France : s.n., 2018. págs. 57-64. 2376-8029 (Print); 2376-8037 (Online).

**Alvarado, Angel Saely González. 2019.** *REDISEÑO DE LA RED DE RETORNO DE CONDENSADO DE VAPOR, EN EL HOSPITAL GENERAL SAN JUAN DE DIOS.* GUATEMALA : s.n., 2019.

**ARIAS, BRIAN KEVIN MARCA y CHAMBI, ALEX HUMBERTO HUMPIRI. 2021.** *MEJORAMIENTO DE LA SEGURIDAD MEDIANTE UN SISTEMA DE CONTROL Y MONITOREO PARA LA CALDERA PIROTUBULAR DE 12 BHP DE LA UNIVERSIDAD JOSE CARLOS MARIATEGUI,* 2018. MOQUEGUA : s.n., 2021.

**Arroyo Charcape, Juan jose y Andrés, Cruz Ybañez Carlos. 2019.** *Programa de gestión energética en sistema de generación de vapor del Hospital essalud de Chocope para aumento de eficiencia térmica.* Trujillo-Perú : s.n., 2019.

**Baltodano Salgado, Fabiola de los Ángeles, Sevilla Cruz, Hilder Ulises y Aguirre Vásquez, Lito Junior. 2020.** *Evaluación del sistema de generación de vapor del Hospital Escuela San Juan De Dios Estelí, para la presentación de propuestas de alternativas de mejoras del sistema, durante el periodo II semestre 2020.* Managua-Nicaragua : s.n., 2020.

**Barbieri, Raoni Caetano, y otros. 2019.** *Análisis de la Eficiencia Energética de una Caldera Industrial Alimentada por Leña.* 2019. 2525-3409.

**Bautista, Angel, Culquipomal Miguel y Soto, Chirinos Guillermo Alejandro. 2018.** *Termoeconomía del reemplazo de combustible diésel-2 por glp en la caldera menor del Hospital Regional Docente las Mercedes – Chiclayo.* Pimentel-Perú : s.n., 2018.

**Bezhan, V A, Zhytarenko, V M y P, Dalakov. 2020.** *Energy characteristics of medium pressure steam boilers.* s.l. : Journal of Engineering Sciences, 2020. págs. F8–F14.

**Chango, Cañaverl Álvaro Fernando. 2017.** *“DIAGNOSTICO TÉRMICO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR EN EL ÁREA DE LAVANDERÍA Y ESTERILIZACIÓN DEL “HOSPITAL GENERAL PROVINCIAL LATACUNGA”.* AMBATO – ECUADOR : s.n., 2017.

**Colón, Restrepo y Antonio, Neysser. 2021.** *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (ECONOMIZADOR) PARA UNA CALDERA PIROTUBULAR DE 300BHP.* Medellín, Colombia : s.n., 2021.

**Cordero Cuisano, Cancio Mavilo y Mike Jason , Silva Lucich . 2019.** *EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA.* NUEVO CHIMBOTE : s.n., 2019.

**Daza-Mafioli, C. M., Coral-Escobar, E. E. y Plaza-Castillo, J. 2019.** *medicion de la conductividad termica en materiales aislantes bajo regimen de flujo de calor no estacionario.* colombia : s.n., 2019.

**Díaz, Marcos Daniel Elvis. 2018.** *“MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN DE CALDERAS PIROTUBULARES DE 300 Y 600 BHP DE QUEMAR PETRÓLEO RESIDUAL A GAS LICUADO DE PETRÓLEO PARA DISMINUIR LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL”.* Callao-Perú : s.n., 2018.

**DUCUARA, ANGIE NATALYA MORALES. 2021.** *EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGETICA EN CALDERAS OPERATIVAS DE CAMPO*

RUBIALES. colombia : s.n., 2021.

**Duilio Aguilar Vizcarra, Doris Esenarro y Ciro Rodriguez. 2021.** *Three Steps Mixed (Fire Tube–Water Tube) Vertical Boiler to Optimize Thermal Performance.* Perú : s.n., 2021.

**Gaurav Khare, Sanjay Yadav y Amit Patel. 2019.** *Analysis of the industrial boiler to identify the heat losses & other objecting factors those affect the boiler performance and efficiency by using direct and indirect methods.* Sagar, India : s.n., 2019. 2348-4918.

**Hamouda, Asmaa S. 2019.** *Computer-Based Boiler Efficiency Improvement, Studying the Most Effective Parameters: A Case Study.* Egipto : s.n., 2019. 2349-784X.

**Heydar Maddah, y otros. 2019.** *Modeling and Efficiency Optimization of Steam Boilers by Employing Neural Networks and Response-Surface Method (RSM).* Iran : s.n., 2019.

**Jiménez, Borges Reinier, y otros. 2016.** *Método para la evaluación de la eficiencia e impacto ambiental de un generador de vapor.* La Habana- Cuba : Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, 2016. págs. pp. 135-144.

—. 2016. *Método para la evaluación de la eficiencia e impacto ambiental.* La Habana- Cuba : Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, 2016. págs. pp. 135-144.

**jirakulsomchok, kanokkarn y wongchang, thawatchai. 2020.** *Experimental study of combustion of low-calorific producer gas.* 2020.

—. 2020. *Experimental study of combustion of low-calorific producer gas.* 2020.

**Joshi, y otros. 2021.** *A Case Study on Assessment Performance and Energy Efficient Recommendations for Industrial Boiler.* 2021.

**Kanokkarn JIRAKULSOMCHOK, Thawatchai WONGCHANG y AKULSOMCHOK\* , Thawatchai WONGCHANG ,. 2021.** *Experimental study of combustion of low-calorific producer gas from small scale biomass gasification within porous burner.* Tailandia : s.n., 2021. págs. 1344–1352.

**lahijani, ahmad mahmoudi, supeni, eris.e y kalantari, and fatemeh. 2018.** *A review of indirect method for measuring thermal efficiency in fire tube steam boilers.* Serdang, Selangor, Malasia : s.n., 2018. págs. 1825-1832.

**lahijani, ahmad mahmoudi, supeni, eris.e. y kalantari, and fatemeh. 2018.** *revisión del metodo indirecto de medicion termica eficiencia en calderas de vapor con tubo contra incendios.* malasia : s.n., 2018.

