

UNIVERSIDAD SAN PEDRO
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE ESTUDIO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELECTRICA



**Análisis del balance térmico en el funcionamiento de la caldera
pirotubular intesa (Modelo: PT-100) en el Hospital EsSALUD III –
Chimbote**

Tesis para obtener Título Profesional de
Ingeniero Mecánico Eléctricista

Autor:

Rojas Quiñones, Julio Iderte

Asesor – Código ORCID

Calderón Rodríguez, Luis - 119188

Chimbote – Perú

2021

Palabra Clave

Balance térmico, eficiencia térmica, pérdidas de calor, optimización de eficiencia.

Tema	Balance térmico
Especialidad	Ingeniería Mecánica

Keyword

Thermal balance, thermal efficiency, heat losses, efficiency optimization.

Theme	thermal balance
Specialty	Mechanical Engineering

Línea de Investigación

Línea de Investigación	Sector mecánica
Área	Ingeniería y Tecnología
Subárea	Ingeniería Mecánica
Disciplina	Ingeniería Mecánica

Título de la investigación:

**Análisis del balance térmico en el funcionamiento de la caldera pirotubular
intesa (Modelo: PT-100) en el Hospital EsSALUD III – Chimbote**

Resumen

La investigación tiene como propósito determinar y analizar mediante el balance térmico, la situación actual operativa del caldero pirotubular en términos de la eficacia de ignición y la eficiencia térmica del caldero.

La metodología empleada consistió en el inicio de la primera ley de la termodinámica que consiste en establecer los flujos de entrada y salida considerando al cuerpo del caldero como un volumen de control de sistema abierto que intercambia energía con su medio ambiente y la aplicación de la Norma técnica Peruana (NTP 350.300.2008), cuyo procedimiento consiste en determinar seis pérdidas de los componentes principales de los gases de combustión para establecer indicadores porcentuales.

Las pérdidas de calor determinadas mediante la primera medición de los parámetros de combustión con analizador de gases aplicando el método indirecto bajo la NTP. 350.300.2008, se obtiene una eficiencia térmica del generador de vapor de 80.53%.

La segunda medición de parámetros de combustión aplicando la NTP 35.300.2008, se consigue una eficiencia térmica de 79.53%, en la tercera medición se obtiene 77.60%, en la cuarta medición se obtiene una eficiencia de 77.63% y finalmente en la quinta medición se obtiene una eficiencia térmica de 81.95%. teniendo un total de pérdidas de 19.47%,

El resultado con la propuesta de mejora a través de precalentamiento de agua de alimentación permite mejorar los indicadores de flujo de producción de vapor desde 854.26 Ton/h hasta 887.15 Ton/h, además los indicadores I1 que relaciona la cantidad de galones de combustible entre la tonelada de vapor mejora desde 22.31 hasta 21.48, reduciéndose significativamente el consumo de combustible, debido al calentamiento del agua desde 60°C hasta 90°C respectivamente, también se logra mejoras en el indicadores I2 que relaciona la cantidad de dinero entre la tonelada de vapor producido, y mejora desde 256.34 hasta 246.80.

Abstract

The purpose of the research is to determine and analyze, through the thermal balance, the current operational situation of the pirotubular cauldron in terms of the ignition efficiency and the thermal efficiency of the cauldron.

The methodology used consisted of the principle of the first law of thermodynamics, which consists in establishing the inflows and outflows considering the body of the cauldron as an open system control volume that exchanges energy with its environment and the application of the Technical Standard. Peruvian (NTP 350.300.2008), whose procedure consists of determining six losses of the main components of the combustion gases to establish percentage indicators.

The heat losses determined by the first measurement of the combustion parameters with gas analyzer using the indirect method under the NTP. 350.300.2008, a thermal efficiency of the steam generator of 80.53% is obtained.

The second measurement of combustion parameters applying NTP 35.300.2008, achieves a thermal efficiency of 79.53%, in the third measurement 77.60% is obtained, in the fourth measurement an efficiency of 77.63% is obtained and finally in the fifth measurement it is obtained obtains a thermal efficiency of 81.95%. having a total loss of 19.47%,

The result with the proposal of improvement through preheating of water of feeding allows to improve the indicators of flow of production of steam from 854.26 Ton / h to 887.15 Ton / h, in addition the indicators I1 that relates the amount of gallons of fuel between the ton of steam improves from 22.31 to 21.48, significantly reducing fuel consumption, due to water heating from 60°C to 90°C respectively, improvements are also achieved in the I2 indicators that relate the amount of money between the ton of steam produced, and improvement from 256.34 to 246.80.

Indice

Palabra Clave	I
Título de la investigación:	II
Resumen	III
Abstract	iv
Indice	v
I. Introducción	1
II. Metodología:	51
III. Resultados	52
IV. Análisis y discusión	84
V. Conclusiones	88
VI. Recomendaciones	89
VII. Agradecimientos:	91
VIII. Referencias bibliográficas	92
IX. Anexos y Apéndices	94

I.

Introducción

El análisis del balance térmico aplicado a generadores de vapor pirotubulares se efectúa desde el punto de vista del fluido de trabajo como es el agua de alimentación, el combustible empleado y el aire de combustión, estos fluidos forman parte de la interacción térmica necesaria para producir calor con la que se conseguirá la producción de vapor saturado para diversos usos y aplicaciones dentro del recinto Hospitalario.

Los parámetros en las cuales estos fluidos de trabajo mencionado operan, hacen que el resultado de un balance térmico, indique parámetros deseados o también parámetros no tan beneficiosos para la operación del equipo térmico, por ejemplo, mantener una presión adecuada de operación del caldero garantiza y asegura una producción de vapor constante, así también dotar de agua de alimentación a la temperatura adecuada, hará que el equipo opere en las condiciones más favorables que permitan incrementar la producción de vapor también desde el aspecto de la combustión, el precalentamiento de aire de combustión a valores por encima de la temperatura de ambiente, mejorara el proceso de combustión al interior de la cámara, ya que la humedad se reduce haciendo que los gases sostengan temperaturas más elevadas, así también verificar la cantidad de aire de combustión garantiza que la formación de los productos de ignición se sostengan en los rangos permisibles que establece la norma.

Sin embargo estos factores pueden formar parte de la realidad operativa del generador de vapor, pero existe una herramienta metodológica que permite establecer cuantitativamente el desempeño de la unidad de generación, y ese es el balance térmico, el balance permite relacionar la cantidad de energía que ingresa y sale del sistema, en estas condiciones se puede hacer una valoración, en términos de sus indicadores para establecer si la operación es adecuada o no, para que a partir de ella se realicen las propuestas de mejoras en función al potencial de mejora que presente cada escenario, por ejemplo, el agua de alimentación puede ser precalentada hasta 90°C, el aire de combustión se puede precalentar hasta 70°C en función a la temperatura que se pueda extraer de los gases de chimenea sin afectar su punto de rocío que favorece por lo general a la condensación del agua presente en los gases, todos estos factores son determinantes y se ajustan a detalle cuando estas son tratadas bajo una prueba de diagnóstico y se consigue con el balance térmico. En términos generales el balance servirá como herramienta para la toma de decisiones en la búsqueda de las medidas de mejoras que se pueden realizar en el generador de vapor.

El trabajo de investigación para determinar el funcionamiento de la caldera pirotubular Intesa se han utilizado los antecedentes que ha continuación se mencionan

Molinas, L. A., & Molina, G. En el año 1993, menciono en su tesis que las calderas pirotubulares son máquinas de vapor diseñadas para trabajar en instalaciones donde se necesite una gran transferencia de energía calorífica. Las calderas pirotubulares son los que circulan por el interior de los tubos que integran el intercambiador mientras el agua se encuentra en el exterior, calentando la temperatura del fluido.

El pequeño manual de calderas que menciono en su tesis, Carlos, J. Renedo. En el año 1997. Este menciona especialmente a aquellos operarios de caldera, que frente a una duda o accionar o asir, puedan instaurar un camino de solución a la situación, siendo responsabilidad de cada uno el tomar la acción adecuada. Lo que se establece aquí es una orientación. Ya que sabemos que es la parte principal de una fábrica debemos tener mucho cuidado al operarla ya que la mala operación y el mal mantenimiento podría dañarse y generar grandes daños como una gran explosión debemos controlar la presión del vapor cada cierto momento. Debemos tratar el agua que vamos a utilizar para la caldera ya que podría ocurrir corrosión dentro de ella o asentamiento de sólidos en su interior.

Osbalto, G. R., En el año 1977, menciono en su tesis que las calderas se clasifican es por el tipo de combustible que utiliza el cual determina las condiciones de instalación. Basándose en algunos de estos criterios las calderas se pueden clasificar en:

Clasificación de acuerdo a la circulación de los fluidos dentro de los tubos de la caldera:

Calderas acuotubulares: En este tipo de calderas son aquellas que circula por el interior de los tubos y los humos de combustión por el exterior.

Calderas pirotubulares: En este tipo de caldera los humos que circula por dentro de tubos, mientras que el agua se calienta y evapora en el exterior de ellos. Todo este sistema está contenido dentro de un gran cilindro que envuelve el cuerpo de presión.

Asencio Huayanay, N. En el año 2014 planteo en su tesis una apreciación técnica de los generadores de vapor y propuesta de la mejoría para la eficacia térmica de la pesquera JADA S.A., y demostró que la combustión en las cinco calderas fue eficiente, ya que no solo presenta eficiencias altas, también sus reacciones de combustión que se llevaron a cabo son completas, y que no se produjo valores significativos del nivel de monóxido de carbono en los gases de escape de chimenea. También se registró que las pérdidas por convección y radiación se beneficio al estado de los aislamientos en las calderas, y estas pérdidas se obtuvieron en un promedio de 0.19% en las cinco calderas. La mayor eficiencia neta encontrada por el método indirecto es de la caldera pirotubular N° 03 de 1000 BHP de capacidad, con 84.7% de eficiencia, presentando las más baja perdida de energía de 14.6% y con beneficios de 10.32% de energía. Este resultado de eficiencia está por debajo de la eficiencia de diseño.

Custodio, J & Solís, P. En el año 2017 planteo en su tesis titulada "Estimacion del metodo de recuperacion de purgas de fondo y nivel de las calderas pirotubulares en la empresa pesquera Hayduk - Coishco, y demostró que la estimación del procedimiento de recuperación de calor mixto conserva el principio básico que corresponde a los cálculos de balance de masa y balance de energía, obteniendo una eficiencia de los calderos N° 01, 02, 03, 04, 05, 06 y 07 de 900 BHP, las eficiencias de 85%, 85.38%, 84.99%, 84.79%, 84.94%, 85.06% y 84.86% respectivamente, lográndose cuantificar el flujo de condensado de las purgas de nivel y de fondo emitidas por las 07 calderas de la planta de vapor, el cual es de 9617.33 kg de condensados por hora a una presión de 120 psi.

Tomas Larios, H. En el año 2011 planteo en su tesis titulada, "Diseño de plan de mantenimiento preventivo del área de calderas del hospital nacional Santa Elena de santa cruz del quiche, el Quiche – Guatemala. y demostro que la eficiencia de los 05 calderos pirotubulares, con una antigüedad de 14 años, tienen eficiencia por debajo del rango esperado debido a que se está utilizando agua directamente captada de pozos subterráneos para su uso, esto hace que se pierda eficiencia en la operación, en estudio de tesis plantea la instalación de un recuperador de calor que colecta los gases de escape de 2 calderos, de 250 BHP, para hacerla circular a través de un tanque de precalentamiento de agua, a su vez que también se recuperaran los condensados provenientes de 3 áreas de consumo, el análisis térmico trajo como resultado que la aplicación de precalentamiento de agua desde 20 °C hasta 72 °C trajo una mejora de la eficiencia desde 76% hasta 83%, un vapor muy aceptable para calderos pirotubulares con la antigüedad que sostienen, además el ahorro en combustible fue significativo, alcanzados un ahorro de hasta 30%, al usar solo gases de escape con remanentes de condensados calientes que retornaron desde tres áreas de servicio.

Para el presente trabajo se ha considera la siguiente fundamentación científica: La caldera es un elemento en el que el calor que se produce al quemar un combustible, se transmite posteriormente al agua que circula por su interior y que luego, una vez caliente, pasa hacia el circulo de radiadores, de suelo radiante, etc. El calor se transfiere al agua no solo por el contacto directo entre la llama y el cuerpo de la caldera que contiene el agua, es decir por conducción, sino que se produce también un intercambiador de radiación desde la llama a las paredes del hogar y otro por convección, ya que los humos producidos en la combustión y que poseen altas temperaturas calientan las partes metálicas bañadas por el agua.



Figura N° 01. Corte lateral de un Caldero Pirotubular

Fuente: Stalim Crouler

Funcionamiento:

- El fluido (generalmente agua tratada químicamente, blanda) se inyecta al caldero mediante una bomba o conjunto de bombas a una presión superior al contenido en el caldero.
- El calor o energía térmica es suministrada a través de una fuente de energía primaria, mediante una reacción de oxidación entre un combustible (en función a su poder calorífico) y el oxígeno del aire comburente, a un determinado exceso de aire generándose gases de la combustión a alta temperatura.
- La eficiencia de la combustión depende del exceso de aire, en este caso es recomendable un 15 a 20% de exceso de aire para combustibles gaseosos y entre 20 a 30% para combustibles líquidos, para poder alcanzar un alto valor de temperatura de llama adiabática.
- La eficiencia de la combustión dependerá en su medida de la temperatura y de la presión del combustible, así como de la temperatura del aire comburente, así como

de las condiciones de hermeticidad del hogar y de las condiciones de limpieza del quemador.

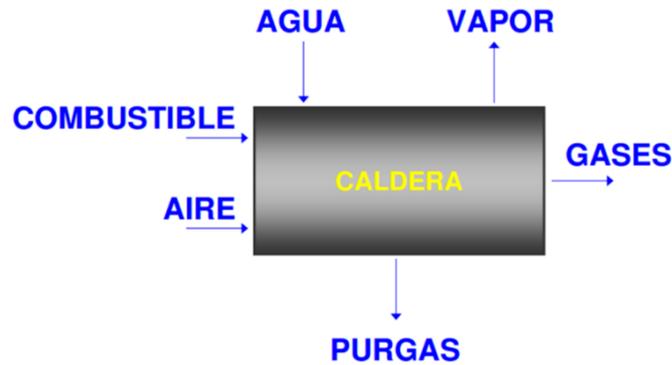


Figura N° 02. Diagrama de flujo de ingreso de energía en un caldero

Fuente: Elaboracion propia.

- El calor se transfiere desde los gases de la combustión hacia el agua o fluido a calentar o a evaporar, mediante un rendimiento de aprovechamiento del calor suministrado en calor útil. Posteriormente los gases de la combustión abandonan el caldero en función a su característica del equipo (tiro forzado o tiro inducido o tiro balanceado) mediante la chimenea (diseñada a una determinada altura).
- El agua calentada o en estado de vapor saturado o sobrecalentado fluye a través de una válvula de globo hacia el sistema de distribución de vapor. En un proceso intermedio parte del fluido es retirado mediante las purgas de fondo del equipo, esta operación se realiza en función a los requerimientos de control de calidad del agua.
- Es indispensable así mismo un adecuado control del nivel de agua y la presión de trabajo del equipo para una seguridad de la operación. El control de la presión juega un papel muy importante como parámetro de operación, seguridad, con lo cual el diseño de sus componentes y sistemas auxiliares son función de la presión de diseño.

Clasificación:

Se clasifican segun diversos criterios, relacionados con la disposicion de los fluidos y su circulacion, el mecanismo de transmision de calor dominante, aspectos estructurales, modo de intercambio de calor, la forma del quemado del combustible, forma de alimentacion de agua y otros factores.

- a. Por la disposicion de los fluidos:
 - De tubos de agua (calderas acuotubulares)
 - De tubos de humo (calderas pirotubulares)
- b. Por la posicion del tambor o hervidor:
 - Calderas verticals
 - Calderas horizontals
- c. Por la posicion de los tubos:
 - Tubos verticals
 - Tubos horizontales
 - Tubos inclinados
- d. Por el numero de pasos
 - Un paso
 - Dos pasos
 - Tres o mas pasos
- e. Por la circulacion de agua
 - De circulacion natural
 - De circulacion asistida
 - De circulacion forzada
- f. Por el mecanismo de transmision de calor dominante
 - De conveccion
 - De radiacion
- g. Por el combustible empleado
 - De combustibles liquidos
 - De combustibles gaseosos

Generadores de vapor pirotubulares:

a. Definición:

Son aquellos calderos de tipo paquete que se caracterizan por que los gases calientes de la combustión fluyen a través de los tubos, mientras que el agua está contenida en un depósito que contiene a los tubos, produciéndose la transferencia de calor desde dentro de los tubos hacia a fuera. El agua absorbe el calor necesario de los tubos radiantes generando vapor saturado.

En los primeros diseños, la caldera era simplemente un casco o tambor con una línea de alimentación y una salida de vapor montado sobre una caja o marco de ladrillos. El combustible era quemado sobre una parrilla debajo del casco y el calor liberado era aplicado directamente a su parte inferior antes de que los gases salieran por la chimenea.