—. 2018. *revisión del metodo indirecto de medicion termica eficiencia en calderas de vapor con tubo contra incendios.* malasia : s.n., 2018.

—. 2018. *revisión del metodo indirecto de medicion termica eficiencia en calderas de vapor con tubo contra incendios.* malasia : s.n., 2018.

**Marcelo, Adama, y otros. 2019.** *Diseño de un sistema de alimentación de gas natural para cuatro calderas pirotubulares de 400Bhp.* Lima : s.n., 2019.

**Mayur S, Chaudhari y Pitale, Amol. 2019.** *Performance Investigation of Fire Tube Boiler.* India : s.n., 2019. 2321-0613.

*medicion de la conductividad termica en materiales aislantes bajo regimen de flujo de calor no estacionario.* **Daza-Mafioli, C. M., Coral-Escobar, E. E. y Plaza-Castillo, J. 2019.** colombia : s.n., 2019.

**Mojica Cabeza, Cristian David, y otros. 2021.** *Revisión de las diferentes metodologías de cálculo y modelado de eficiencia en calderas.* 2021. págs. 69 - 93. 2256-5035.

**Obispo, Gavino Jhon Herbert. 2019.** *AUDITORÍA ENERGÉTICA TÉRMICA AL SISTEMA DE VAPOR PARA LA REDUCCIÓN DE EMISIONES EN LA EMPRESA AZUCARERA DEL NORTE S.A.C.* 2013. Huacho : s.n., 2019.

**Patricio Ancota, walther Reneé. 2019.** *Reemplazo del combustible diesel B5 por gas natural de una caldera acuotubular de 700 HP a fin de mejorar la eficiencia térmica.* Tacna : s.n., 2019.

**Purseth, Satyam y Dansena, Jayprakash. 2021.** *Performance analysis and efficiency improvement of boiler review.* India : s.n., 2021. págs. 326-331.

**Reyes-Betancourt, Y., y otros. 2021.** *Evaluación del sistema de generación y distribución de vapor de una empresa cárnica.* Colombia : s.n., 2021.

**Risco, Alvarez Raúl. 2019.** *“Análisis Energético A La Caldera Piro-tubular A Carbón Para Reducir Costos De Producción De Vapor E Impactos Medioambientales En La Empresa Piel Trujillo SAC”.* Trujillo-Perú : s.n., 2019.

**S. Gopalakrishnan, M. Makesh. 2019.** *Design and analysis of fire tube boiler with heat flow analysis.* 2019. 2277-8616.

**Tito Andrade, Omar Fernando. 2021.** *EVALUACIÓN DE LA CALDERA PIROTUBULAR DE 150 BHP EN LA INDUSTRIA LECHERA FLORALP S.A.* Quito : s.n., 2021.

**Torres, Gamarra Luis Alberto. 2020.** *“Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque”.* Lambayeque – Perú : s.n., 2020.

**Trujillo, Humberto Simon Sotero. 2021.** *PROPUESTAS DE MEJORAS EN EL ÁREA DE CALDERAS PARA REDUCIR LOS COSTOS DE OPERACIÓN DE LA EMPRESA PESQUERA CFG INVESTMENT S.A.C., TRUJILLO 2021.* TRUJILLO : s.n., 2021.

**Vaswani, Ajaykumar Vijaykumar y Wadhwan, Rajgor, Ratna. 2019.** 2019.

**Wim Beyne, y otros. 2019.** *Dynamic and steady state performance model of fire tube boilers with.* Bélgica : s.n., 2019. págs. 1454-1462.

**YARANGA COCA, LUIS NILTON. 2021.** *IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO DE LA CALDERA.* HUANCAYO : s.n., 2021.

## ANEXOS

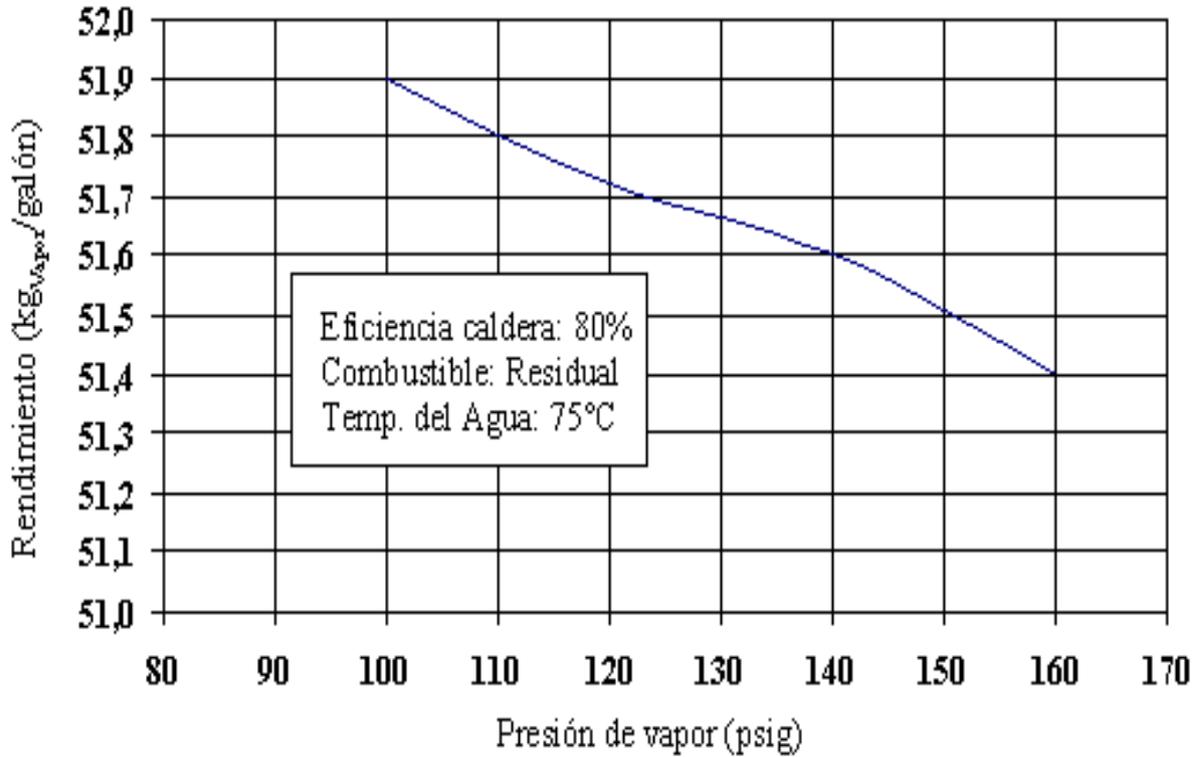
### Anexo 1:

#### Operacionalización de variables

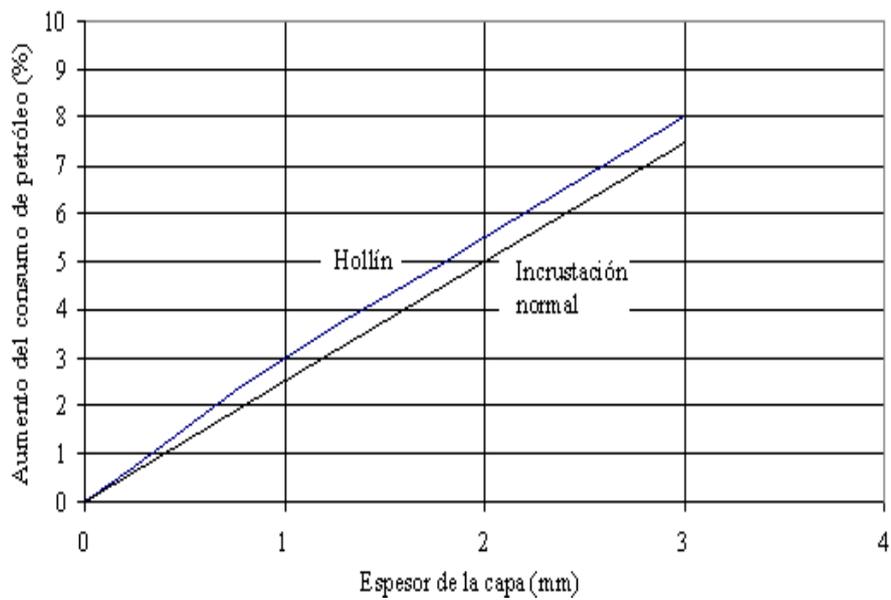
Variable:	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
<b>Independiente</b>				
Temperatura del agua de alimentación a caldera	Es el flujo de energía que ocurre desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, ocurriendo la transferencia. (Lujan, 2016)	Temperatura del agua, condensado, de intercambio de calor para mejorar a través de la auditoria energética. (Lujan, 2016)	°C	Razón
Flujo másico de vapor saturado	Es la relación entre el calor neto de una caldera y la diferencia de entalpías del vapor y el agua de alimentación a la caldera $Mv = Qu/(hv-hagua)$ (Barbieri y Otros, 2019)	Cantidad de vapor que pasa por la sección transversal de un ducto a determinada velocidad y densidad másica $Mv = \rho v * S * Uv$ (Barbieri y Otros, 2019)	Kg/h	Razón
Temperatura del aire para combustión	Es el calor contenido en la masa de aire que se utiliza en la combustión de un combustible, puede ser en condiciones medio ambientales o con precalentamiento (M. Golato, G. Aso, D. Paz y G. Cárdenas; 2021).	Temperatura del aire del combustible, gases, de tuberías y procesos de intercambio de calor para mejorar a través de la auditoria energética. (Lujan, 2016)	°C	Razón
<b>Dependiente</b>				
Rendimiento energético de Sistema Térmico	Relación entre la energía total que se entrega a un sistema y la energía útil que se utiliza. Cantidad de KW de calor útil obtenidos por cada Kw de calor total que se utiliza $\eta = Qu/Qt$ (Jiménez y Otros,	Relación entre el producto del flujo de vapor generado por la diferencia de entalpías del vapor y el agua de alimentación y la suma del calor en el combustible más el calor en el aire para combustión $\eta = mv*(hv-hag)/(Qcble + Qaire)$	%	Razón

	2018)	(Jiménez y Otros, 2018)		
--	-------	-------------------------	--	--

Anexo 2: rendimiento térmico en función de presión del vapor de caldera



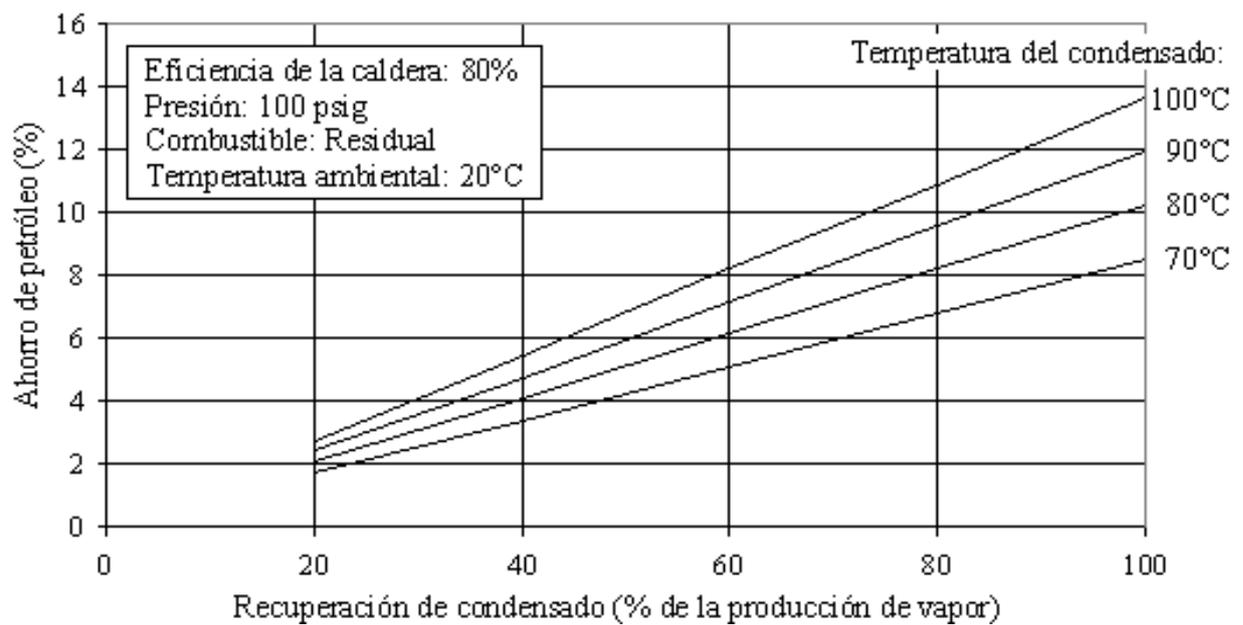
Anexo 3: Rendimiento de caldera en función de reducción de formación de hollín