Los diseñadores de calderas muy pronto aprendieron que calentar una gran masa de agua en un recipiente era notoriamente ineficiente, que era necesario poner una mayor porción de esa agua en contacto con el calor.

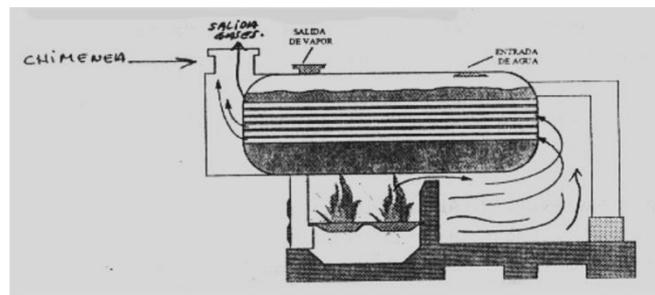


Figura N° 03. Primeros calderos pirotubulares

Fuente: Abarca Bahamondes

Una manera de lograr esto era dirigir los gases de la combustión dentro del recipiente o casco de la caldera. Este diseño dio origen a las calderas pirotubulares. Este nombre se debe a que en ellas el calor es transferido desde los gases de combustión, que fluyen por el interior de los tubos, al agua que los rodea.

El combustible es normalmente quemado debajo del casco y los gases son orientados a entrar en los tubos que se hallan en el interior del tambor de agua, haciendo su recorrido en tres o más pasos. El vapor sale por la parte superior del tambor y la entrada de agua está generalmente 2" por encima de la huerda de tubos más alta. Las calderas pirotubulares se desarrollaron principalmente en dos modelos: De retorno horizontal y de horno interno o tipo escocés.

- De Retorno Horizontal. Son calderas de un bajo costo inicial y de simple construcción, muy usadas en sistemas de calentamiento de edificios y producción de vapor para pequeñas factorías.

Consisten de un casco cilíndrico con gruesas paredes terminales entre las cuales se encuentra soportado un gran número de tubos de 3" o 4" de diámetro, aunque se pueden tener diámetros menores, esto da mayor superficie de transferencia y por ende mayor generación de vapor. (Similares a los de figura N° 3).

- De Horno Interno. Llamada también tipo **Escoces**, la combustión tiene lugar en un horno cilíndrico llamado FLUE o Hogar que se encuentra dentro del casco o tambor de la caldera. Los tubos de humo están a lo largo del casco y envuelven al hogar por los lados y su parte superior.

Los gases que salen del horno cambian de dirección en una cámara en el extremo y regresan, recorriendo completamente la unidad, hasta una caja de humos localizada en el frente.

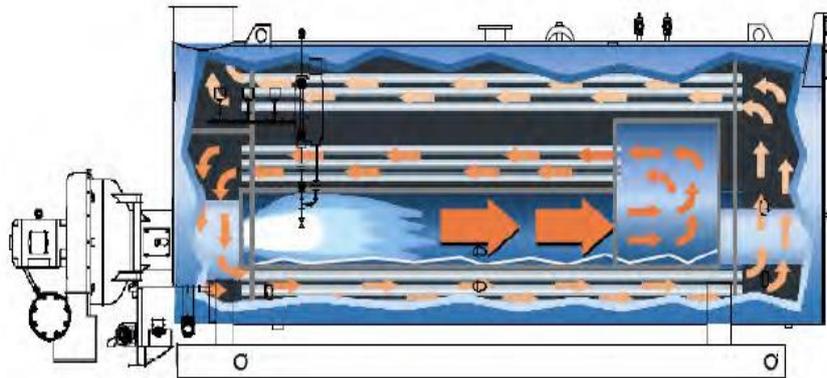


Figura N° 04. Corte de un caldero pirotubular

Fuente: CALDERAS INTESA

b. Componentes:

- **Hogar:** Es la última parada del aire, ya que es la zona de radiación del generador de vapor en donde se produce el calor necesario para la generación de vapor, mediante la combustión de la mezcla aire – combustible, la cual origina la llama o fuego.

- **Banco de tubos:** Está conformado por tubos de acero al carbono sin costura, procesados en caliente con extremos lisos a escuadra, generalmente cedula 40 y 60 (de 2 a 2 ½” generalmente para calderos de mediana y gran capacidad, para calderos de pequeña capacidad se usan tuberías de ½”) en calidad certificada ASTM A 192 o ASTM 198, están fijados en los espejos del caldero de la siguiente forma: En la parte frontal van expandados., mientras que en la parte posterior van expandados y electro soldados con soldadura E7018. Las tuberías para calderas deben responder a los requerimientos de la aplicación, es decir, tener una excelente resistencia a la corrosión, temperatura y presión. En algunos diseños se instalan turbuladores dentro de los tubos para incrementar la turbulencia de los gases de la combustión.

La forma en que los tubos son arreglados en el espejo del caldero es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (pitch) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación pitch/diámetro puede reducirse a 1,20.

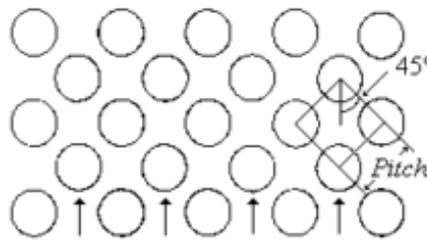


Figura N° 05. Arreglo cuadrado rotado

Fuente: Gonzales Mendizábal

Para obtener haces de tubos más compactos y económicos, se sugiere el uso de ángulos de 30° y 60°, los que permiten acomodar un 15% más de tubos que los otros, pero no deben ser usados cuando se requiera de limpieza externa por medios mecánicos. Para todos los haces de tubos con factores de ensuciamiento inferiores a 0,00035 m².°C/W (0,002 °F.ft².h/BTU) o menores, se prefiere el arreglo triangular de 30°.

La fijación de los tubos puede ser:

Expansión y Rolado(A): Es la manera comúnmente utilizada por todos los fabricantes de calderas lo cual permite el movimiento lineal cuando el tubo se expande. Requiere re-expansión periódica.

Expansión, Enrolado y “Prossering” (B): Proceso exclusivo de la Marca Johnston, el cual captura el tubo por los dos lados de la placa tubular eliminando movimiento lineal y la re-expansión periódica correspondiente. Expansión, Enrolado, Prossering y Soldadura (C): Un proceso opcional para rigidez adicional. Se puede cambiar el tubo sin deformar el agujero.

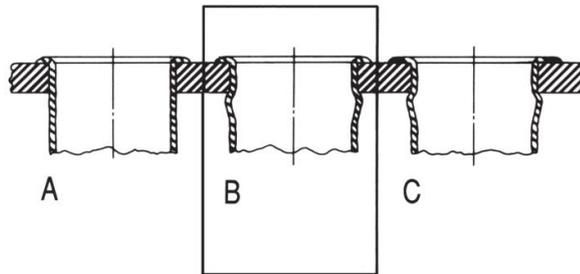


Figura N° 06. Fijación de tuberías

Fuente: Calderas Johnston

- **Tambor o cilindro:** Es el cilindro que conforma la parte exterior y da forma al caldero, está compuesto por:

Cámara de agua: Es el volumen de la caldera que está ocupado por el agua que contiene y tiene como límite superior un cierto nivel mínimo del que no debe descender nunca el agua durante su funcionamiento. Es el comprendido donde el nivel mínimo visible en el tubo de nivel hacia abajo.

Cámara de vapor: Es el espacio o volumen que queda sobre el nivel superior máximo de agua y en el cual se almacena el vapor generado por la caldera. Mientras más variable sea el consumo de vapor, tanto mayor debe ser el volumen de esta cámara.

En este espacio o cámara, el vapor debe separarse de las partículas de agua que lleva en suspensión. Por esta razón, algunas calderas tienen un pequeño cilindro en la parte superior de esta cámara, llamada “domo”, y que contribuye a mejorar la calidad del vapor (hacerlo más seco).

Aunque la transferencia de calor por el lado de humo es precisa para maximizar eficiencia térmica de la caldera, igualmente importante es la circulación eficiente de agua. La orientación de los tubos en el diseño de las calderas y el diseño de la cámara de intercambio de gases, sumergida en agua, promueve una excelente circulación de agua. Un espacio vacío de tubos directamente arriba del fogón

separa el grupo de tubos del lado derecho de los del lado izquierdo, lo cual permite una corriente vertical de agua arriba del fogón. El movimiento del agua más fría fluye a los extremos de la caldera, baja por las paredes y vuelve a subir a la superficie mientras se calienta. Este diseño causa un efecto de circulación natural.

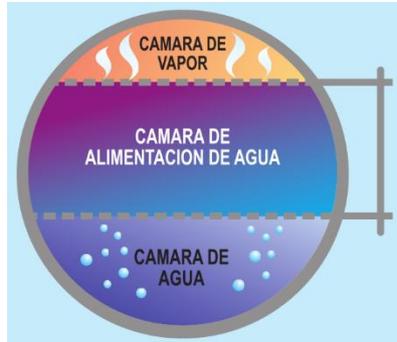


Figura N° 07. Corte de la Cámara Principal del Caldero Piro-tubular

Fuente: SPYRAX SARCO

El cuerpo de presión de la caldera será totalmente soldado por fusión eléctrica de penetración completa. La lámina del vaso o cilindro de presión generalmente es de plancha de acero al carbono en Calidad Certificada ASTM A 285 grado C o ASTM A 515 Grado 70.

Las soldaduras se someterán a inspección radiográfica de acuerdo con lo ordenado por el Código ASME en sus secciones pertinentes. Una vez soldado íntegramente el cuerpo de presión será sometido a tratamiento térmico de normalización para eliminar los esfuerzos residuales producidos durante la soldadura.

La caldera estará cubierta con aislamiento de manta mineral de 2" de espesor, protegida con lámina C.R. calibre 20 y opcionalmente con lámina galvanizada o con lámina de acero inoxidable.

- **Espejos:** O también llamadas placa tubos, fabricadas de lámina de acero al carbono en calidad ASTM A 285 grado C o 515 grado 70.

La placa de tubos o espejos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.

- **Camaras de humo:** Los humos salen de la caldera a temperatura superior a 70 °C de forma que se evita la condensación del vapor de agua que contienen.
- **Mampostería:** Se llama mampostería a la construcción de ladrillos refractarios o comunes que tienen como objeto: Cubrir la caldera para evitar pérdidas de calor. Guiar los gases y humos calientes en su recorrido.
- **Puertas de explosión:** Son puertas metálicas con contrapeso o resortes, ubicadas generalmente en la caja de humos y que se abren en caso de exceso de presión en la cámara de combustión, permitiendo la salida de los gases y eliminando la presión. Solo son utilizables en calderas que trabajen con combustibles líquidos o gaseosos
- **Registros:** También llamados registros de hombres, los cuales son tapas elípticas que se ponen en los fondos del cilindro del caldero o en la parte baja: Permiten la entrada de un hombre, con el fin de hacer un mantenimiento interno o inspeccionar ocularmente.

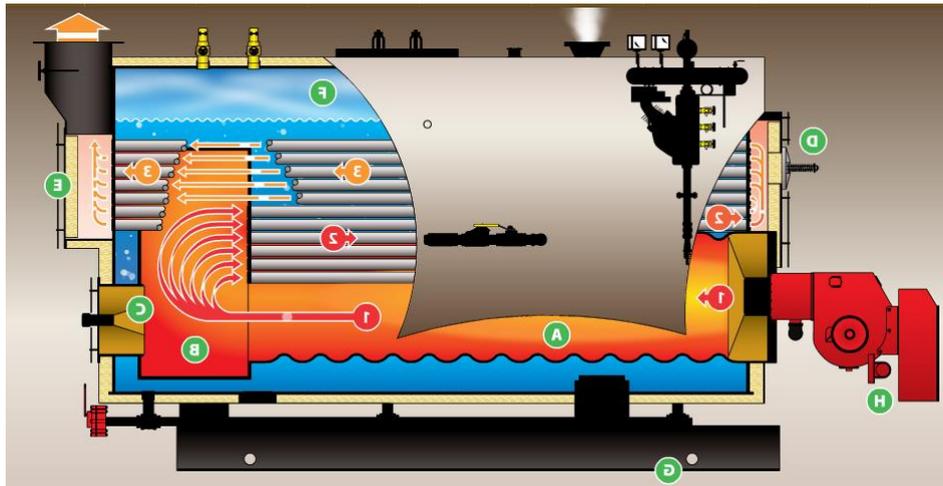


Figura N° 08. Componentes de un Caldero Pirotubular

Fuente: Calderas Power Master

Tabla 01.

Componentes de un Caldero Pirotubular

A	Flue	B	Cajda de Humos posterior
C	Visor	D	Puerta de Explosión
E	Cámara de Humos posterior	F	Cámara de Vapor
G	Base	H	Quemador
1	1 Paso	2	2 Paso
3	3 Paso		

Fuente: Calderas Power Master

- Chimenea:** Es el conducto de salida de los gases y humos de la combustión hacia la atmósfera, los cuales deben ser evacuados a una altura suficiente para evitar perjuicios o molestias a la comunidad. Además, tiene como función producir el tiraje necesario para obtener una adecuada combustión, esto es, haciendo pasar el aire necesario y suficiente para quemar el combustible, en caldera que usan combustibles sólidos. Las dimensiones de la chimenea en cuanto a su altura y diámetro estarán determinadas por el tiraje necesario y condiciones de instalación respecto a edificios vecinas. En las calderas modernas existe tiraje artificial en que el movimiento del aire se hace por ventiladores sin descartar, desde luego, los usos de la chimenea.

El dámper es una compuerta metálica instalada en el conducto de humo que comunica con la chimenea o bien en la chimenea misma. Tiene por objeto dar mayor o menor paso a la salida de los gases y humos de la combustión.

c. Disposiciones:

El “número de pasos” en una caldera de tubos de fuego es un parámetro que se refiere al número de corridas horizontales que los gases realizan entre el Hogar y la salida de los mismos. La cámara de combustión o el Hogar se consideran como primer paso; cada conjunto separado de tubos de fuego provee pasos adicionales como se muestra en Figura N° 9. Según la disposición del flujo de los gases de la combustión tenemos los siguientes tipos:

- Recorrido en un sentido (de un paso). Son de baja potencia, y se caracterizan por que los gases calientes de la combustión fluyen dentro del hogar y posteriormente se expulsan a través de la chimenea. En este caso el caldero es de espalda seca con la chimenea ubicada sobre la cámara de humos posterior.
- Con retorno simple (de dos pasos). Conocidos como calderos de espalda húmeda, donde la chimenea esta sobre la cámara de humos frontal del caldero.
- Con retorno doble (de tres pasos). Conocidos como calderos de espalda seca, donde la chimenea se ubica sobre la cámara de humos posterior del caldero, en donde se ubica un mamparo o placa deflectora.
- Con retorno triple (de cuatro pasos). Conocidos como calderos de espalda húmeda, donde la chimenea se ubica sobre la cámara de humos frontal del caldero, son de potencias superiores a 1,000 BHP.

El número de pasos de gases de combustión en una caldera pirotubular no necesariamente determina su eficiencia característica. Para el mismo número total, longitud, y tamaño de tubos (misma superficie de calefacción), el incremento del número de pasos incrementa la longitud que los gases de combustión tienen que viajar debido a que los gases deben pasar a través de los tubos en serie más que en paralelo. Esto incrementa la velocidad de los gases de combustión dentro de los tubos, pero hace poco para cambiar el tiempo total que los gases calientes fluyen desde el horno hasta la salida en contacto con las superficies calefactoras de los tubos.

El incremento en la velocidad de los gases en algunos casos puede mejorar la transferencia de calor incrementando la turbulencia de los gases mientras viajan a través de los tubos. Generalmente, sin embargo, el incremento en el número de pasos y la velocidad resultante de los gases incrementa la resistencia al flujo y fuerza al ventilador de aire a consumir más energía.

Los pasos en el lado de los tubos del espejo ocurren cada vez que el fluido atraviesa al equipo de un lado al otro. El arreglo de los pasos en el lado de los tubos y en la carcasa tiene mucha importancia a la hora del cálculo de la verdadera diferencia de temperaturas entre los dos fluidos y además permiten cambiar la velocidad del fluido al variar su número.

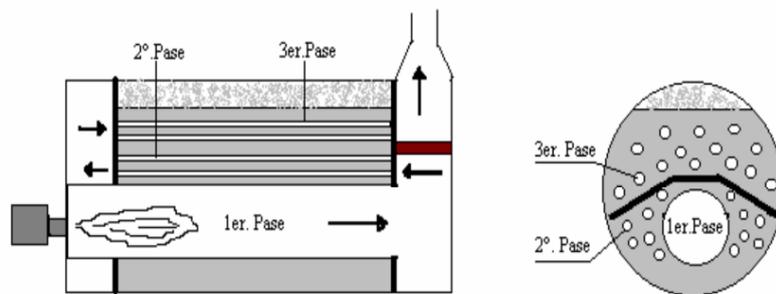


Figura N° 09. Disposición de un Caldero Pirotubular de 3 pasos

Fuente: Spirax Sarco

Para calderas de alta capacidad y según diseño del fabricante, se tienen calderos de 1 o 2 hogares o flues y de 1 o 2 quemadores.