#### Anexo 4: Ruptura de tubos de caldera por incrustación



#### Anexo 5: Reducción del consumo de petróleo en función de la recuperación de condensados:



## Anexo 6: Poder Calorífico de algunos combustibles de caldera

COMBUSTIBLE	PODER CALORIFICO
Gas natural	38.2 - 40.4 MJ / m <sup>3</sup>
Carbón	13.5 - 30.0 GJ / ton
GLP	25.3 - 27.7 MJ / litro
Gasolina de automóviles	34.2 MJ / litro
Diesel de automóviles	38.6 MJ / litro
Diesel industrial	39.6 MJ / litro
Residual R-6	39.7 MJ / litro
Residual 500	40.8 MJ / litro

## Anexo 7: Analizador de gases de combustión de calderas



Anexo 8: Medición de gases residuales de combustión en caldera



Anexo 9: Analizador de hollín, opacímetro (índice de Bacharach)



## Anexo 10: Ficha técnica de la Lana Mineral de Roca.



Jr. Chávez Tueros 1296, Chacra Ríos Sur, Lima1  
 Telef. 425-9520 / 425-8130 - Telefax: 425-8281  
 Nextel: 829\*7173 / Rpm: #548597  
 www.gerdipac.com.pe / gerdipac.com.pe

### CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

#### Lana Mineral de Roca

##### Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humed.	<95%

##### Rockwool Pipe

Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado



Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

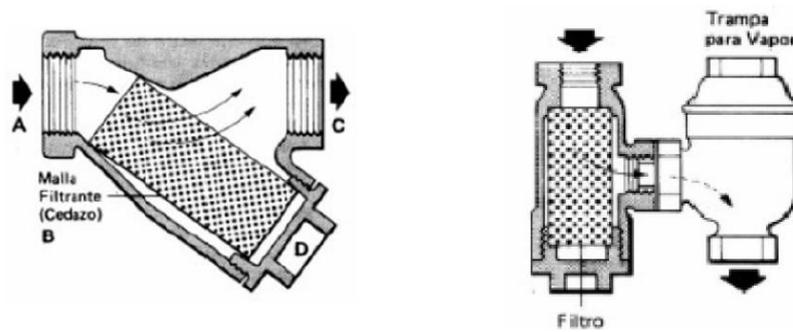
##### Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

## Anexo 11: Instalación de filtro para trampa de vapor



## Anexo 12: Tabla de vapor saturado

Presión	Temperatura de saturación	Volumen específico		Densidad vapor saturado y seco	Entalpía del líquido	Entalpía del vapor saturado y seco	Calor latente de vaporización
		Líquido	Vapor saturado				
Kg/cm <sup>2</sup>	°C	Litro/kg	m <sup>3</sup> /kg	kg/m <sup>3</sup>	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
0,010	6,7	1,000	131,6	0,007599	6,73	600,2	593,5
0,020	17,2	1,001	68,25	0,01465	17,25	604,9	587,6
0,030	23,7	1,003	46,52	0,02150	23,81	607,8	584,0
0,035	26,4	1,003	40,22	0,02486	26,39	608,9	582,5
0,040	28,6	1,004	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1
0,050	32,6	1,005	28,72	0,03482	32,57	611,5	578,9
0,075	40,0	1,008	19,69	0,05105	39,96	614,7	574,7
0,10	45,5	1,010	14,95	0,06689	45,45	617,0	571,6
0,15	53,6	1,014	10,20	0,09804	53,59	620,5	566,9
0,20	59,7	1,017	7,789	0,1284	59,65	623,1	563,4
0,25	64,6	1,020	6,318	0,1583	64,54	625,0	560,5
0,30	68,7	1,022	5,324	0,1878	68,66	626,8	558,1
0,40	75,4	1,026	4,066	0,2459	75,41	629,5	554,1
0,60	85,4	1,033	2,782	0,3595	85,47	633,5	548,0
0,80	93,0	1,038	2,125	0,4706	93,05	636,4	543,3
1,00	99,1	1,043	1,725	0,5797	99,19	638,8	539,6

Anexo 13: Espesores de aislante térmico lana mineral de roca recomendados

TEMPERATURA (°C)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
DIÁMETRO TUBERÍA	ESPESORES DE AISLAMIENTO (plg.)									
½"	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
¾"	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
1"	1	1	1 ½	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3 ½
1 ¼"	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
1 ½"	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
2"	1	1 ½	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3 ½	4
2 ½"	1 ½	1 ½	2	2 ½	3	2 ½	3	3 ½	4	4
3"	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½
4"	1 ½	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½	5
5"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
6"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
8"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6
10"	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½
12"	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6	7
14"	2	2 ½	3	3 ½	4	4	5	6	6 ½	7
16"	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
18"	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
20"	2 ½	3	3 ½	4	4	4 ½	5	6	7	8
22"	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8
24"	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8

## Anexo 14: Propiedades termo físicas de gases de combustión

T °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	k kcal/h°Cm <sup>2</sup>	v 10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /s	Pr	T °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	k kcal/h°Cm <sup>2</sup>	v 10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /s	Pr
0	1,295	0,0196	12,20	0,720	600	0,405	0,0638	93,61	0,620
10	1,261	0,0203	13,13	0,717	610	0,401	0,0645	95,46	0,619
20	1,226	0,0211	14,07	0,714	620	0,397	0,0652	97,31	0,618
30	1,192	0,0218	15,00	0,711	630	0,392	0,0660	99,16	0,617
40	1,157	0,0225	15,94	0,708	640	0,388	0,0667	101,01	0,616
50	1,123	0,0233	16,87	0,705	650	0,384	0,0674	102,86	0,615
60	1,088	0,0240	17,80	0,702	660	0,380	0,0682	104,70	0,614
70	1,054	0,0247	18,74	0,699	670	0,376	0,0689	106,55	0,613
80	1,019	0,0254	19,67	0,696	680	0,371	0,0696	108,40	0,612
90	0,985	0,0262	20,61	0,693	690	0,367	0,0704	110,25	0,611
100	0,950	0,0269	21,54	0,690	700	0,363	0,0711	112,10	0,610
110	0,930	0,0277	22,67	0,688	710	0,360	0,0718	114,07	0,609
120	0,910	0,0284	23,79	0,686	720	0,356	0,0726	116,04	0,608
130	0,889	0,0292	24,92	0,684	730	0,353	0,0734	118,01	0,607
140	0,869	0,0299	26,04	0,682	740	0,350	0,0741	119,98	0,606
150	0,849	0,0307	27,17	0,680	750	0,346	0,0749	121,95	0,605
160	0,829	0,0315	28,30	0,678	760	0,343	0,0756	123,92	0,604
170	0,809	0,0322	29,42	0,676	770	0,340	0,0764	125,89	0,603
180	0,788	0,0330	30,55	0,674	780	0,336	0,0772	127,86	0,602
190	0,768	0,0337	31,67	0,672	790	0,333	0,0779	129,83	0,601
200	0,748	0,0345	32,80	0,670	800	0,330	0,0787	131,80	0,600
210	0,735	0,0352	34,10	0,668	810	0,327	0,0794	133,87	0,599
220	0,722	0,0359	35,40	0,666	820	0,324	0,0802	135,94	0,598
230	0,709	0,0366	36,70	0,664	830	0,321	0,0809	138,01	0,597
240	0,696	0,0373	38,00	0,662	840	0,318	0,0816	140,08	0,596
250	0,683	0,0381	39,31	0,660	850	0,315	0,0824	142,15	0,595
260	0,669	0,0388	40,61	0,658	860	0,312	0,0831	144,22	0,594
270	0,656	0,0395	41,91	0,656	870	0,310	0,0839	146,29	0,593
280	0,643	0,0402	43,21	0,654	880	0,307	0,0846	148,36	0,592
290	0,630	0,0409	44,51	0,652	890	0,304	0,0853	150,43	0,591
300	0,617	0,0416	45,81	0,650	900	0,301	0,0861	152,50	0,590
310	0,608	0,0423	47,27	0,649	910	0,298	0,0868	154,68	0,589
320	0,599	0,0431	48,72	0,648	920	0,296	0,0876	156,86	0,588
330	0,589	0,0438	50,18	0,647	930	0,293	0,0884	159,04	0,587
340	0,580	0,0446	51,64	0,646	940	0,291	0,0891	161,22	0,586
350	0,571	0,0453	53,10	0,645	950	0,288	0,0899	163,40	0,585
360	0,562	0,0460	54,55	0,644	960	0,285	0,0906	165,58	0,584
370	0,553	0,0468	56,01	0,643	970	0,283	0,0914	167,76	0,583
380	0,543	0,0475	57,47	0,642	980	0,280	0,0922	169,94	0,582
390	0,534	0,0483	58,92	0,641	990	0,278	0,0929	172,12	0,581
400	0,525	0,0490	60,38	0,640	1000	0,275	0,0937	174,30	0,580
410	0,518	0,0497	61,97	0,639	1010	0,273	0,0944	176,58	0,579
420	0,511	0,0505	63,56	0,638	1020	0,271	0,0951	178,86	0,578
430	0,505	0,0512	65,16	0,637	1030	0,270	0,0959	181,14	0,577
440	0,498	0,0520	66,75	0,636	1040	0,268	0,0966	183,42	0,576
450	0,491	0,0527	68,34	0,635	1050	0,266	0,0973	185,70	0,575
460	0,484	0,0534	69,93	0,634	1060	0,264	0,0981	187,98	0,574
470	0,477	0,0542	71,52	0,633	1070	0,262	0,0988	190,26	0,573
480	0,471	0,0549	73,12	0,632	1080	0,261	0,0995	192,54	0,572
490	0,464	0,0556	74,71	0,631	1090	0,259	0,1003	194,82	0,571
500	0,457	0,0564	76,30	0,630	1100	0,257	0,1010	197,10	0,570
510	0,452	0,0571	78,03	0,629	1110	0,255	0,1017	199,49	0,569
520	0,447	0,0579	79,76	0,628	1120	0,254	0,1025	201,88	0,568
530	0,441	0,0586	81,49	0,627	1130	0,252	0,1032	204,27	0,567
540	0,436	0,0593	83,22	0,626	1140	0,250	0,1040	206,66	0,566
550	0,431	0,0601	84,96	0,625	1150	0,249	0,1047	209,05	0,565
560	0,426	0,0608	86,69	0,624	1160	0,247	0,1055	211,44	0,564
570	0,421	0,0616	88,42	0,623	1170	0,245	0,1062	213,83	0,563
580	0,415	0,0623	90,15	0,622	1180	0,243	0,1070	216,22	0,562
590	0,410	0,0630	91,88	0,621	1190	0,242	0,1077	218,61	0,561
600	0,405	0,0638	93,61	0,620	1200	0,240	0,1085	221,00	0,560

## Anexo 15: Trampa a flotador para vapor saturado



# spirax sarco

## Trampa a flotador para vapor FT14 (Conexiones roscadas)

TI-S02-03  
ST Issue 9

### Descripción

El FT14 es una trampa a flotador para vapor con cuerpo en fundición nodular, partes internas en acero inoxidable y con eliminador termostático de aire interno. Se puede realizar en mantenimiento de la trampa sin desmontar de la línea.

### Opciones disponibles

**FT14 (R-L)** Conexiones horizontales, flujo de derecha a izquierda

**FT14 (L-R)** Conexiones horizontales, flujo de izquierda a derecha

**FT14V** Conexiones verticales, flujo descendente

### Cápsula

La cápsula BP99/32 que se usa en la FT14 se puede usar con 150°C de recalentamiento a 0 bar r y 50°C recalentamiento a 32 bar r.

### Extras opcionales

Una **válvula de aguja manual** (designado como 'C' en la nomenclatura - FT14-C) puede montarse en trampa para usarse como **dispositivo antibloqueo por vapor (SLR)** además del eliminador de aire estándar. Para más información consultar con Spirax Sarco.

Un **filtro interno** (designado como 'X' en la nomenclatura - FT14X) puede montarse en la trampa.