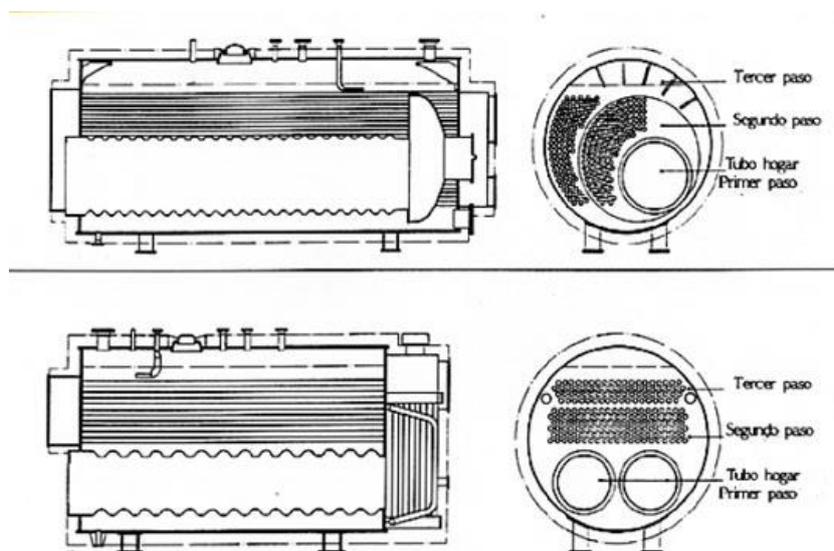


Figura N° 10. Caldero Pirotubular de 1 y 2 Flues.

Fuente: Calderas CB

Sistemas de seguridad, control y mando:

- **Control de la presión:**

Valvulas de seguridad:

Una válvula de seguridad es un dispositivo de alivio de presión actuado por la presión ajustada pero caracterizado por una acción de apertura rápida, para trabajar y rebajar presión inmediatamente, al dejar escapar vapor de un recipiente cerrado. Puede utilizarse para servicio de alivio de la presión de aire.

Una válvula de alivio de presión pilotada por presión es un dispositivo de alivio donde el dispositivo principal está actuado y controlado por un DISPARADOR auxiliar auto-operado de la válvula de alivio de presión.

Una válvula de alivio de presión está actuada por la presión interior que tiene un ascenso graduado proporcional al incremento de presión y se utiliza principalmente para evitar sobré presión en el servicio de líquidos.

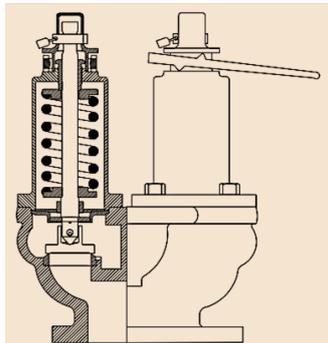


Figura N° 11. Válvula de seguridad

Fuente: Stalin Crouler

Presostatos: Es un instrumento que abre o cierra un circuito eléctrico, en función del cambio de un valor de presión prefijado, en un circuito neumático. También se le conoce como interruptor de presión.

Manómetros: Es un dispositivo que se utiliza para medir la presión, es decir, la magnitud física que refleja la fuerza que ejerce un cuerpo sobre una unidad de superficie. Con estos instrumentos es posible comprobar la presión de un gas o de un líquido.

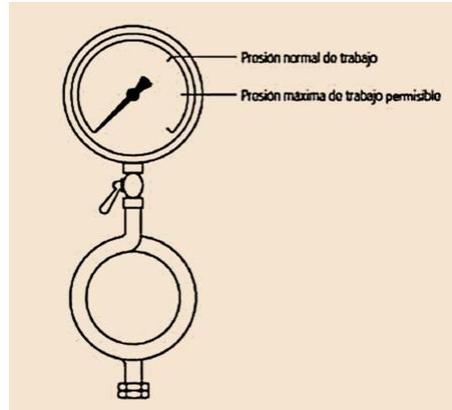


Figura N° 12. Manómetro BOURDON

Fuente: Stalin Crouler

- **Control de nivel del agua:** Permiten, mediante la diferencia de conductividad entre la fase líquida y la fase de vapor, controlar nivel bajo, nivel muy bajo, nivel máximo, arranque o paro de la bomba, utilizando un electrodo de nivel.



Figura N° 13. Válvula de seguridad

Fuente: Stalin Crouler

Descripción general y principios de operación de calderas

Son equipos que se emplean para producir vapor, agua caliente; mediante la transferencia de calor proveniente de la combustión. Los calderos comúnmente usados en instalaciones hospitalarios son los de tipo pirotubular, en la que los gases calientes fluyen por el interior de los tubos, mientras que el agua por el exterior de estos, dentro de un recipiente cilíndrico.

La potencia del caldero varía entre 20 BHP y 700 BHP, siendo su presión relativa de diseño de aproximadamente 125 psig; su producción de vapor varía entre 690 y 24510 lbs/hr.

- Llenado y vaciado de la caldera
- Procedimiento para la puesta en marcha de la caldera
- Recomendaciones finales de operación
- Procedimiento de purga



Figura N° 14. Esquema de Caldera Piro-tubular Intesa N°01
Fuente: fotografía tomada en EsSALUD Hospital III-Chimbote

Accesorios y equipo auxiliar asociado a las calderas

Es el conjunto general que comprenden aquellas partes directamente conectadas a la caldera o dentro de la misma.

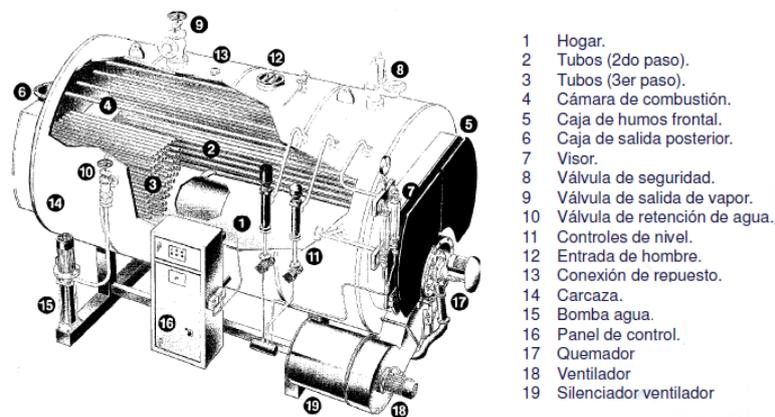


Figura N° 15. Accesorios de caldera piro-tubular
Fuente: manual de operación Intesa

Los quemadores y el sistema de control

Al encender el equipo, un transformador produce una chispa en los electrodos haciendo que se encienda el combustible inyectado a la cámara de combustión. La fotocelda verifica la presencia de flama. Varían los sistemas de quemadores, para diésel (B5), necesitamos únicamente atomizar a presión el combustible y cuestionarlo, necesitamos precalentarlo para disminuir su viscosidad y poder atomizarlo por medios mecánicos (presión) ayudándonos con aire comprimido o vapor. (Castillo Neira, P. 2010)

a) Partes de quemador

- Suministro de aire

Ventilador: Este equipo abastece del volumen y presión, aire necesario para la combustión. Para controlar la cantidad de aire que debe inyectarse al hogar, existe una compuerta en la entrada del quemador (DAMPER DE ENTRADA) la misma que puede tener una o varias posiciones durante el proceso de combustión permitiendo el paso adecuado de aire, de acuerdo a la fase en que se encuentra el proceso de combustión del quemador.

En función al tipo de caldero el damper puede tener las siguientes posiciones:

- Una posición (o Posición fija) caldero de un solo fuego.
- Dos posiciones: Caldero de fuego bajo – alto.
- Varias Posiciones y modulantes: Caldero de Modulación Full.



Figura N° 16. Motor generador de aire

Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

- Difusor: son los encargados de mezclar el aire suministrado por el ventilador entre las partículas pulverizadas del combustible, para el ventilador entre las partículas pulverizadas del combustible, para que entre en contacto y así lograr una combustión eficiente, además el difusor logra un efecto tangencial del aire de suministro para una mayor transferencia de calor en la cámara de combustión.
- b. Manejo de combustibles
- Bombas de combustible: Suministra la presión necesaria para llevar la ignición hasta las boquillas del quemador para producir la atomización a la salida de la boquilla. Para Diesel (B5).



Figura N° 17. Motor generador de aire
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

- Válvulas solenoides

Es un dispositivo electro – mecánico que permite o detiene el flujo de algún líquido (combustible) a través del cuándo es aplicada una corriente eléctrica a la bobina.

Para calderos que tienen fuego bajo y fuego alto, generalmente tienen dos válvulas solenoides, la de fuego bajo solo deja pasar un porcentaje de combustible, permitiendo igualmente un porcentaje de llama a la que se le denomina fuego bajo; la válvula de fuego alto completa la cantidad de combustible para incrementar la llama y acelera la producción de vapor, en fuego alto funcionan las dos válvulas.

Los calderos que se enciende con llama piloto, tienen otra válvula solenoide, la que permite el paso del combustible al piloto antes de que se activen las válvulas solenoides de régimen de llama.



Figura N° 18. Válvula solenoide

Fuente: fotografía tomada en Hospital III- Es Salud Chimbote

- Ductos de combustible

En la parte central del quemador desde la parte posterior hacia adelante encuentran localizados los ductos de combustible que dependiendo del tipo de caldero.

- Ducto de combustible para Llama Piloto.
- Ducto de combustible para Fuego Bajo.
- Ducto de combustible para Fuego Alto.
- Ducto de combustible para Caldero de modulación Full.
- Ducto para Retorno de Combustible.

- Boquillas:

Es el encargado de atomizar el combustible para que haya un quemado correcto y eficiente. El petróleo gira en sentido contrario a las manecillas del reloj, visto desde el extremo de la tobera del conjunto, impulsado por la acción de las ranuras de remolino. Después de romper el petróleo en gotas pequeñas, se debe mezclar con aire para la combustión. En la boquilla se estampa la cantidad de petróleo que maneja en galones por hora. Esta capacidad es una presión de trabajo en la tobera de 150 psi.



Figura N° 19. Tobera de lado Derecho e Izquierdo

Fuente: fotografía tomada en Hospital III- Es Salud Chimbote

c. Encendido del quemador

o Transformador de ignición:

Para producir el arco eléctrico entre las puntas de los electrodos, es necesaria una fuente de alto voltaje, el transformador de ignición eleva el voltaje de entrada de 110V/220V hasta 10000V/12000V de salida, y con una intensidad de 25mA/50mA. Al arrancar la caldera se alimenta el transformador y este envía la corriente a los electrodos donde se produce el arco eléctrico que encenderá al combustible pulverizado. Al detectar la flama, el transformador deja de enviar corriente a los electrodos y la chispa eléctrica se apaga.

o Electrodo:

Los electrodos deben tener un espacio entre puntas exactas, especificadas por el fabricante con el fin de lograr un arco eléctrico, para facilitar alta temperatura y así comenzar el proceso de combustión. Estos están fabricados de materiales altamente conductores de electricidad y resistente a altas temperaturas. La calibración de los electrodos tiene una finalidad elemental de que solamente la chispa sea la que quede dentro del cono spray de combustible más no las puntas de los electrodos.

De presentar esto, el deterioro de los electrodos será prematuro, por efecto del quemado de las puntas ya que estarían dentro de la llama al encenderse el combustible.

La distancia entre puntas de electrodos es de 1/8" para 12000V y 1/16" para 10000V. Como también la innecesaria formación de hollín y carbonilla en las puntas de los electrodos y el difusor de aire. Hay diversos factores que afecta la calibración o mantenimiento general de los electrodos de ignición del combustible

- o El tipo de boquillas usadas.
- o El número de boquillas usadas.
- o El ángulo del cono spray de la boquilla
- o La boquilla queda en el centro del hueco del difusor de aire
- o La velocidad del aire en movimiento a través del tubo del quemador



Figura N° 20. Quemador de Combustible Manser
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

- Fotocelda

La función de la fotocelda es detectar la flama del quemador. Si hubiera una falla en el proceso de encendido, la fotocelda detecta la ausencia de flama y hace que se apague la caldera, esto evita que se acumule el combustible en el hogar de la caldera y así se evita que haya una explosión.

El fuego emite luz infrarroja o ultravioleta dependiendo del tipo de combustible. Esta propiedad es aprovechada utilizando un sensor que reacciona eléctricamente al incidir la luz sobre él, después, esa corriente es amplificada y procesada en el tablero de control y este da la orden de parar o continuar con el proceso de encendido de la caldera.

Análisis de la secuencia de encendido del caldero.

El encendido del quemador de un caldero, que normalmente se realiza en forma automática mediante un programador, debe de seguir la siguiente secuencia:

- a) Primero deben de accionarse los instrumentos que controlan las purgas, tanto del aire del ventilador sobre los gases de la combustión en el hogar como del sistema de combustible y el sistema de agua. Por lo tanto, es accionado el ventilador y el compresor de aire conjuntamente con la bomba de petróleo e incluso, dependiendo del tipo de programador, también se realiza un movimiento de la válvula de mariposa de regulación automática de combustible controlada por un motor modutrol. Este período de purgas dura de uno a diez minutos dependiendo del tamaño del caldero y del programador utilizado. El encendido del quemador nunca llegará a iniciarse en el caso de que el nivel de líquido del caldero esté por debajo del mínimo regulado en el control automático de nivel, el cual bloquea el programador para evitar un recalentamiento en el caldero por falta de agua. En este

caso solamente se accionará la bomba de agua de alimentación hasta que se alcance el nivel adecuado. En el caso de que el caldero haya estado prendido y se encuentre caliente y por alguna causa externa al caldero se haya quedado sin agua, es peligroso que repentinamente ingrese agua fría al caldero debido a que el choque del calor y alta temperatura del metal con el agua fría puede ocasionar que el caldero se raje ó que se le aflojen los tubos. En algunos casos, se produce una cristalización que tiene un efecto similar al de un envejecimiento por fatiga térmica que determina que tal vez no en el momento en que ocurrió el recalentamiento el caldero se raje, sino meses más adelante, ya que las formaciones de los cristales en las zonas de recalentamiento han determinado una pérdida de la resistencia y de las propiedades originales del caldero. Esta es una falla típica que ocurre durante cortes del suministro de energía eléctrica durante los cuales el caldero sigue suministrando vapor hasta quedarse sin agua suficiente al no ser accionada la bomba de agua de alimentación.

b) En segundo lugar, es accionado el sistema de ignición primaria, siendo accionada la válvula eléctrica a solenoide que hace ingresar el combustible para el encendido inicial. En algunos casos es accionada una bomba de combustible del sistema de encendido primario o piloto. Frecuentemente este combustible del primario es gas ó petróleo Diésel (B5), que son altamente inflamables. Simultáneamente con este ingreso de combustible, son accionador el transformador elevador de voltaje a 5,000 o 10,000 Volts, el cual da una chispa entre dos electrodos, y el pirómetro óptico con el sistema de fotocelda y circuito amplificador de voltaje, los cuales están activados durante todas las secuencias de encendido, para detectar la existencia de llama en el encendido primario. Comúnmente este período dura de diez a quince segundos. En caso de que la fotocelda no detecte la llama, se cerrará el solenoide de combustible y el caldero volverá a su estado inicial de purgas y dependiendo del modelo del programador, reintentará realizar otro encendido, o accionará una alarma y se detendrá el encendido hasta que llegue el operador del caldero, o en el caso de programadores computarizados realizará el autodiagnóstico y la autocorrección necesaria.

- c) Luego de que la fotocelda detectó la existencia de llama en el primario, es accionada la válvula de solenoide que permite el ingreso del combustible de operación normal. Actualmente los combustibles más utilizados los petróleos pesados por su bajo costo. Si el programador es totalmente automático y moderno, no permitirá el ingreso del combustible principal hasta que este haya alcanzado su temperatura de operación normal, la cual está controlada por un sistema de termostato y termómetro que miden la temperatura del combustible que es calentado en un precalentador por medio de una resistencia o por medio del vapor del propio caldero.
- d) Existe un tiempo de traslado o de accionamiento simultáneo entre el sistema de ignición primario y el principal. Este período fluctúa entre cinco a veinticinco segundos, dependiendo del tamaño del caldero. Siempre en todo momento están activados el sistema de fotocelda y pirómetro conjuntamente con la bomba principal de combustible (por lo general de petróleo pesado).
- e) Si es que el pirómetro detectó normalmente la llama en el período anterior, luego se cerrará o apagará el sistema de ingreso de combustible del sistema primario de ignición, para que inicie el calentamiento normal de todo el caldero. De allí en adelante el control automático del caldero estará dirigido por los controladores de presión de vapor y de nivel de líquido. Cuando el líquido del caldero está totalmente frío y recién empieza a calentarse toda la estructura metálica, es conveniente operar en forma manual y llevar el caldero lentamente al calentamiento y a su presión nominal en el régimen de mínima llama en la medida de ser ello posible. Mientras más grande es el caldero, más lento debe ser el calentamiento. En calderos chicos de menos de 200 HP es conveniente en este caso utilizar por lo menos dos horas en el régimen de mínima llama. En calderos grandes, por ejemplo, de 5000 HP el período de calentamiento del hogar debe de ser por lo menos de seis horas. Para accionar el régimen de mínima llama debe de conectarse el interruptor o switch de modulación a su posición manual, llevando así el motor modutrol a su posición de mínimo combustible.