### Normativas

Este producto cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

### Certificados

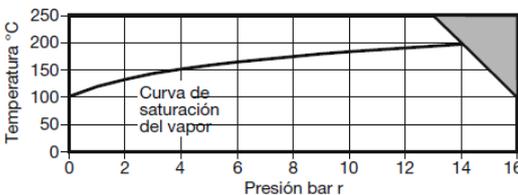
Dispone de Informe típico de pruebas del fabricante.

**Nota:** Los certificados/requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.

### Tamaños y conexiones

½", ¾" y 1" rosca BSP o NPT.

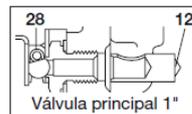
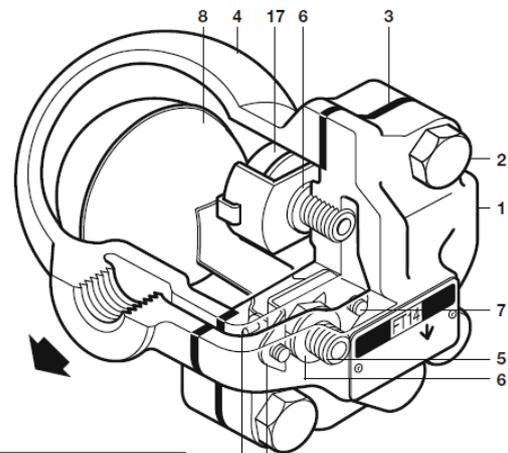
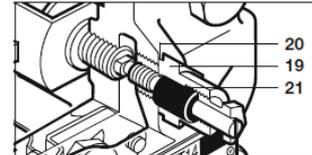
### Rango de operación (ISO 6552)



La trampa no puede trabajar en esta zona.

Condiciones de diseño del cuerpo		PN16
PMA	Presión máxima admisible	16 bar r a 120°C
TMA	Temperatura máxima admisible	250°C a 13 bar r
Temperatura mínima admisible		-10°C
PMO	Presión máxima de trabajo para vapor saturado	14 bar r
TMO	Temperatura máxima de trabajo	250°C a 13 bar r
Temperatura mínima de trabajo		0°C
Presión	FT14-4.5	4,5 bar
ΔPMX diferencial	FT14-10	10 bar
máxima	FT14-14	14 bar
Prueba hidráulica		24 bar r

FT14-C (R-L)



FT14 (R-L)

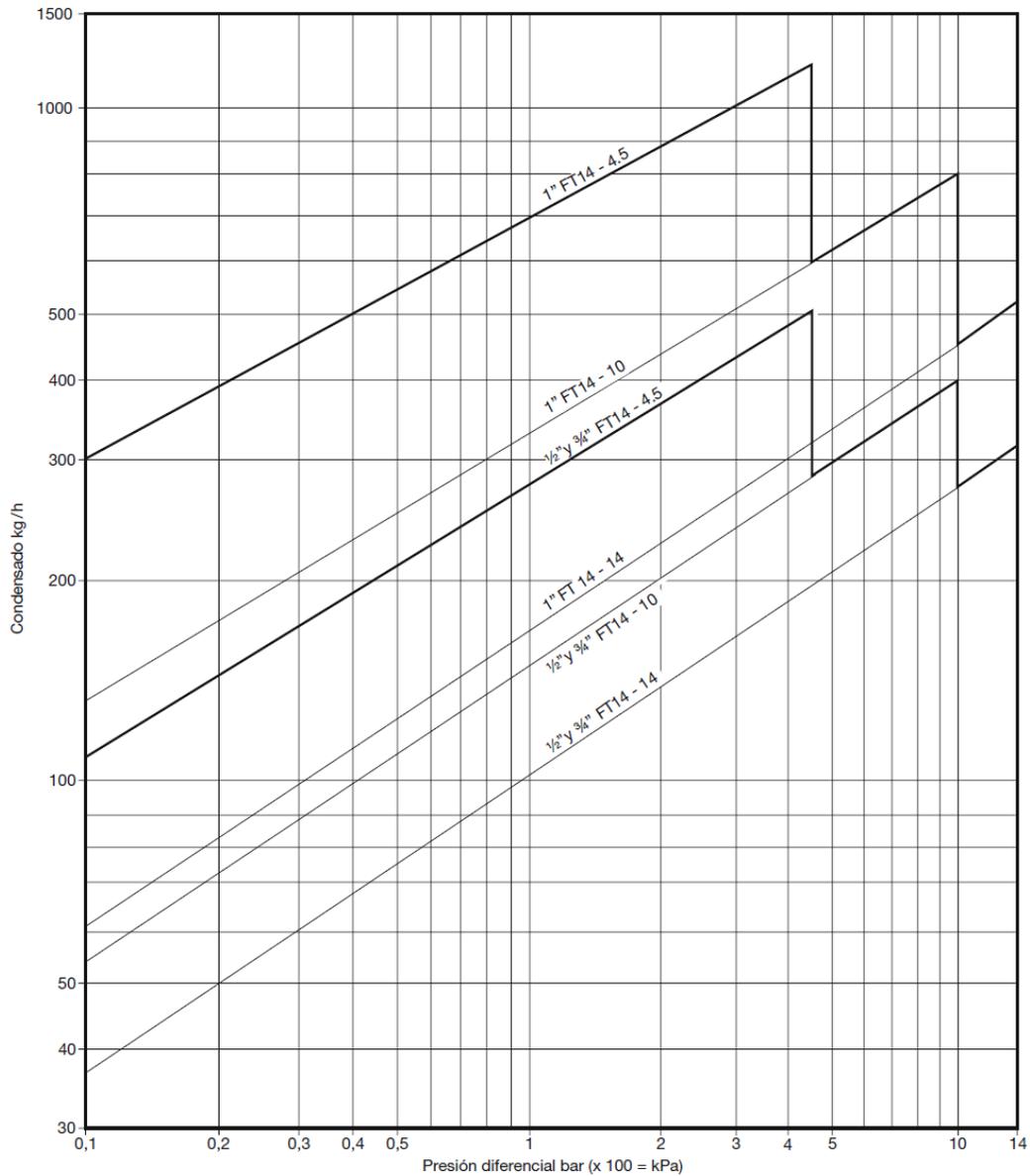
### Materiales

No. Parte	Material	
* 1	Cuerpo	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40
2	Tornillos tapa	Acero BS 3692 Gr.8.8
3	Junta tapa	Grafito laminado reforzado
4	Tapa	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40
5	Asiento válvula	Acero inoxidable BS 970 431 S29
6	Junta asiento	Acero inoxidable BS 1449 409 S19
7	Tornillos válvula	Acero inoxidable BS 6105 CI A2-70
8	Flotador y palanca	Acero inoxidable BS 1449 304 S16
10	Armazón pivote	Acero inoxidable BS 1449 304 S16
11	Pasador	Acero inoxidable
* 12	Deflector (solo 1")	Acero inoxidable BS 970 431 S29
17	Eliminador de aire	Acero inoxidable
18	Junta eliminador	Acero inoxidable BS 1449 409 S19
19	Conjunto SLR	Acero inoxidable BS 970 303 S21
20	Junta SLR	Acero inoxidable BS 1449 304 S16
21	Empaquetadura	Grafito
28	Resorte (sólo 1")	Acero inoxidable BS 2056 302 S26

\* Nota: Item 12 está montado en item 1 (solo 1").