En operación normal, con el caldero caliente, el quemador iniciará en régimen de máxima llama hasta alcanzar su presión de trabajo luego de lo cual el presóstato de modulación activará en forma automática el motor modutrol llevándolo a su posición de llama mínima hasta que haya alcanzado la presión límite en la cual el presóstato de control lo apagará, hasta que la presión baje al límite inferior e inicie nuevamente la secuencia de encendido.

Armaduras para calderas

Dotar a la caldera de un dispositivo de protección que prevenga el aumento de presión más allá de la presión de diseño.

- Válvulas de seguridad

La válvula de seguridad es un dispositivo de alivio de presión actuado por la presión ajustada pero caracterizado por una acción de apertura rápida, para trabajar y rebajar presión inmediatamente, al dejar escapar vapor de un recipiente cerrado. Puede utilizarse para servicio de alivio de la presión de aire.

Una válvula de alivio de presión pilotada por presión es un dispositivo de alivio donde el dispositivo principal esta actuado y controlado por un disparador auxiliar auto-operado de la válvula de alivio de presión.



Figura N° 21. Medidor de Nivel de Agua
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

Equipo auxiliar

○ Purgadores

Se colocan en la parte más baja de la caldera algunas veces también en el cuerpo cilíndrico; se utilizan para sacar una cierta cantidad de agua, con el fin de extraer de la caldera de los lodos, sedimentos y espumas.

○ Instrumentos

Las calderas deben tener manómetros para la medida de presión del caldero y termómetros para medir la temperatura de los gases de escape. También deben tener accesorios complementarios como un medidor de gasto para el agua de alimentación, medidor de flujo de vapor, termómetro para los gases de escape y otros instrumentos de control y medición.

Es preciso llevar un control absoluto sobre el proceso de la combustión. Este control está basado en las proporciones de monóxido de carbono o de oxígeno que en los gases de escape. La cantidad necesaria de aire para la combustión es ajustada para que el suministro de aire de exceso sea el mínimo necesario de acuerdo con el combustible, con los métodos de combustión y con el diseño de la caldera.

○ Sopladores para hollín

Los ductos de paso, en el lado del fuego de la caldera, tienen la tendencia a la acumulación de hollín y ceniza volátil. Para disgregar estos materiales producidos por la combustión, se emplean boquillas para lanzar chorros de aire o vapor, permanentemente instalados.

○ Equipo de tratamiento de agua

El tanque mineral está lleno de granos de poliestireno o resina con cargas negativas. El calcio y el magnesio contenidos en el agua común tienen cargas positivas, significa que el calcio y el magnesio se adhieren a los granos de resina cuando el agua pasa a través de ellos. Cuando se detecta la saturación de calcio y magnesio en los granos de resina, se hace circular agua salada concentrada (salmuera) por todo el tanque suavizador, esto separa el calcio y el magnesio adheridos a los granos de resina, y son expulsados del suavizador hacia el drenaje. Con el paso del tiempo, los granos de resina tienden a saturarse y dejan de absorber minerales. Cuando ese momento llegue, los suavizadores inician el ciclo de regeneración, en el cual, los granos de resina son lavados y liberados de todos los minerales atrapados en ellos y siendo enviados al drenaje.

- Inyección del agua de alimentación

Las calderas reciben la alimentación de agua por medio de bombas de inyectores proveniente del tanque de condensado cuando el McDonnell detecta un bajo nivel de agua.

Ignición automática

Los quemadores son encendidos por un piloto de tipo interrumpido mientras la llama del piloto, a su vez, es encendida automáticamente por una chispa eléctrica. Al principio de la secuencia para ignición y bajo la regulación del control de programación, la válvula solenoide del piloto y el transformador para la ignición reciben energía, simultáneamente. Este transformador para ignición suministra la corriente de alto voltaje para la chispa de ignición. Los pilotos de oil # 2 poseen dos electrodos y hacen una chispa eléctrica formando un arco entre las puntas del electrodo. Una vez encendida y establecida la llama principal, la válvula solenoide del piloto y el transformador no reciben más energía. Para abastecer al piloto se utiliza un tanque de combustible, mientras las válvulas solenoide regula el flujo de petróleo hacia la boquilla del piloto.

La válvula recibe energía al mismo tiempo que el transformador al principio de la secuencia de ignición y queda sin energía después de que se encienda y establezca la llama principal.



Figura N° 22. Conjunto de Ignición Automática

Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

Flujo de combustible

El petróleo diésel (B5), lo suministra una bomba, la cual proporciona parte de su descarga al quemador. El exceso de diésel (B5) retorna al tanque de almacenamiento a través de la válvula de escape y la línea de retorno. El diésel (B5) fluye a través de un filtro al inyector. Una válvula de retención se instala en la línea al conjunto de control para evitar la formación de un sifón cuando no opera la bomba. El conjunto de control comprende una válvula medidora, un regulador y manómetros requeridos para la regular la presión y flujo de diésel (B5) al quemador.

El control de la presión corresponde al regulador ajustable. Para ayudar a esta regulación, se produce contrapresión por medio de una boquilla con orificio localizada en la línea del diésel (B5), devuelto inmediatamente después del conjunto de control. La válvula medidora entrega el diésel (B5) necesario al quemador para satisfacer las demandas de la carga. Una cabilla controla la cantidad de flujo al quemador, mientras una leva actuada por el motor modulador gobierna la posición de la cabilla. Al subir la cabilla, el flujo aumenta.

El flujo al inyector del quemador se realiza a través de las válvulas solenoides a la cuales el control de programación da o quita energía. No pueden abrirse las válvulas a menos que los interruptores de prueba de aire para combustión y de prueba de aire para atomización estén cerrados.

La válvula medidora de diésel (B5) y el registro de aire (el cual es de control exacto del aire de combustión, para que haya la proporción correcta aire – combustible según las demandas de carga) están siempre simultáneamente controlados por el motor modulador, el cual mueve el registro rotatorio del aire y modula las válvulas del combustible por medio de levas y un sistema articulado; esto es necesario para mantener la adecuada proporción de aire – combustible, según la demanda de carga.



Figura N° 23. Tanque Cisterna de Petróleo.
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote



Figura N° 24. Conjunto de Control de Combustible al Quemador
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

Modulación del quemado

Es la función de motor modutrol cuya operación se controla automáticamente por un control modulador de presión, para caldera de vapor o por un control de temperatura, para calderas de agua caliente. También se cuenta con un potenciómetro accionado manualmente para fijar al motor una asignación seleccionada de fogeo.

El motor modulador, es reversible con un conjunto integral de engranajes para reducir la velocidad.

El control modulador de presión para vapor, incluye un potenciómetro conectado eléctricamente a otro potenciómetro correspondiente, en el motor modulador. Los cambios en la presión de vapor alteran la resistencia hace a un relevador integral de equilibrio accionar un interruptor interno de tres vías para arrancar, parar o poner en reversa la rotación del motor.

La rotación en cualquier dirección permanece hasta que la proporción de resistencia del potenciómetro del motor y del control sea igual. Al lograr este equilibrio, el motor se detiene en una posición correcta de aire – combustible para la demanda de la caldera.



Figura N° 25. Motor Modulador de Registro.
Fuente: fotografía tomada en Hospital III- EsSalud Chimbote

Eficiencia de un caldero

La eficiencia térmica es el indicador más importante de un generador de vapor como una caldera, ya que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía suministrada, o sea, la parte de esa energía que ha sido transferida al agente de trabajo.

El objetivo de una caldera, además de generar vapor, es realizar con la máxima eficiencia posible la transferencia de calor, definiendo esta de una manera sencilla como la porción de calor liberado en el horno que es absorbido por los fluidos en los elementos de la caldera.

Cuando se selecciona una caldera se deben considerar los siguientes parámetros:

- Cantidad de vapor requerida.
- Presión, temperatura, calidad del vapor requerido.
- Futuros requerimientos.
- Localización de la unidad.
- Características de la carga.
- Tipos de combustibles disponibles.
- Diseño de quemadores.
- Calidad del agua de alimentación.
- Variaciones previstas de la carga.

El rendimiento o eficiencia de una caldera relaciona su habilidad para transferir calor del combustible al agua satisfaciendo ciertas especificaciones de operación. El rendimiento de la caldera incluye todos los aspectos de la operación.

Las especificaciones de rendimiento incluyen la capacidad operativa y los factores para ajustar esa capacidad, la presión del vapor, la calidad del agua de la caldera, las temperaturas de la caldera, el análisis de los gases de combustión, el análisis del combustible y de los residuos de combustión.

El resultado de un cálculo que involucra la especificación de rendimiento es una eficiencia calculada. La eficiencia de la caldera se presenta como un porcentaje entre del calor suministrado a la caldera y el calor absorbido por el agua de la caldera.

La mayor pérdida energética de diversas calderas depende de la masa de los gases de combustión y su temperatura cuando salen de la caldera. Para obtener la pérdida neta de energía de los gases de combustión, la temperatura del aire de entrada al quemador y del combustible debe considerarse.

Cuando el hidrógeno de los combustibles reacciona con el oxígeno del aire, forma agua, la cual sale de la caldera en forma de vapor sobrecalentado. El calor latente de este vapor es una pérdida energética, la cual es aproximadamente del 5 al 6 % para combustibles líquidos como el diésel. El porcentaje de hidrógeno y humedad en la combustible afecta esta pérdida. a energía útil a la salida de las calderas es el calor transportado por el vapor.

Esto se mide usualmente como un flujo de vapor en la caldera y se ajusta para obtener el contenido energético utilizando mediciones adicionales de presión o de temperatura, o ambas. Aunque estos procedimientos proveen información acerca de la salida de energía útil, no proveen información acerca de la contribución de la caldera a esta energía útil. Para determinar la contribución de la caldera, el calor del agua entrante debe sustraerse del calor transportado a la salida de la caldera. Se tiene la siguiente normatividad para evaluar los calderos pirotubulares:

British standards, bs845: 1987 (normas británicas)

El Estándar británico BS845: 1987 describe los métodos y condiciones en las cuales una caldera debería ser probada para determinar su eficacia. Para las pruebas para ser hechas, la caldera debería ser manejada en condiciones de carga estables (la carga generalmente llena) para el periodo de una hora después de lo cual las lecturas serían tomadas durante la hora siguiente de operación estable para permitir a la eficacia ser calculadas.

La eficacia de una caldera es cotizada como el porcentaje de calor útil disponible, expresada como un porcentaje de la energía total potencialmente disponible quemando el combustible. Esto es expresado sobre la base del valor calorífico total (GCV).

Esto trata con el equilibrio de calor completo y esto tiene dos partes:

1ra Parte: Trata con calderas estándar, donde el método indirecto es especificado.

2da Parte: Trata con la planta compleja donde hay muchos canales de flujo de calor.

En este caso, tanto los métodos directos como indirectos son aplicables, en el todo o en parte.

Asme Standard: PTC-4-1 Power test code for steam generating units

(Norma ASME - Código de Prueba de Poder para Unidades de Generación de Vapor)

Esto consiste en:

1ra Parte: Método Directo (llamada también como método de entrada – salida).

2da Parte: Método Indirecto (llamadas como método de las pérdidas de calor).

Is 8753: Indian Standard for boiler efficiency testing

(Norma india para Pruebas de Eficiencia de Calderas)

La mayor parte de normas para el cómputo de eficiencia de caldera, incluyendo la IS 8753 Y BS 845 están diseñadas para la medición in situ de la eficiencia de la caldera. Invariablemente, todas estas normas no incluyen el golpe abajo como una pérdida en el proceso de determinación de eficacia.

Básicamente la eficiencia de caldera puede ser probada por los métodos siguientes:

El Método Directo: Donde el beneficio de energía del fluido trabajador (el agua y el vapor) es comparado con el contenido de energía del combustible de caldera.

El Método Indirecto: Donde la eficacia es la diferencia entre las pérdidas y la entrada de energía.

Esta eficiencia puede ser apreciada utilizando la fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Energía o Potencia Calorífica Util}}{\text{Energía o Potencia Calorífica suministrada}} * 100\%$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * Pci} * 100\%$$

Dónde:

\dot{m}_v =Flujo de vapor generado por hora, kg/h

$(h_2 - h_1)$ =Variación de entalpía de vapor, kJ/kg

\dot{m}_c =Flujo másico del combustible, kg/h

Pci : Poder calorífico inferior, kJ/kg

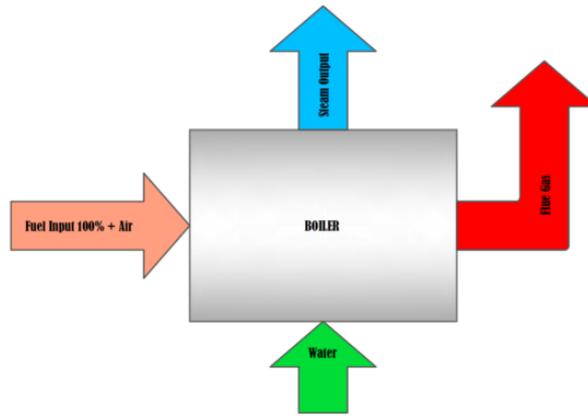


Figura N° 26. Balance de Energía Método Directo

Fuente: Elaboración Propia

Potencia calorífica suministrada o de entrada

Tanto la entrada de calor como la salida de calor deben ser medidas. La medida de entrada o suministro de potencia calorífica o de calor requiere el conocimiento del valor calorífico del combustible y su caudal en términos de masa o volumen, según la naturaleza del combustible.

Para combustible gaseoso: Un contador de gas del tipo aprobado puede ser usado y el volumen moderado debería ser corregido para la temperatura y la presión. Una muestra de gas puede ser recogida para la determinación de valor calorífico, pero es por lo general aceptable usar el valor calorífico declarado por los proveedores de gas.

Para combustible líquido: El fuel oil pesado es muy viscoso, y esta propiedad varía bruscamente con la temperatura. El medidor, que por lo general es instalado sobre la aplicación de combustión, debería ser considerado como un indicador aproximado solamente y, para fines de prueba, un medidor calibrado para el aceite particular debe ser usado y sobre una gama realista de temperatura debería ser instalado. Aún mejor es el uso de un tanque de día calibrado con precisión.

Para combustible sólido: La medida exacta del flujo de carbón u otros combustibles sólidos es muy difícil. La medida debe basarse en la masa, lo que significa que el aparato voluminoso se debe ser instalado sobre el piso del edificio de la caldera. Las muestras deben ser tomadas y empaquetadas durante toda la prueba, las bolsas selladas y enviadas a un laboratorio para el análisis y la determinación del poder calorífico. En algunas casas de caldera más recientes, el problema ha sido aliviado por el montaje las tolvas sobre las calderas sobre células de carga calibradas, pero estos son aún raros.

Potencia calorífica útil o calor de salida

Hay varios métodos, que pueden ser utilizados para medir la producción de calor. Con las calderas de vapor, un medidor de vapor instalado se puede utilizar para medir el flujo, pero esto debe ser corregido para la temperatura y la presión. En años anteriores, este enfoque no se vio favorecido por el cambio en la precisión del orificio o medidores de Venturi de caudal. Ahora es más viable con medidores de flujo moderno de la variable del orificio o tipos de vórtice-vertimiento.

La alternativa con calderas pequeñas es medir el agua de alimentación, y esto se puede hacer antes de calibrar el tanque de alimentación y anotar los niveles de agua durante el comienzo y el final de la prueba. Se debe tener cuidado de no bombear agua durante este período. Además de calor para la conversión de agua de alimentación a la temperatura de entrada de vapor, se considera para la producción de calor. En caso de calderas de purga intermitente, la purga debe evitarse durante el período de prueba. En caso de calderas de purga continua, la pérdida de calor debido a la purga debe ser calculada y añadida al calor en el vapor.

Metodología para determinar las pérdidas y eficiencia térmica de un caldero pirotubular según la NTP 350.300.2008

- **Eficiencia:** Permite determinar el grado de aprovechamiento del calor suministrado por el combustible, y el calor útil disponible aprovechado por el agua para transformarse en vapor saturado. Para los calderos pirotubulares la máxima eficiencia varía entre 85-87%. La ecuación para determinar la eficiencia es la siguiente:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_g - h_i)}{\dot{m}_c \cdot pci} * 100\% \quad (01)$$

Donde:

η = Eficiencia térmica del generador de vapor

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor generado, kJ/kg

\dot{m}_c = Flujo másico del combustible, kg/h

pci = Poder calorífico inferior del combustible, kJ/kg

h_g = Entalpia en el estado de vapor saturado a la presión de operación del generador de vapor, kJ/kg

h_i = Entalpia a condiciones de ingreso del agua en el generador de vapor, kJ/kg

- **Indicador de producción:** Es un parámetro que permite comparar la capacidad de producción de vapor en BHP, con los BHP nominales del generador de vapor, y permite conocer que tanto de lo máximo de calor que puede producir un generador de vapor brinda.

$$F. C. = \frac{\text{BHP de operacion}}{\text{BHP nominales}} * 100\% \quad (02)$$

Donde los BHP de operación se obtienen según la siguiente ecuación:

$$\text{BHP de operacion} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_g - h_i)}{8437} \quad (03)$$

- **Pérdidas por la entalpía de los gases de escape secos, P1:** Es la pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = K * \left[\frac{(T_g - T_a)}{(CO_2)} \right] \quad (04)$$

Donde:

- T_g = Temperatura de los gases de la combustión, °C
- T_a = Temperatura del medio Ambiente, °C
- CO_2 = % de Dioxido de carbono en los gases de la combustión, %
- K = Es la constante de Siegert para el combustible,

Tabla 02.
Propiedades de los Combustibles

Tipo	Cte de Siegert (K)	CO2 MAX %	CONSTANTE (K1)
Residuales	0.53	15.8	54
Destilados	0.48	15.5	53
GLP	0.4	13.8	48
Gas natural	0.35	11.9	40

Fuente: NTP.350.300.2008

- **Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, P2:** La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \left[\frac{((H_2O) + 9*(H)) * (2488 - 4.2*T_a + 2.1*T_g)}{PCS} \right] \quad (05)$$

Donde:

T_g = Temperatura de los gases de la combustión, °C

T_a = Temperatura del medio ambiente, °C

H_2O = % de Agua en los gases de la combustión, %

H = % de Hidrogeno en los gases de la combustión, %

PCS = Poder calorífico superior del combustible, kJ/kg

- **Pérdida por inquemados gaseosos, P3:** La pérdida porcentual de calor bebido a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = K_1 * \left[\frac{(CO)}{((CO_2)+(CO))} \right] \quad (06)$$

Donde:

CO = % de Monoxido de carbono en los gases de la combustión, %

K_1 = Es la constante de inquemados del combustible

- **Pérdida por inquemados sólidos, P4:** La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0.4 * B^2 + 0.08 * B + 0.07 \quad (07)$$

Donde:

B = Índice de Bacharach, mediante el cual se evalua la opacidad de los gases de la combustión

Tabla 03.
Índice de Bacharach

Índice de Bacharach	Calificación	Efectos
1	Excelente	No hay hollín
2	Buena	Hollín muy reducido
3	Regular	Cierta cant. De hollín
4	Pobre	Hollín Visible
5	Muy pobre	Hollín muy Visible
6 a 9	Pobrísimas	Hollín muy visible

Fuente: NTP.350.300.2008

- **Pérdida por convección, P5:** La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 * \left[\frac{Qp_5}{W_C} \right] \quad (08)$$

Donde:

$$Qp_5 = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g * (T_{sg} - T_a) \quad (09)$$

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * V + 1)^{0.5} \quad (10)$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * V + 1)^{0.5} \quad (11)$$

$$W_C = 9.81 * \text{BHP} \quad (12)$$

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero) en grado °K

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea) en grados °K

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en mm^2

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en mm^2

V = Es la velocidad del viento (m/seg.) que fluye por la parte exterior al caldero.

- **Pérdida por radiación, P6:** La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 * \left[\frac{Qp_6}{W_C} \right] \quad (13)$$

Donde:

$$Qp_6 = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g) \quad (14)$$

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * e * [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad (15)$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * e * [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad (16)$$

$$W_C = 9.81 * BHP \quad (17)$$

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero). En grado °K

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea), en grados °K

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en mm².

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en mm²

e = Emisividad del material que cubre al caldero

Materiales y métodos:

Materiales:

Los materiales empleados para la investigación corresponden a los siguientes:

○ Agua como fluido caloportador de trabajo:

El agua es la sustancia de trabajo cuyas propiedades físicas y termodinámicas la hacen apropiada para su uso como medio calefactor, y se consigue al aplicar una cantidad de calor proporcionado por los gases de combustión, para producir un cambio de fase, a una presión aproximada de 6.8 bar. La presión interna a la cual se somete a la producción de vapor es controlada y varía entre dos niveles de presión, sujeta al control de encendido y operación del quemador, y al sistema de bombeo que repone su nivel de agua, este proceso modifica y altera ligeramente la tasa de formación de vapor y es necesario para mantener operando en un ciclo cerrado la producción de vapor saturado, cuando el nivel de agua es bajo, se apaga el quemador, a fin de que la bomba suministre el agua de reposición hasta recuperar el nivel apropiado, en este proceso se genera una caída de presión condicionando la producción de vapor en ese instante.

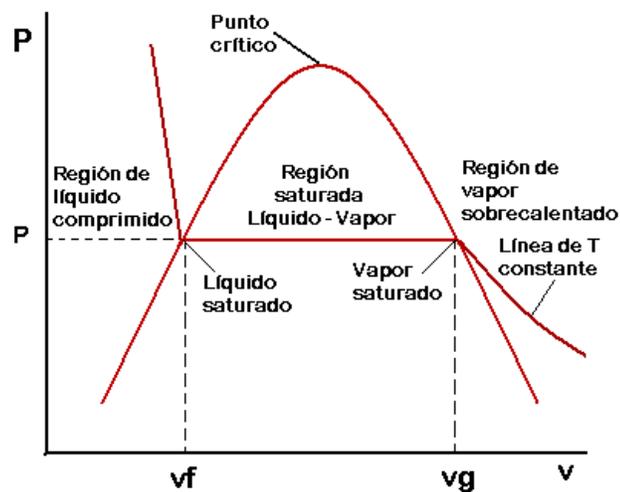


Figura N° 27. Campana de estados termodinámico del agua y vapor

Fuente: Termodinámica S.A

○ **Diésel 2:**

Es el combustible cuya estructura formada por carbonos e hidrógenos, en presencia de oxígeno y a las condiciones de presión, atomización y temperatura, reacciona liberando calor, necesario para el proceso de intercambio con la cámara de agua del caldero. Las propiedades energéticas del combustible están sujetas a su Poder calorífico superior e inferior, a la humedad que pueda ganar durante su manipulación y operación, y de otros contaminantes principalmente azufre, en porcentajes bajos que impiden el desarrollo de la combustión de forma eficiente.

Tabla 04.

Propiedades fisicoquímicas del Diésel 2 (Diésel B5)

NOMBRE DE PRODUCTO				
DIESEL B5				
ENSAYOS	ESPECIFICACIONES (a)		MÉTODO	
	MIN.	MÁX.	ASTM	OTROS
APARIENCIA	Clara y Brillante			Visual
Color ASTM	3,0		D-1500, D-6045	
VOLATILIDAD				
Gravedad API a 60 °F	Reportar		D-1298, D-4052	
Destilación, °C (a 760 mmHg)			D-86	ISO 3405
90 %V recuperado	282	360		
Punto de inflamación, °C	52		D-93	ISO 2719
FLUIDEZ				
Viscosidad cinemática a 40°C, cSt	1,7	4,1	D-445	ISO 3104
Punto de escurrimiento, °C (b)	+4		D-97, D-5949, D-5950	ISO 3016
COMBUSTIÓN				
Número de cetano (c)	45		D-613	ISO 5165
Índice de cetano (d)	40		D-4737	ISO 4264
COMPOSICIÓN				
Cenizas, % masa	0,01		D-482	ISO 6245
Residuo carbón Ramsbottom, 10% fondos, % masa (e)	0,35		D-524, D-189	ISO 4262, ISO 6615
CORROSIVIDAD				
Corrosión lámina de cobre, 3h, 50°C, N°	3		D-130	ISO 2160
Azufre total, % masa	0,50		D-2622, D-4294	ISO 14596, ISO 4260

Fuente. Petroperú.

○ **Aire como comburente:**

El aire es el gas comburente más utilizado en la industria por razones de abundancia, disponibilidad y economía, pero de la composición del aire participa directamente en el proceso de reacción, el oxígeno presente. El oxígeno es el elemento que oxida al combustible, y por lo tanto su uso está condicionado a ser empleado siempre con un exceso, por encima del margen estequiométrico, debido a que no se puede medir exactamente la cantidad de oxígeno que oxidara a cada carbono, es necesario asegurar la reacción completa mediante un exceso apropiado o controlado.

Tabla 05.

Propiedades físicas y termodinámicas del aire

Temperatura		Densidad	Expansión térmica coeficiente	Calor específico	Conductividad térmica	Difusividad térmica	Viscosidad absoluta	Viscosidad cinemática	Prandtl Número de	
T		ρ	$\beta \times 10^3$	c_p	k	$\alpha \times 10^6$	$\mu \times 10^6$	$\nu \times 10^6$	Pr	$\frac{g\beta}{\nu^2} \times 10^{-8}$
K	°C	(kg/m^3)	(1/K)	(J/kg·K)	(W/m·K)	(m^2/s)	($\text{N} \cdot \text{s/m}^2$)	(m^2/s)	$\mu \cdot C_p / k$	($1/\text{K} \cdot \text{m}^3$)
273	0	1,252	3,66	1011						
293	20	1,164	3,41	1012	0,0251	22,0	18,240	15,7	0,71	1,36
313	40	1,092	3,19	1014	0,0265	24,8	19,123	17,6	0,71	1,01
333	60	1,025	3,00	1017	0,0279	27,6	19,907	19,4	0,71	0,782
353	80	0,968	2,83	1019	0,0293	30,6	20,790	21,5	0,71	0,600
373	100	0,916	2,68	1022	0,0307	33,6	21,673	23,6	0,71	0,472
473	200	0,723	2,11	1035	0,0370	49,7	25,693	35,5	0,71	0,164
573	300	0,596	1,75	1047	0,0429	68,9	39,322	49,2	0,71	0,0709
673	400	0,508	1,49	1059	0,0485	89,4	32,754	64,6	0,72	0,0350
773	500	0,442	1,29	1076	0,0540	113,2	35,794	81,0	0,72	0,0193
1273	1000	0,268	0,79	1139	0,0762	240	48,445	181	0,74	0,00236

Fuente. Manual de termodinámica técnica Tecsup (2015)

Instrumentación:

○ **Analizador de gases**

Es un instrumento que tiene por finalidad medir y registrar los parámetros de los gases de combustión, según el método o norma requerida, su uso esta estandarizado, uno del aporte de este instrumento es que detalla la eficiencia de la combustión.



Figura N° 28. Analizador de gases

Fuente. Fotografía tomada en Hospital III – EsSalud Chimbote

- **Medidor de temperatura infrarrojo**

Es un instrumento con el cual se registran las temperaturas de las diversas partes del cuerpo del caldero pirotubular, este procedimiento ayuda a obtener información para luego procesarla en las ecuaciones donde se establecen las pérdidas por convección y radiación, tomando lectura de temperaturas de diversas zonas del caldero.



Figura N° 29. Medidor de temperatura infrarrojo

Fuente.PCE Instruments

- **Termocuplas**

Son sensores cuyo principio de acción se centra en una terminal de dos materiales distintos, donde la temperatura que percibe permite obtener una dilatación diferenciada debido a que son materiales distintos, este diferencial es medida y convertida en señal analógica para ser registrada a través de un instrumento denominado multímetro conectado para medir temperatura, en el rango programado (0 a 100°C).



Figura N° 30. Sensor termocupla NTC 100.

Fuente. PCE Instruments

Materiales bibliográficos:

- NTP. 350.300.2008 Método de eficiencia térmica de calderos pirotubulares
- Libros sobre fundamentos de termodinámica técnica
- Tablas Termodinámica para agua y vapor.
- Manual de proveedor de calderas industriales y accesorios-Spirax Sarco.

Fuentes de Información

Para sustentar la presente investigación, se consultaron a los siguientes materiales bibliográficos, así como información normativa técnica relacionado al objeto de estudio (Caldero Pirotubular), bajo la NTP 350.300.2008, INDECOPI

- NTP 350. 300.2008

Es la norma técnica cuya metodología de estudio consiste en aplicar el Método Indirecto, este proceso se sustenta evaluando el calor a partir de la composición de los gases de escape de chimenea, considerando 06 tipos de pérdidas, que se describirán a continuación:

- **Balance térmico:**

El balance térmico es un procedimiento basado en los fundamentos de la primera ley de la termodinámica, en la que se sostiene como base la conservación de la energía en el proceso, considerando flujos de entrada y salida tomando como volumen de control al caldero pirotubular, caracterizado como un sistema, se realiza intercambio de energía con sus alrededores, de ahí que se justifica las pérdidas de energía del tipo convectivo, conductivo y radiativos, es así que el agua de alimentación que ingresa a una temperatura específica de operación, se calienta a una presión interna de operación isobárica, convirtiéndose en vapor saturado debido al calor absorbido de los gases de combustión, que en principio de generan por la oxidación de un combustible y oxígeno contenido en el aire tomado del medio ambiente, entonces el balance térmico se sostiene mediante el siguiente diagrama.

- Esquema de Balance térmico.

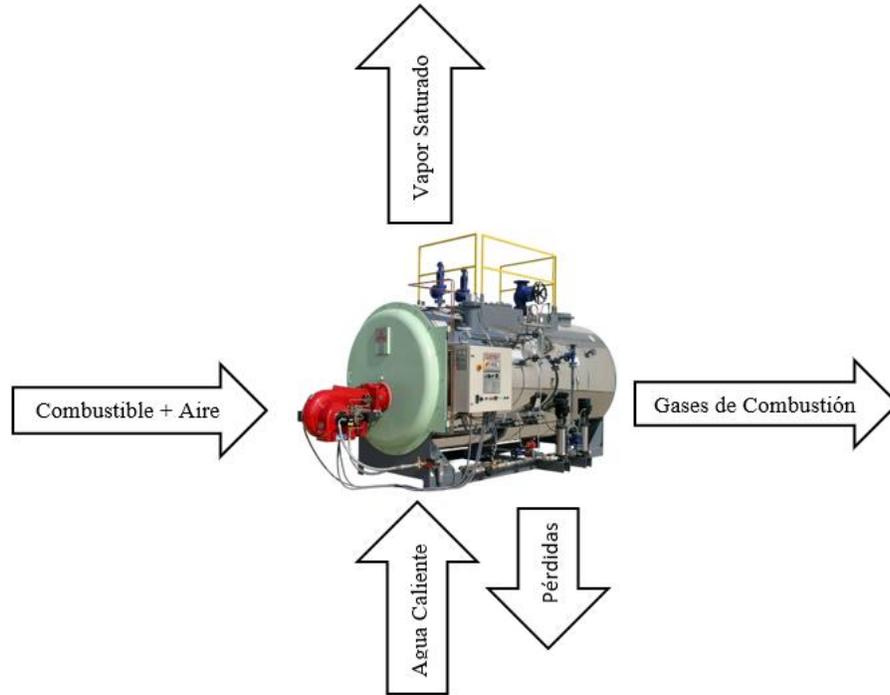


Figura N° 31. Esquema de representación de fluidos entrantes y de salida para el balance térmico en la caldera.

Fuente: Elaboración propia

- Metodología de Diagrama Sankey:

El diagrama de sankey, es una herramienta metodológica que resume la forma en que se divide la energía de entrada, las pérdidas y finalmente la energía útil en el caldero y se expresa en valores porcentuales.



Figura N° 32. Diagrama Sankey

Fuente. Termodinámica S.A

Teniendo en consideración la investigación se justifica desde tres aspectos importantes, que son las que determinan la eficiencia del generador de vapor, uno de ellos a la economía de la operación, ya que el costo de operación del caldero evaluado desde el consumo de combustible por tonelada de vapor producido, involucra desde posibles ahorro económicos, hasta posibilidad de mejoras técnicas relacionados al ajuste de parámetros de combustión, otro factor importante respecto a la justificación del estudio se orienta a la eficacia térmica del generador de vapor, ya que la eficiencia medida como un proceso global involucra a los fluidos de trabajo como combustible (Diésel B5), el agua de alimentación (cuya temperatura de ingreso es importante al momento de suministrarse al caldero) y también la temperatura del aire de combustión, se sabe que a medida que se calienta el aire de ingreso se obtiene una reducción de la humedad dentro de la cámara dando mayor posibilidad a que la temperatura promedio de la cámara alcance su mayor valor, ya que la humedad juega un rol importante en la liberación y propagación del calor en la cámara de combustión, otro aspecto importante, que se considera la consecuencia de las mejoras técnicas antes descritas, es la reducción de emisiones que generan impacto o contaminación ambiental, por ejemplo, al mantener los parámetros de combustión adecuadamente, se garantiza que el combustible se oxide casi perfectamente, garantizando que no se formes monóxido de carbono y otros componentes disociados, como inquemados, aun así si disponemos de un combustible Diésel (B5), en su estado propiamente puede también manifestar problemas de combustión, incluso desde la punta del quemador, si es que no se tiene la presión ni la atomización adecuada.

Cabe mencionar que la investigación demuestra que es justificable tanto técnica, económica y ambientalmente, con lo cual se estima que se darán beneficios a favor de la institución Hospitalaria, además se puede justificar otro punto importante orientados desde la confiabilidad y seguridad de continuidad de la operación, al tener un generador de vapor con los parámetros de combustión óptimos, con una eficiencia térmica en el rango de valores recomendados y con emisiones contaminantes controladas, se garantiza una operación segura y confiable para la institución, garantizando así la calidad del servicio hacia las áreas a donde se brindan vapor saturado.

El problema de la investigación se ha formulado de los siguientes términos: ¿Cómo influye la temperatura del agua en el proceso de la producción de vapor de la caldera pirotubular INTESA en el Hospital EsSalud III – Chimbote?