## Anexo 16: Diagrama de capacidad de trampa vs Diferencia de presión

### Capacidades



### Capacidades de agua fría adicionales para el eliminador de aire en condiciones de puesta en marcha

Las capacidades indicadas en el gráfico superior están basadas con descarga a la temperatura de saturación. Bajo condiciones de subenfriamiento, el eliminador de aire proporciona una descarga adicional. En puestas en marcha el elemento termostático está totalmente abierto aumentando la capacidad en un mínimo de 50% en los tipos 4,5 bar y del 100% en los de 10 y 14 bar. La tabla siguiente muestra la capacidad mínima adicional de condensado a través del elemento termostático.

$\Delta P$ (bar)	0,5	1	2	3	4,5	7	10	14
Capacidad adicional mínima de condensado frío (kg/h)								
½" y ¾"	70	140	250	380	560	870	1130	1500
1"	120	240	360	500	640	920	1220	1500

## Anexo 17: Manómetro de presión vapor saturado en caldera Intensa



## Anexo 18: propiedades térmicas y físicas del vapor saturado.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:  
 Temperature Value, bar   
 Pressure

Units:  
 Metric/SI  
 English

Phase:  
 Vapor  Liquid  Two-phase

Close Calculate

Property	Value	Unit
Temperature	165.434	°C
Pressure	7.085	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.269675	m <sup>3</sup> /kg
Density	3.70817	kg/m <sup>3</sup>
Compressibility factor	0.943929	dimensionless
Enthalpy	2763.26	kJ/kg
Entropy	6.70297	kJ/(kg·°C)
Helmoltz free energy	-367.613	kJ/kg
Internal energy	2572.2	kJ/kg
Gibbs free energy	-176.549	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.83626	kJ/(kg·°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738  
Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

## Anexo 19: Lecturas del termómetro agua a caldera Intensa



Anexo 20: Con la ayuda del software Steamtab, se determina los parámetros térmicos físicos.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:  
 Temperature Value, °C   
 Pressure

Units:  
 Metric/SI  
 English

Phase:  
 Vapor  Liquid  Two-phase

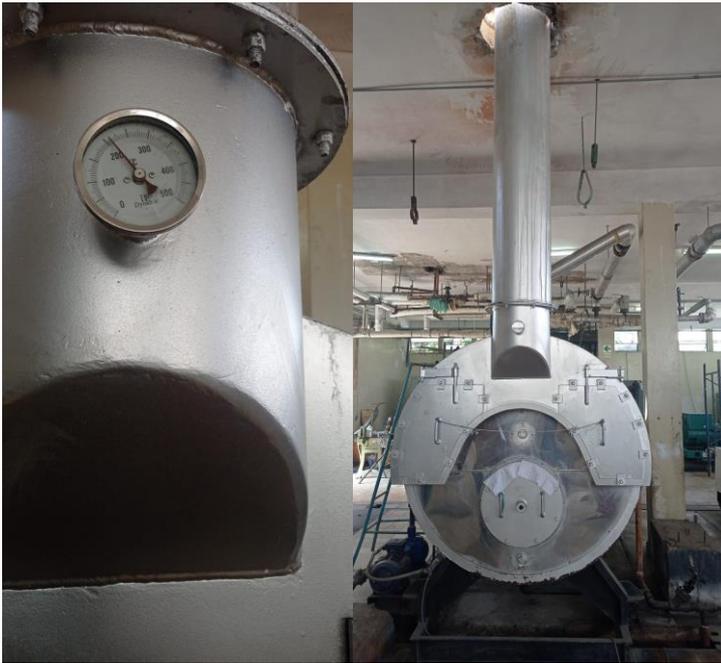
Close Calculate

Property	Value	Unit
Temperature	60	°C
Pressure	0.199464	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00101713	m <sup>3</sup> /kg
Density	983.16	kg/m <sup>3</sup>
Compressibility factor	0.000131951	dimensionless
Enthalpy	251.18	kJ/kg
Entropy	0.831293	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-25.7852	kJ/kg
Internal energy	251.16	kJ/kg
Gibbs free energy	-25.7649	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.97665	kJ/(kg.°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

Anexo 21: Lectura de termómetro del gas de chimenea de caldera Intensa.



Anexo 22: Propiedades físicas de los gases de combustión.

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a  $p = 101325 \text{ Pa}$ , con composición volúmica de los gases  $\text{CO}_2 = 13\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 11\%$ ;  $\text{N}_2 = 76\%$