Para el presente trabajo se han utilizado la conceptualización y operacionalización de las variables que muestra en el cuadro:

Tabla 06.
Matriz de operacionalización de variables

Variables	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensiones	Indicadores
V.I: Temperatura	Define que es una magnitud física que indica la energía interna de un cuerpo, de un objeto o del medio ambiente en general, medida por un termómetro	Aumentando la temperatura de 60°C hasta 90°C para precalentar el líquido de alimentación obtenemos una buena mejora en la caldera pirotubular.	Físico	Contenido de válvulas
V.D: Producción de Vapor	Define que es el conjunto o sistema formado por una caldera y sus equipos complementarios, destinados a transformar agua de estado líquido en estado gaseoso a temperaturas y presiones diferentes de la atmosférica	Con el precalentamiento de agua obtenemos una buena mejora en la producción de vapor.	Químico	Contenido de vapor
			Químico	Contenido de dióxido de carbono (CO ₂)
				Contenido de monóxido de carbono (CO)
			Disminuye el valor de producción de vapor.	Físico

La hipótesis de la presente investigación: La temperatura del agua influye aumentando la producción del vapor de la caldera pirotubular INTESA en el Hospital EsSalud III – Chimbote.

El objetivo general ha sido: Analizar el funcionamiento de la caldera pirotubular INTESA (Modelo PT – 100) en el Hospital EsSALUD III - Chimbote, mediante un balance térmico.

Los objetivos específicos han sido:

1. Determinar los parámetros de operación de los gases de combustión
2. Calcular los indicadores energéticos y económicos de operación
3. Determinar la eficiencia térmica del caldero

II. Metodología:

o Tipo descriptivo:

El proyecto de investigación es de tipo descriptivo porque a partir de la observación y análisis de la realidad problemática de operación del caldero se extraerá información sin alterar el proceso, sino más se describirá y explicara las causas y los efectos que interesa estudiar a partir de los parámetros termodinámicos que definen el proceso cuando para ser utilizados en el balance de energía. El balance en sí, solo arrojará información del estado de las variables y parámetros de estudio, mas no representa la solución o medida correctiva, a partir de los resultados del balance, se establecen las propuestas de mejora o medidas correctivas para mejorar las eficiencias térmicas operativas de los elementos que participan en el balance de energía y operación del caldero pirotubular.

o Tipo aplicativo:

Se considera que es aplicativo porque la investigación parte de conocimiento establecidos (resultados de la investigación básica), donde a partir de las leyes o conocimientos sobre la materia de estudio se pueden proponer mejoras que contribuyen a solucionar un problema específico, generalmente este tipo de investigación propone soluciones técnicas.

o No experimental transversal:

Debido a que no se manipulará las variables, ósea no se alterará el funcionamiento operativo del caldero (ni su presión, ni la relación de aire combustible, ni la temperatura de los flujos, ni otro parámetro), y se considera transversal porque se registrará la información en el instante dado (mediciones y balance), describiendo y analizando su incidencia en un momento dado.

III. Resultados

Informe mensual de consumo de combustible

Se obtuvo información sobre el informe diario de consumo de combustible a través del área de mantenimiento de sala de caldero, reportándose la información para los siguientes meses de consumo y operación del caldero.

Marzo 2017: Según los registros diarios de consumo desde el 01 de marzo al 31 de marzo, se tiene un promedio diario de consumo de Diésel (B5).

$$m_c = 93.71 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}}$$

Haciendo conversión al número de horas de operación promedio de 05 horas

$$m_c = 93.71 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ dia}}{5 \text{ h}}$$

$$m_c = 18.74 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Abril 2017: Según los registros diarios de consumo desde el 01 de abril al 30 de abril, se tiene un promedio diario de consumo de Diésel (B5).

$$m_c = 93.63 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}}$$

Haciendo conversión al número de horas de operación promedio de 05 horas

$$m_c = 93.63 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ dia}}{5 \text{ h}}$$

$$m_c = 18.72 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Mayo 2017: Según los registros diarios de consumo desde el 01 de mayo al 31 de mayo, se tiene un promedio diario de consumo de Diésel (B5).

$$m_c = 96.81 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}}$$

Haciendo conversión al número de horas de operación promedio de 05 horas

$$m_c = 96.81 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ dia}}{5 \text{ h}}$$

$$m_c = 19.36 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Junio 2017: Según los registros diarios de consumo desde el 01 de junio al 30 de junio, se tiene un promedio diario de consumo de Diésel (B5).

$$m_c = 97.16 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}}$$

Haciendo conversión al número de horas de operación promedio de 21 horas

$$m_c = 97.16 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ dia}}{5 \text{ h}}$$

$$m_c = 19.43 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

Realizando un promedio de consumo para los meses de operación

$$m_{c,p} = \frac{18.74 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} + 18.72 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} + 19.36 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} + 19.43 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}}{4}$$

$$m_{c,p} = 19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

Característica y parámetros del caldero pirotubular 100 BHP

El generador de vapor consume el combustible Diésel (B5), según las especificaciones técnicas de fabricación que a continuación se presentan:

Tabla 07.
Datos generales

Datos generales			
Caldero N°	1	Marca	INTESA
Modelo	PT-100	# Pasos	3
Tipo		Piro-tubular	
Potencia nominal	100	BHP	
Presión de diseño	150	PSI	

Fuente. Área de mantenimiento

Tabla 08.
Datos específicos de diseño

CALDERO AUTOMATICO DE 100BHP		
1	Marca	INTESA
2	Modelo	PT-100BHP
3	Tipo	Piro-tubular Horizontal
4	Pases	Tres Pases de Fuego
5	Potencia	100 BHP
6	Capacidad Calorífica	3348 MBTU/Hr
7	Superficie de Calefacción	502sq.ft
8	Capacidad de Producción de Vapor	3450 LB/Hr a 212°F
9	Presión de Diseño	150 PSI
10	Presión de Prueba Hidrostática	250 PSIG
11	Presión de trabajo	REGULABLE DE 5-150 PSI
12	Combustible a utilizar	Diésel N°2
13	Consumo de combustible Máximo	30GPH
14	Eficiencia Térmica Garantizada	85%
15	Suministro Eléctrico	220V/3Ø/60HZ
16	Diseño	Bajo la norma ASME Y ASTM
17	Funcionamiento y Operación	Totalmente Automático

Fuente. Area de mantenimiento

Nota: Las condiciones de mediciones se realizan a partir de evaluar la eficiencia térmica en cinco mediciones, a partir de la operación del caldero en plena carga, en estas condiciones se promediarán las eficiencias obtenidas.

Datos de analizador de gases

Mediante el analizador de gases, se realizó la toma de datos obteniéndose la siguiente información.

Tabla 09.
Datos específicos de diseño

[CO ₂] _{max}	15.5	%	
T _g	170	°C	
[O ₂]	11.2	%	
[CO]	13	ppm	0.0013%
T _{sf}	64	°C	
T _{sg}	154	°C	
B	2		
T _a	30.4	°C	
[H]	12.3		
v	0.4		
[CO ₂]	7.3	%	
N ₂	81.49 87	%	

Fuente. Área de mantenimiento

Cálculo por métodos indirecto según norma técnica peruana 350.300.2008

Para realizar el análisis de eficiencia térmica se aplicará la norma técnica peruana 350.300.2008, que consiste en calcular seis tipos de pérdidas

Pérdidas por las entalpías de gases de escape en base seca

$$P_1 = \frac{k[T_g - T_a]}{CO_2}$$

Reemplazando se tiene.

$$P_1 = \frac{0.48[170 - 30.4]}{7.3}$$

$$P_1 = 9.179\%$$

Pérdidas por la entalpia del vapor de agua en los gases.

$$P_2 = \frac{[(H_2O + 9(H))(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)]}{PCS}$$
$$P_2 = \frac{[(0 + 9(12.3))(2488 - 4.2(30.4^\circ C) + 2.1(170^\circ C)]}{45329}$$
$$P_2 = 6.6360\%$$

Pérdidas por inquemados gaseosos.

$$P_3 = \frac{k_1(CO)}{(CO_2 + CO)}$$

La constante K1=53, se selecciona según el uso de combustible, en este caso es para el petróleo Diésel (B5)

$$P_3 = 53 \frac{(0.0013)}{(7.3 + 0.0013)}$$
$$P_3 = 0.00943667\%$$

Pérdidas por inquemados sólidos.

$$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$$
$$P_4 = 0.14(2)^2 + 0.08(2) + 0.07$$
$$P_4 = 0.79\%$$

Pérdidas por convección.

$$P_5 = 80 \left(\frac{Q_{P5}}{WC} \right)$$
$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * V + 1)^{0.5}$$
$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (64 - 30.4)^{0.25} * (2.857 * 0.4 + 1)^{0.5}$$
$$h_{cf} = 0.00695349$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * V + 1)^{0.5}$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (154 - 30.4)^{0.25} * (2.857 * 0.4 + 1)^{0.5}$$

$$h_{cg} = 0.0096299$$

$$w_c = 9.81 * \text{BHP}$$

$$w_c = 9.81 * 100 = 981$$

$$Q_{P5} = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g (T_{sg} - T_a)$$

$$Q_{P5} = 0.00695349 * 46.637(64 - 30.4) + 0.0096299 * 13.51(154 - 30.4)$$

$$Q_{P5} = 26.973$$

Reemplazando se obtiene.

$$P_5 = 80 \left(\frac{Q_{P5}}{W_c} \right) = 80 * \frac{26.976}{981}$$

$$P_5 = 2.199\%$$

Pérdidas por radiación

$$P_6 = 80 * \frac{Q_{P6}}{W_c}$$

$$Q_{p6} = Q_{rf} * A_f + Q_{rg} * A_g$$

$$Q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$$

$$Q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * 0.26 [(64 + 273.15)^4 - (30.4 + 273.15)^4]$$

$$Q_{rf} = 0.06638$$

$$Q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$$

$$Q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * 0.26 [(154 + 273.15)^4 - (30.4 + 273.15)^4]$$

$$Q_{rg} = 0.3716$$

Reemplazando los valores obtenidos.

$$Q_{p6} = Q_{rf} * A_f + Q_{rg} * A_g$$

$$Q_{p6} = 0.06638 * 46.637 + 0.3716 * 13.51 = 8.116$$

Reemplazando se tiene:

$$P_6 = 80 * \frac{Q_{p6}}{W_c}$$

$$P_6 = 80 * \frac{8.116}{981}$$

$$P_6 = 0.661\%$$

Las pérdidas serán.

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = (9.179 + 6.6360 + 0.009436 + 0.79 + 2.199 + 0.661)\%$$

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = 19.47\% \text{ (Pérdidas totales)}$$

$$\eta_{termica} = 100\% - 19.47\%$$

$$\eta_{termica} = 80.53\%$$

Cálculo de la producción de vapor saturado

A partir del dato de eficiencia térmica obtenida, se calculará el flujo de vapor saturado que produce el caldero de 100 BHP.

$$m_{vapor} = \frac{n\% * m_c * PCI}{h_g - h_i}$$

Datos:

- $\eta_{termica} = 80.53\%$
- m_c : 19.06 Consumo de combustible en Gal/h
- PCI: $42\,567 \frac{kJ}{kg}$
- Densidad del Diesel 2: $3.29 \frac{kg}{Gal}$
- h_g : 2767.4 kJ/kg (a la presión de saturación del vapor de 100 Psi)
- h_i : 251.13 kJ/kg (a la temperatura de 60°C)

$$m_{\text{vapor}} = 0.8053 * \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * 3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}} * 42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(2767,4 - 251.13) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 854.264 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Indicador de consumo de combustible por tonelada de vapor producido

$$I_{P1} = \frac{\text{flujo de combustible} \left(\frac{\text{Galones}}{\text{h}} \right)}{\text{flujo de vapor producido} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$I_{P1} = \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}}{0.854264 \frac{\text{Ton. vapor}}{\text{h}}} = 22.31 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}}$$

Determinación del costo de producción de vapor

El precio del diésel (B5) es de 11.49 soles por galón, entonces se tiene.

$$I_{E1} = 22.31 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}} * S / \frac{11.49}{\text{Gal}}$$

$$I_{E1} = 256.34 \frac{S/}{\text{Ton. Vapor}}$$

BHP de operación

Es la potencia real a la que opera la unidad de generación produce vapor.

$$\text{BHP de Operacion} = \frac{m_v * (h_g - h_i) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{8437 \frac{\text{kCal}}{\text{h}} * \frac{4.18\text{kJ}}{\text{kCal}}}$$

Reemplazando:

$$\text{BHP de Operacion} = \frac{854.264 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * (2767,4 - 251.13) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{8437 * \frac{\text{kCal}}{\text{h}} * \frac{4.18\text{kJ}}{\text{kCal}}}$$

$$\text{BHP de Operacion} = 60.95 \text{ BHP}$$

Determinación del factor de carga

Es un parámetro que permite comparar la capacidad de producción de vapor en BHP, con los BH nominales del generador de vapor, y permite conocer que tanto de lo máximo de calor que puede producir un generador de vapor brinda.

Reemplazando:

$$F_c = \frac{60.95 \text{ BHP}}{100 \text{ BHP}} * 100\%$$
$$F_c = 60.95 \%$$

Las mediciones realizadas se realizaron a plena carga considerando que el factor de carga la cual del caldero es de 85%

Segunda medición con analizador de gases:

En la segunda medición con el analizador de gases se obtuvieron los siguientes valores

83.1% Eficiencia de combustión

Tabla 10.

Datos específicos de diseño

[CO2]max	15.5	%	
Tg	202	°C	
[O2]	9.6	%	
[CO]	36	ppm	0.0036%
Tsf	64	°C	
Tsg	154	°C	
B	2		
Ta	28.6	°C	
[H]	12.3		
v	0.4		
[CO2]	8.4	%	
N2	81.4964	%	

Fuente. Área de mantenimiento

Procesando los datos en una hoja de Excel, se tiene los siguientes resultados:

PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	9.891748727	Combustible	k	[H](%)
Constante	k	0.48	Diésel (B5)	0.48	
Temperatura de gases	Tg	202	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta	28.6	G.L.P	0.4	
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]=	8.414285714	Gas Natural	35	

PÉRDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.818664784	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H2O]	0	Diésel (B5)	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	Ta	28.6	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	Tg	202			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO					
$P_3 = \frac{k * [CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.022704555	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diesel (B5)	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0036	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]	8.4	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42567			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS		
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	0.79
Índice de Bacharach	B	2

PÉRDIDA POR CONVECCION				
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	2.283730897	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	28.00425013	kW	
$W_c=9.81*BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.007044801	hcg=	0.0096648
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.6		
velocidad del viento	v	0.4		

PERDIDA POR RADIACION				
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.661046535	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	8.106083139	KW	
$W_c=9.81*BHP$	Wc	981	KW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.066294745	qrg=	0.3711543
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	30.4		
Emisividad	e	0.26		

PÉRDIDA POR RADIACION			
$\Sigma(P_i)=P1+P2+P3+P4+P5+P6$	$\Sigma(P_i)$	20.4678955	%
EFICIENCIA TERMICA			
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	79.5321045	%

Tercera medición con analizador de gases:

81.98% eficiencia de combustión

Tabla 11.
Datos específicos de diseño

[CO2]max	15.5	%	
Tg	235	°C	
[O2]	9.5	%	
[CO]	20	ppm	0.0020%
Tsf	64	°C	
Tsg	154	°C	
B	2		
Ta	28.8	°C	
[H]	12.3		
v	0.4		
[CO2]	8.5	%	
N2	81.998	%	

Fuente: Área de mantenimiento

Procesando los datos en una hoja de Excel, se tiene los siguientes resultados:

PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	11.67187658	Combustible	k	[H](%)
Constante	k	0.48	Diésel (B5)	0.48	
Temperatura de gases	Tg	235	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta	28.8	G.L.P	0.4	
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]=	8.488095238	Gas Natural	35	

PÉRDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.985854045	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H2O]	0	Diésel (B5)	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	Ta	28.8	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	Tg	235			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO					
$P_3 = \frac{k * [CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.012467655	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diesel (B5)	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0020	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]	8.5	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42567			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS		
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	0.79
Índice de Bacharach	B	2

PÉRDIDA POR CONVECCION				
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	2.274375928	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	27.88953481	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.007034829	hcg=	0.0096609
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.8		
velocidad del viento	v	0.4		

PERDIDA POR RADIACION				
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_c}$	P6	0.661046535	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	8.106083139	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.066294745	qrg=	0.3711543
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.8		
Emisividad	e	0.26		

PÉRDIDA TOTAL			
$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	22.39562074	%
EFICIENCIA TERMICA			
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	77.60437926	%

Cuarta medición con analizador de gases:

82% eficiencia de combustión

Tabla 12.

Datos específicos de diseño

[CO2]max	15.5	%	
Tg	236	°C	
[O2]	9.4	%	
[CO]	22	ppm	0.0022%
Tsf	64	°C	
Tsg	154	°C	
B	2		
Ta	28.8	°C	
[H]	12.3		
v	0.4		
[CO2]	8.5	%	
N2		%	

Fuente: Área de mantenimiento

Procesando los datos en una hoja de Excel, se tiene los siguientes resultados:

PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	11.62731924	Combustible	k	[H](%)
Constante	k	0.48	Diésel (B5)	0.48	
Temperatura de gases	Tg	236	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta	28.8	G.L.P	0.4	
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]=	8.561904762	Gas Natural	35	

PÉRDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.989956849	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H2O]	0	Diésel (B5)	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	Ta	28.8	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	Tg	236			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.013714098	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diesel (B5)	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0022	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO ₂]	8.5	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42567			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS		
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	0.79
Índice de Bacharach	B	2

PÉRDIDA POR CONVECCION				
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	2.269702402	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	27.8322257	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Área de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.007029828	hcg=	0.009659
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.9		
velocidad del viento	v	0.4		

PERDIDA POR RADIACION				
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_c}$	P6	0.673271085	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	8.25598668	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.068787031	qrg=	0.3736466
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.9		
Emisividad	e	0.26		

PÉRDIDA TOTAL			
$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	22.36396368	%
EFICIENCIA TERMICA			
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	77.63603632	%

Quinta medición con analizador de gases:

84.4% eficiencia de combustión

Tabla 13.

Datos específicos de diseño

[CO2]max	15.5	%	
Tg	176	°C	
[O2]	9.4	%	
[CO]	27	ppm	0.0027%
Tsf	64	°C	
Tsg	154	°C	
B	2		
Ta	29.1	°C	
[H]	12.3		
v	0.4		
[CO2]	7.3	%	
N2	83.2973	%	

Fuente: Área de mantenimiento

Procesando los datos en una hoja de Excel, se tiene los siguientes resultados:

PÉRDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	8.2355	Combustible	k	[H](%)
Constante	k	0.48	Diésel (B5)	0.48	
Temperatura de gases	Tg	176	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta	29.1	G.L.P	0.4	
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]=	8.561904762	Gas Natural	35	

PÉRDIDA POR LA ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA EN LOS GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.0680195151	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Contenido de humedad del combustible	[H2O]	0	Diésel (B5)	0	45329
Contenido de Hidrogeno del combustible	[H]	12.3	G.L.P	0	
Temperatura de ambiente	Ta	29.1	Gas Natural	0.1	
Temperatura de los gases	Tg	176			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.019595492	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constante	k	53	Diésel (B5)	53	45329
Concentración de monóxido de carbono	[CO]	0.0027	G.L.P		
Concentración de dióxido de carbono	[CO2]	7.3	Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI	42567			
Poder Calorífico Superior	PCS	45329			

PÉRDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS		
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	0.79
Índice de Bacharach	B	2

PÉRDIDA POR CONVECCION				
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	2.260363294	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	27.71770489	kW	
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	981	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Área de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.007019792	hcg=	0.0096551
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	28.9		
velocidad del viento	v	0.4		

PERDIDA POR RADIACION				
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_c}$	P6	0.671651634	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	8.236128163	kW	
Wc=9.81*BHP	Wc	981	KW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	100	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Area de la superficie	Af	46.637	Ag	13.51
$h_c = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.068456865	qrg=	0.3733165
Temperatura de la superficie	Tsf	64	Tsg=	154
Temperatura ambiente	Ta	29.1		
Emisividad	e	0.26		

PÉRDIDA POR RADIACION			
$\Sigma(P_i)=P1+P2+P3+P4+P5+P6$	$\Sigma(P_i)$	18.0451284	%
EFICIENCIA TERMICA			
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	81.9548716	%

Promediando las eficiencias en las cinco mediciones se obtiene un valor de 79.45 %

Propuesta de mejora de eficiencia térmica

De los resultados obtenidos, se propone las siguientes alternativas:

Precalentamiento del agua hasta 70 °C

Calculando la entalpía del agua a la temperatura de 70°C.

Datos:

- $\eta_{\text{termica}} = 79.45\%$
- m_c : 19.06 Consumo de combustible en Gal/h
- PCI: $42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Densidad del Diesel (B5): $3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}}$
- h_g : 2767.4 kJ/kg (a la presión de saturación del vapor de 100 Psi)
- $h_i = 293.07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (a la temperatura de 70°C)

Reemplazando se tiene:

$$m_{\text{vapor}} = 0.7945 * \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * 3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}} * 42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(2767,4 - 293.07) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m_{\text{vapor}} = 857.09 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Indicador de consumo de combustible por tonelada de vapor producido

$$I_{P1} = \frac{\text{flujo de combustible} \left(\frac{\text{Galones}}{\text{h}} \right)}{\text{flujo de vapor producido} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$I_{P1} = \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}}{0.85709 \frac{\text{Ton. vapor}}{\text{h}}} = 22.23 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}}$$

Determinación del costo de producción de vapor

El precio del diésel (B5) es de 11.49 soles por galón, entonces se tiene

$$I_{E1} = 22.23 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}} * S / \frac{11.49}{\text{Gal}}$$

$$I_{E1} = 255.42 \frac{S/}{\text{Ton. Vapor}}$$

Pre calentamiento del agua hasta 80 °C

Calculando la entalpia del agua a la temperatura de 80°C.

Datos:

- $\eta_{\text{termica}} = 79.45 \%$
- m_c : 19.06 Consumo de combustible en Gal/h
- PCI: 42 567 $\frac{kJ}{kg}$
- Densidad del Diesel (B5): 3.29 $\frac{kg}{Gal}$
- h_g : 2767.4 kJ/kg (a la presión de saturación del vapor de 100 Psi)
- $h_i = 335.01 \frac{kJ}{kg}$ (a la temperatura de 80°C)

Reemplazando se tiene:

$$m_{\text{vapor}} = 0.7945 * \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * 3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}} * 42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(2767,4 - 335.01) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m_{\text{vapor}} = 871.87 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Indicador de consumo de combustible por tonelada de vapor producido.

$$I_{P1} = \frac{\text{flujo de combustible} \left(\frac{\text{Galones}}{\text{h}} \right)}{\text{flujo de vapor producido} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$I_{P1} = \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}}{0.87187 \frac{\text{Ton. vapor}}{\text{h}}} = 21.86 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}}$$

Determinación del costo de producción de vapor

El precio del diésel (B5) es de 11.49 soles por galón, entonces se tiene.

$$I_{E1} = 21.86 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}} * S / \frac{11.49}{\text{Gal}}$$

$$I_{E1} = 251.17 \frac{S/}{\text{Ton. Vapor}}$$

Pre calentamiento del agua hasta 90°C

Calculando la entalpia del agua a la temperatura de 90°C.

Datos:

- $\eta_{\text{termica}} = 79.45\%$
- m_c : 19.06 Consumo de combustible en Gal/h
- PCI: $42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Densidad del Diesel (B5): $3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}}$
- h_g : 2767.4 kJ/kg (a la presión de saturación del vapor de 100 Psi)
- $h_i = 376.92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (a la temperatura de 90°C)

Reemplazando se tiene:

$$m_{\text{vapor}} = 0.7945 * \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * 3.29 \frac{\text{kg}}{\text{Gal}} * 42\,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(2767,4 - 376.92) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m_{\text{vapor}} = 887.15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Indicador de consumo de combustible por tonelada de vapor producido

$$I_{P1} = \frac{\text{flujo de combustible} \left(\frac{\text{Galones}}{\text{h}} \right)}{\text{flujo de vapor producido} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)}$$

Reemplazando se tiene:

$$I_{P1} = \frac{19.06 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}}{0.88715 \frac{\text{Ton. vapor}}{\text{h}}} = 21.48 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}}$$

Determinación del costo de producción de vapor

El precio del diésel (B5) es de 11.49 soles por galón, entonces se tiene.

$$I_{E1} = 21.48 \frac{\text{Gal}}{\text{Ton Vapor}} * S / \frac{11.49}{\text{Gal}}$$

$$I_{E1} = 246.80 \frac{S/}{\text{Ton. Vapor}}$$

RESUMEN DE DATOS EVALUADOS

- Consumo de combustible real

Resumen de consumo de combustible (Gal/día) y consumo de combustible (Gal/hora)

Mes	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Promedio
Gal/Dia	93,71	93,63	96,81	97.16	95.32
(Gal/hora) = Gal/dia*1/5	18.74	18.72	19.36	19.43	19.06

Resumen de datos reales obtenidos a partir de medición con analizador de gases.

Nº	Temp. De gases	Flujo de vapor	eficiencia	Gal comb./Ton.vapor
01	170	854.26	80.53	22.31
02	202	843.65	79.53	22.59
03	235	823.18	77.60	23.15
04	236	823.50	77.63	23.14
05	176	869.32	81.95	21.93

Resumen de datos con propuesta de mejora con calentamiento de agua de alimentación.

Nº	Temp. Agua de alimentación	Flujo de vapor	Consumo de combustible (Gal./Ton.vapor)	S./Ton vapor
01	60	854.26 Kg/h	22.31	256.34
02	70	857.09 Kg/h	22.23	255.42
03	80	871.87 Kg/h	21.86	251.17
04	90	887.15 Kg/h	21.48	246.80

Análisis de graficas

Grafica de temperatura de gases vs Eficiencia térmica

La temperatura de los gases de ignición es un indicador de la calidad de la transferencia de calor dado hacia la cámara de agua, y está asociado a dos factores principales; la celeridad de los gases al interior de los tubos y la resistencia al paso del calor desde la tubería hacia la cámara de agua, un indicador del depósito de hollín presente en los tubos. A continuación, se representa la variación de la temperatura de los gases en la eficiencia térmica del caldero pirotubular.

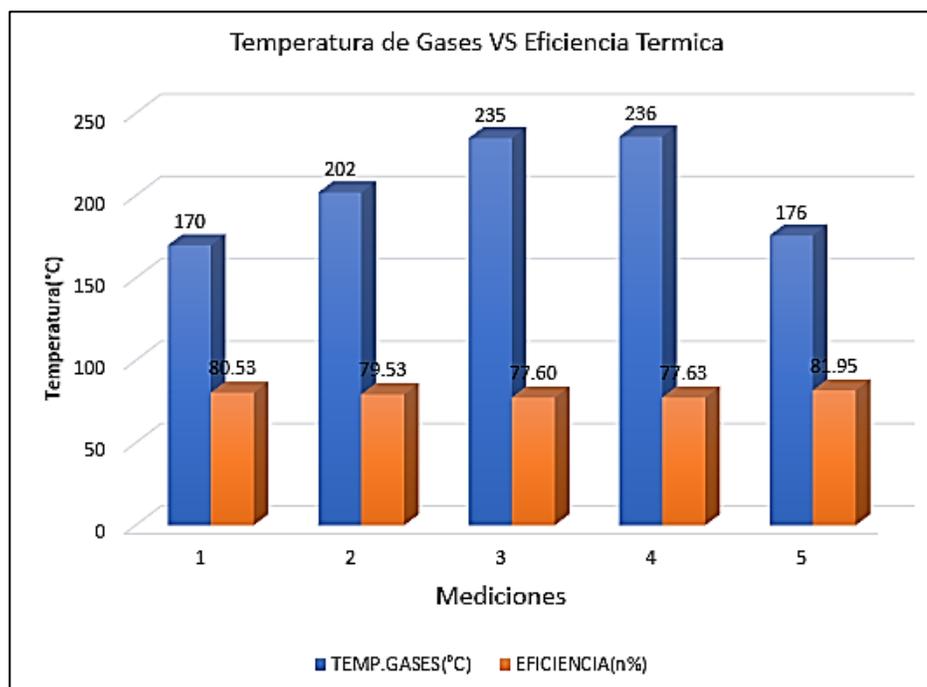


Figura N° 33. Influencia de la temperatura de gases en la eficiencia térmica
Fuente: Elaboración Propia

Temperatura de gases vs Flujo de vapor producido

La temperatura de los gases es un indicador de la eficiencia de la ignición desde el aspecto termoquímico ya que la reacción y formación de los componentes de los gases está ligado al calor liberado mediante la entalpia de formación y de reacción (combustión), y la temperatura es un indicador de la magnitud de fuego liberado en la ignición, muy a parte de la cantidad del calor absorbido por la cámara del agua, existe un valor de temperatura adecuado a las que deben de evacuar por la chimenea. Además de que la temperatura está ligada a la producción de vapor, también influencia en la calidad o humedad.

En la siguiente grafica se reporta la influencia que tiene la temperatura de los gases como calor desarrollado que se absorbe hacia la cámara de agua para la producción de vapor saturado, en tal medida están relacionados.

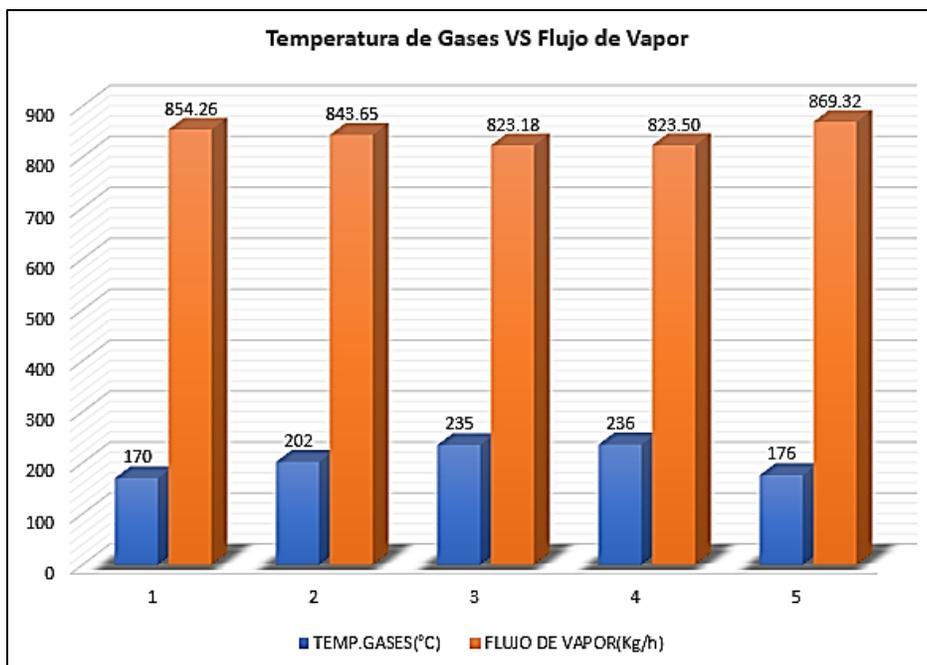


Figura N° 34. Variación de la temperatura de gases en la producción de vapor
Fuente: Elaboración Propia

Eficiencia térmica vs Flujo de vapor

El flujo de vapor que produce un caldero pirotubular, está directamente relacionado a la eficiencia térmica del caldero, ya que indica el exceso de calor que se ha transferido para producir vapor. Los parámetros principales que se evalúa para determinar la eficiencia teórica según el método indirecto con la NTP 350.3002008, son las seis formas de pérdidas de calor calculadas a partir de los valores porcentuales de los componentes de gases de combustión, el indicado principal en el aprovechamiento o rendimiento de la combustión es el CO (monóxido de carbono), el cual indica el porcentaje del combustible que no ha reaccionado termoquímicamente y que por ende no ha liberado calor en la combustión.

Este aspecto es muy importante al momento de considerar un análisis cuando se desea conocer que factores influencia en la producción de vapor, a parte del análisis de la presión interna a la que se encuentra la cámara.

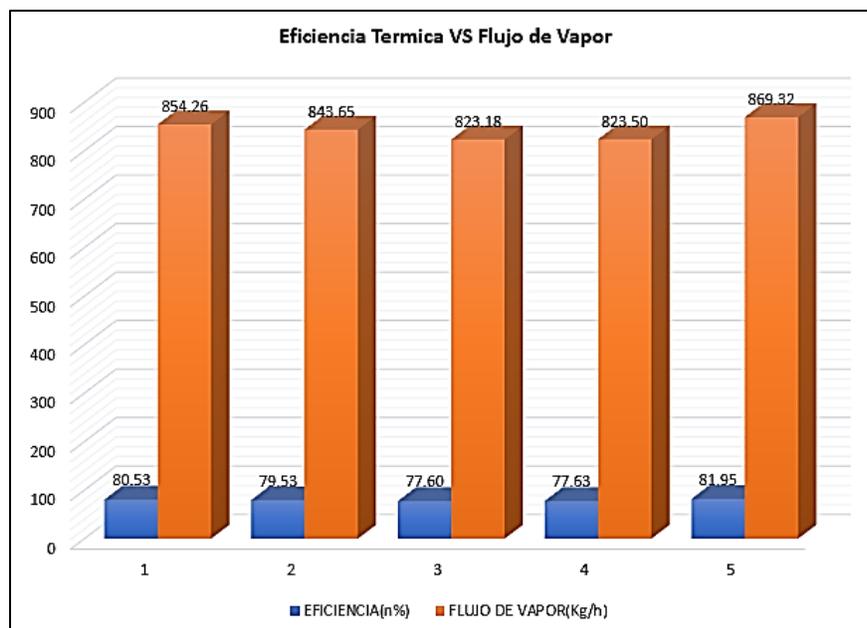


Figura N° 35. Relación de la eficiencia térmica en la producción de vapor
Fuente: Elaboración Propia

Gráfico eficiencia térmica vs Cantidad de combustible consumido

La cantidad de vapor producido está en función a la cantidad de combustible empleado para tal fin, y de la forma en que el combustible viene utilizándose en términos de eficiencia, es por ello que mientras el caldero sea más eficiente, consumirá menos combustible para generar la cantidad de vapor demandado.