t [°C]	T (K)	$\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [KJ/Kg*K]	h (kJ/kg)	$k^*102$ [W/m*K]	$a^*102$ [m <sup>2</sup> /h]	$\mu^*106$ [N*s/m <sup>2</sup> ]	$\nu^*106$ [m <sup>2</sup> /s]	Pr
0	273.15	1.30	1.045	0.00	2.28	6.08	15.78	12.20	0.72
78	351.15	1.03	1.063	83.27	2.94	10.00	19.38	19.49	0.70
100	373.15	0.95	1.068	106.76	3.13	11.10	20.39	21.54	0.69
182.5	455.65	0.80	1.089	199.37	3.77	15.80	23.36	29.68	0.68
214.1	487.25	<b>0.75</b>	<b>1.097</b>	<b>234.85</b>	4.01	17.60	24.50	32.80	0.67
249	522.15	0.69	1.107	276.20	4.35	20.67	26.01	38.09	0.66
300	573.15	0.62	1.122	336.63	4.84	25.16	28.23	45.81	0.650
350	623.15	0.57	1.137	398.60	5.27	30.10	29.96	53.10	0.65
400	673.15	0.53	1.151	460.56	5.70	35.04	31.69	60.38	0.640
430	703.15	0.50	1.161	500.13	5.96	37.61	35.34	65.16	0.64
500	773.15	0.46	1.185	592.45	6.56	43.61	43.85	76.30	0.63
562	835.15	0.42	1.203	676.81	7.09	50.25	40.14	87.03	0.62
600	873.15	0.41	1.214	728.52	7.42	54.32	37.87	93.61	0.62
620	893.15	0.40	1.219	756.32	7.59	56.69	38.43	97.31	0.62
700	973.15	0.36	1.239	867.51	8.27	66.17	40.69	112.10	0.61
735	1008.15	0.35	1.248	917.91	8.58	70.69	41.63	119.00	0.61
800	1073.15	0.33	1.264	1011.52	9.15	79.09	43.38	131.80	0.60
822	1095.15	0.32	1.270	1044.31	9.34	82.12	43.94	136.35	0.60
900	1173.15	0.30	1.290	1160.55	10.01	92.87	45.91	152.50	0.59
943	1216.15	0.29	1.297	1223.22	10.39	99.90	46.97	161.87	0.59
1000	1273.15	0.28	1.306	1306.30	10.90	109.21	48.36	174.30	0.58
1085	1358.15	0.26	1.320	1432.95	11.62	122.10	50.36	193.68	0.57
1100	1373.15	0.26	1.323	1455.30	11.75	124.37	50.71	197.10	0.57

1165	1438.15	0.25	1.334	1554.40	12.31	135.36	52.19	212.64	0.56
1200	1473.15	0.24	1.340	1607.76	12.62	141.27	52.99	221.00	0.56
1273	1546.15	0.23	1.353	1723.22	13.33	154.97	54.85	240.38	0.55
1300	1573.15	0.22	1.358	1765.92	13.59	160.04	55.54	247.55	0.55

Anexo 23: Propiedades físicas de los gases del aire.

Tabla: Propiedades físicas del aire									
t [°C]	T (K)	$\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	C <sub>p</sub> [KJ/Kg*K]	h (kJ/kg)	k*10 <sup>2</sup> [W/m*K]	a*10 <sup>2</sup> [m <sup>2</sup> /h]	$\mu$ *10 <sup>6</sup> [N*s/m <sup>2</sup> ]	$\nu$ *10 <sup>6</sup> [m <sup>2</sup> /s]	Pr
0	273.15	1.293	1.005	0.00	2.44	18.80	17.20	13.28	0.707
10	283.15	1.247	1.005	12.47	2.51	20.00	17.60	14.16	0.705
19.8	292.95	<b>1.206</b>	<b>1.005</b>	<b>23.88</b>	2.588	21.372	18.090	15.042	0.703
20	293.15	1.205	1.005	24.10	2.59	21.40	18.10	15.06	0.703
25	298.15	1.185	1.005	29.63	2.630	22.150	18.350	15.530	0.702
30	303.15	1.165	1.005	34.95	2.67	22.90	18.60	16.00	0.701

## FICHA DE VALIDACIÓN DE JUICIO DE EXPERTO

Nombre del instrumento	Hoja de Registro de datos de procesos
Objetivo del instrumento	Determinar frecuencia y tipo de mantenimiento, fallas, variación de parámetros de proceso, costeadando la producción de vapor saturado.
Nombres y apellidos del experto	Aimer Irigoín García
Documento de identidad	44196985
Años de experiencia en el área	5 años
Máximo Grado Académico	Ing Industrial
Nacionalidad	peruano
Institución	Cime ingenieros S.R.L. contratistas generales.
Cargo	Jefe. ssoma
Número telefónico	950631945
Firma	
Fecha	18 /07 / 2022

**FICHA DE VALIDACIÓN DE JUICIO DE EXPERTO**

Nombre del instrumento	Hoja de Registro de datos de procesos
Objetivo del instrumento	Determinar frecuencia y tipo de mantenimiento, fallas, variación de parámetros de proceso, costeando la producción de vapor saturado.
Nombres y apellidos del experto	Manuel Junnior Nerio Díaz
Documento de identidad	46501249
Años de experiencia en el área	1 año
Máximo Grado Académico	Ingeniero Mecánico Eléctrico
Nacionalidad	Peruano
Institución	Ingenacc S.R.L.
Cargo	Jefe de Producción
Número telefónico	
Firma	
Fecha	18 /07 / 2022

## FICHA DE VALIDACIÓN DE JUICIO DE EXPERTO

Nombre del instrumento	Hoja de Registro de datos de procesos
Objetivo del instrumento	Determinar frecuencia y tipo de mantenimiento, fallas, variación de parámetros de proceso, costeando la producción de vapor saturado.
Nombres y apellidos del experto	Americo Roncal Sarachaga
Documento de identidad	17906261
Años de experiencia en el área	32 años
Máximo Grado Académico	Ingeniero Mecánico Eléctrico
Nacionalidad	Peruano
Institución	Hospital regional docente - Trujillo
Cargo	Jefe de la unidad de mantenimiento
Número telefónico	947404283
Firma	 <p>REGIÓN LA LIBERTAD Gerencia Regional de Salud</p> <p>Ing. Americo Roncal Sarachaga Jefe de la Oficina Servicios Generales y Mantenimiento Reg. CIP. N.º 229863 Hospital Regional Docente de Trujillo</p>
Fecha	18 /07 / 2022



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

### **Declaratoria de Autenticidad del Asesor**

Yo, CASTRO ANTICONA WALTER MIGUEL, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, asesor de Tesis titulada: "Mejoras Energéticas para Aumentar el Rendimiento Térmico de Caldera de Vapor Saturado en un Hospital Público, La Libertad", cuyo autor es IRIGOIN GARCIA ILBER, constato que la investigación cumple con el índice de similitud establecido, y verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

TRUJILLO, 09 de Julio del 2022

<b>Apellidos y Nombres del Asesor:</b>	<b>Firma</b>
CASTRO ANTICONA WALTER MIGUEL <b>DNI:</b> 18173382 <b>ORCID</b> 0000-0002-8127-4040	Firmado digitalmente por: CASTROA el 22-07-2022 17:43:58

Código documento Trilce: TRI - 0331142