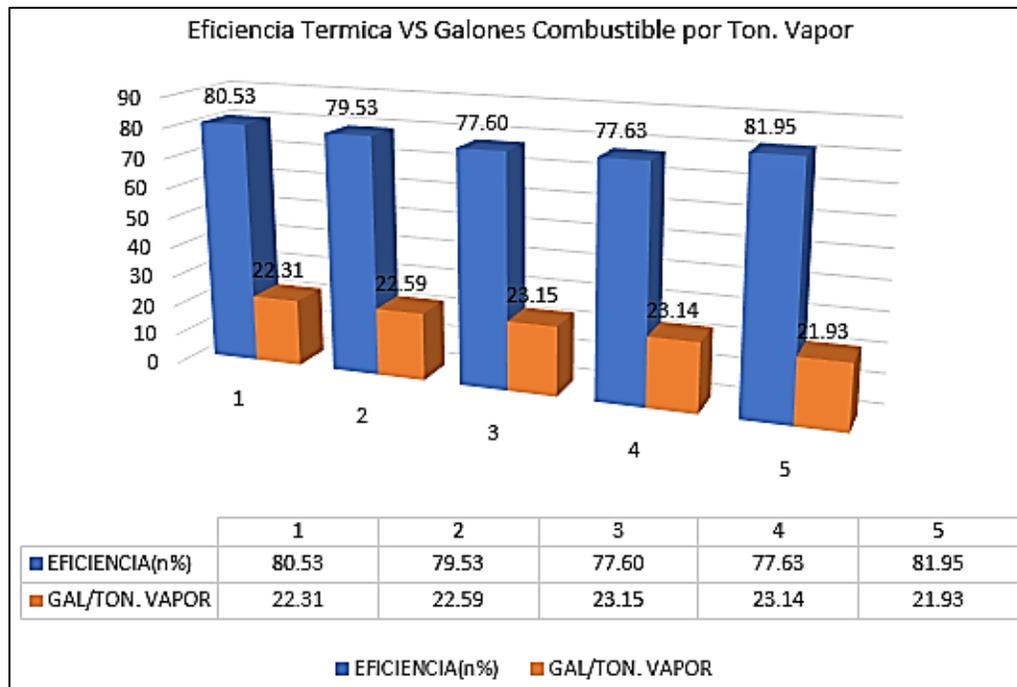


Figura N° 36. Influencia de la eficiencia térmica en el indicador de galones de combustible consumido por tonelada de vapor producido.

Fuente: Elaboración Propia

Eficiencia vs Costo de producción de vapor

El costo de la tonelada de vapor es un indicador de importancia para medir la productividad de vapor y son magnitudes inversamente proporcionales como se observa en el gráfico, a medida que la eficiencia es mayor, el costo de producción de vapor disminuye, entonces se puede afirmar que un generador de vapor con alta eficiencia traerá consigo ahorro significativo tanto de consumo de combustible y en los precios, siendo una forma de optimización de costo y de energía.

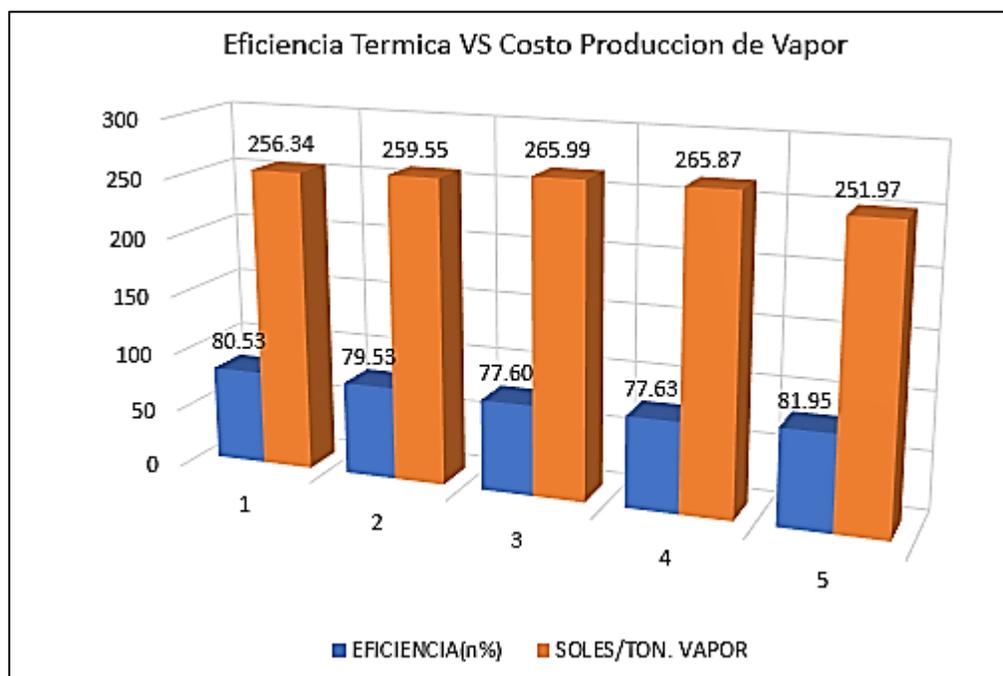


Figura N° 37. Representación de la eficiencia térmica y su influencia en la producción de vapor.

Fuente: Elaboración Propia

Eficiencia de combustión vs Eficiencia térmica

La eficiencia de combustión que se consigue medir a través de un analizador de gases, es una etapa preliminar para realizar un diagnóstico de la forma en que se viene realizando la combustión en el caldero. A partir de ahí se puede establecer la calidad de la combustión, haciendo análisis e interpretando los resultados porcentuales o según la unidad de medición, de los componentes, siendo el principal de ellos el monóxido de carbono, un indicador que representa la cantidad porcentual de combustible que no ha reaccionado, de esta forma la eficiencia de la combustión influye directamente en la eficiencia térmica del caldero.

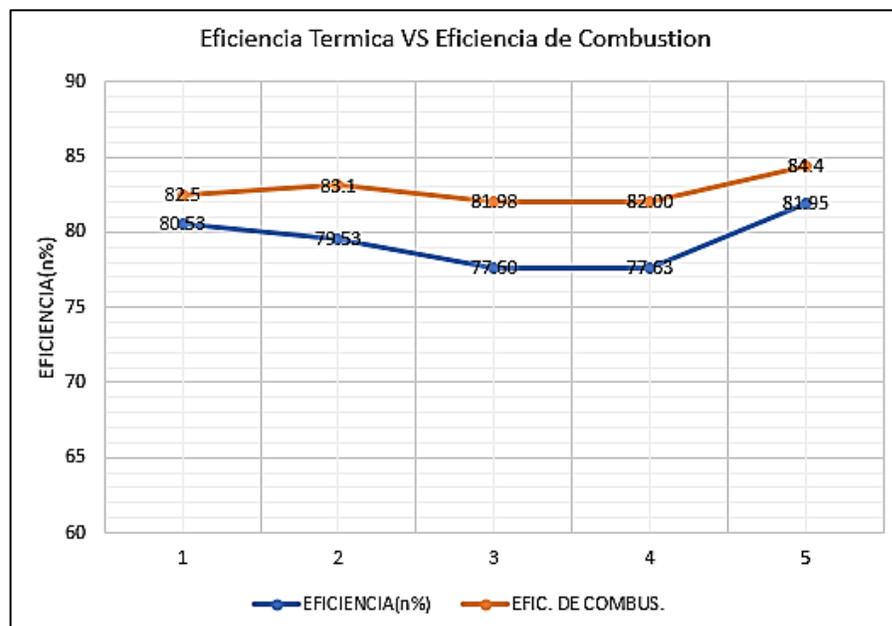


Figura N° 38. Influencia de la temperatura de combustión en la eficiente térmica
Fuente: Elaboración Propia

Composición de los gases de combustión en función al número de mediciones

En la investigación, se realizaron 5 mediciones de gases de combustión empleando un analizado de gases, en la cual se registraron componentes porcentuales de Dióxido de carbono, monóxido de carbono, oxígeno y nitrógeno, para el tipo de combustible diésel (B5).

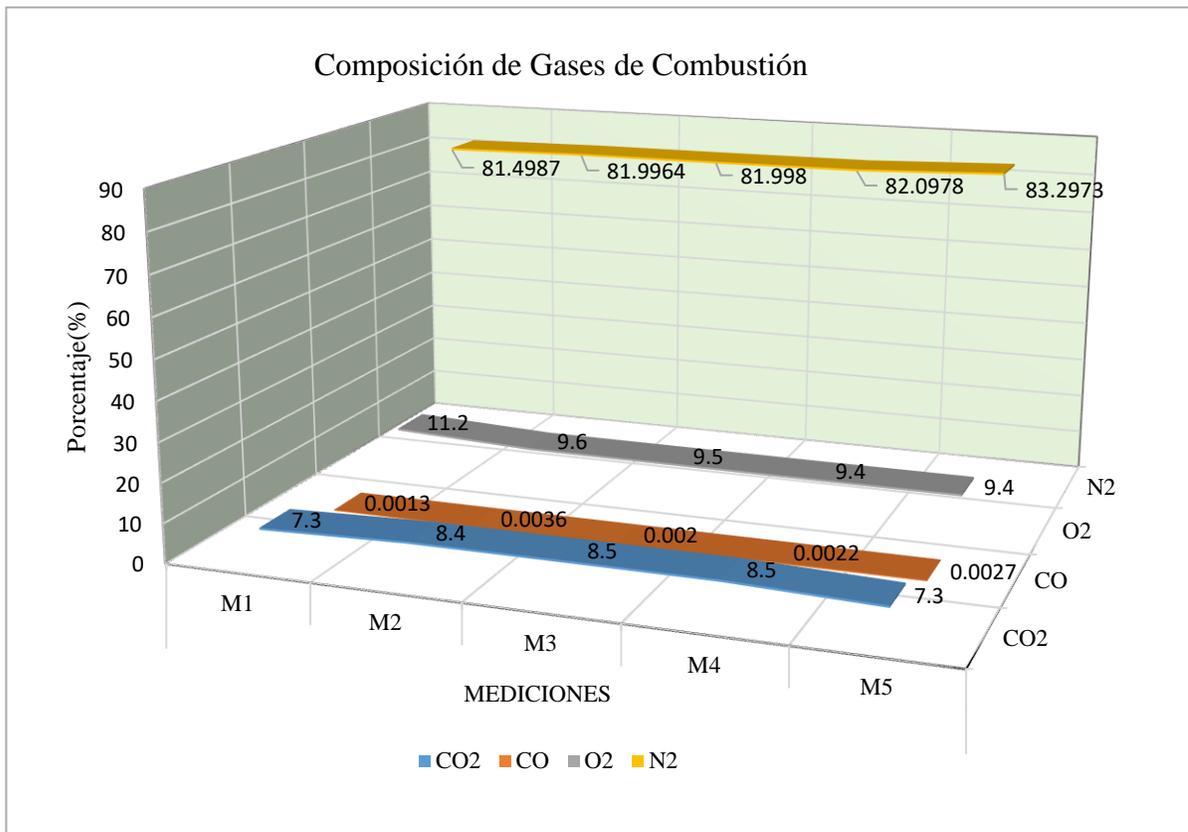


Figura N° 39. Composición de gases de combustión según mediciones.
Fuente: Elaboración Propia

Análisis con propuesta de mejora en calentamiento de agua de alimentación desde 60°C hasta 90°C

Influencia del precalentamiento del agua en la producción de vapor.

Este procedimiento busca mejorar la eficiencia del generador de vapor, al calentar gradualmente el agua de alimentación, los cálculos nos estarán orientados a encontrar la entalpía de agua calentada a la temperatura correspondiente, esto mejorará la producción de vapor como se detalla a continuación gráficamente.

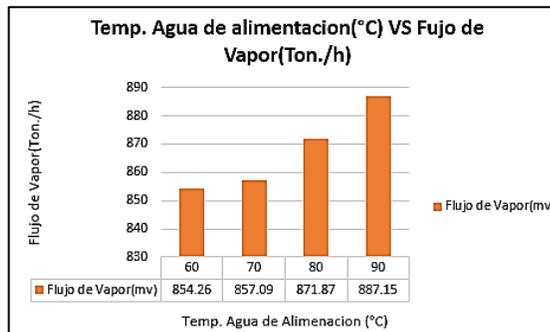


Figura N° 40. Temperatura de agua de alimentación vs Flujo de vapor.

Fuente: Elaboración Propia

Influencia del precalentamiento del agua en el indicador de I₁(Gal/Ton de Vapor)

El calentamiento del agua de alimentación desde 60 ° C hasta 90°C, permite determinar una relación inversamente proporcional al indicador I₁ (Gal Diésel/Ton Vapor), debido a que, al aumentar la temperatura, se tendrá menor consumo de combustible para producir la misma cantidad de vapor, este indicador nos permite controlar los costos de producción a beneficio de la operación del caldero.

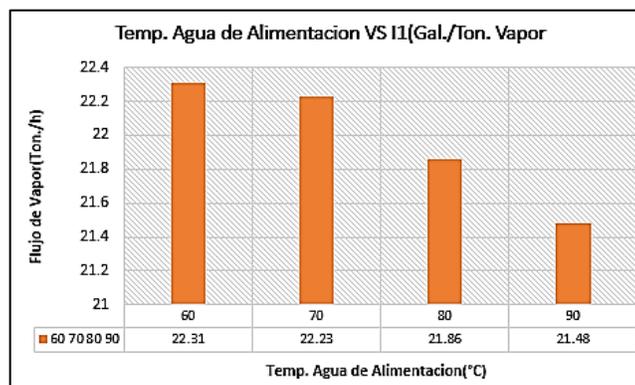


Figura N° 41. Temperatura de agua alimentación vs Indicador 1 (Gal Diesel/Ton Vapor).

Fuente: Elaboración Propia

Influencia del precalentamiento del agua en el indicador de I₂(S./Ton de Vapor)

En la gráfica siguiente se aprecia que a medida que se incrementa la temperatura del agua de alimentación desde 60°C hasta 90°C, el indicador I₂ (S./Ton Vapor), disminuye, en consecuencia el calentamiento de agua reduce el costo de la generación de vapor, en esta medida se puede establecer que existen ventajas muy significativas, ya que son medidas de ahorro al alcance y muy prácticos de realizar, por ejemplo para precalentar el agua de alimentación, se puede tomar los gases de combustión a través de un recuperador de calor con el cual mediante un análisis y balance de térmico, se puede establecer la relación de ganancia de calor.

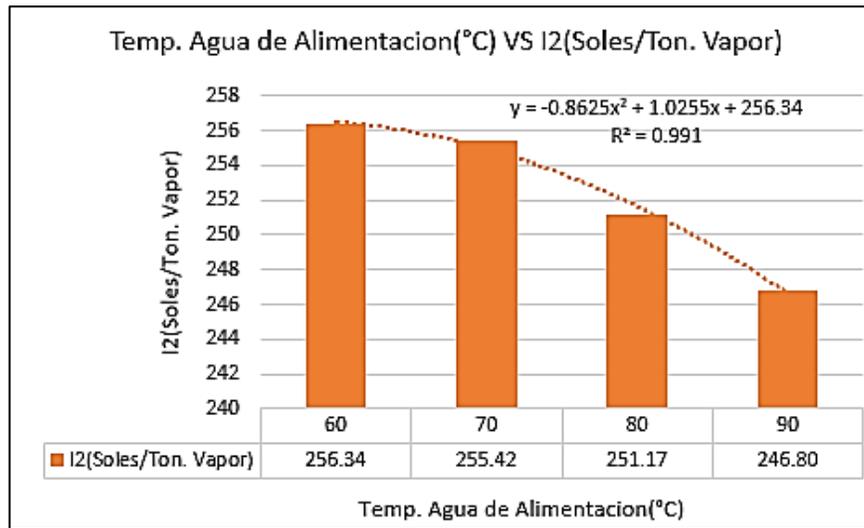


Figura N° 42. Temperatura de agua de alimentación vs indicador 2 (S./Ton. Vapor).

Fuente: Elaboración Propia

IV. Análisis y discusión

A continuación, se presenta el análisis de los parámetros evaluados, a partir de las mediciones de eficiencia de combustión realizadas con el analizador de gases y su influencia en los parámetros de eficiencia térmica del caldero, así como los indicadores de costo y de producción de vapor.

Gráfica de temperatura de gases vs eficiencia térmica

En el primer resultado de medición, se observa que la temperatura alcanzada por los gases de combustión es de 170 °C, para una eficiencia de 80.53, alcanzando una temperatura máxima de gases de combustión de 236°C, para una eficiencia de 77.63, se observa que a medida que la temperatura de gases se incrementa, la eficiencia térmica del caldero disminuye, hasta por debajo de valores permisibles de operación (entre 81 a 85%), esto se debe a que existen problemas en el exceso de aire de combustión que puede estar ocasionando un incremento en la velocidad de flujo de los gases, la máxima eficiencia térmica alcanzada se da cuando la temperatura de gases llega a 176°C, con una eficiencia de 81.95%, en este sentido, la temperatura registrada se puede considerar un límite máximo para la cual se deberá de cuidar que la temperatura no baje a fin de evitar la formación de condensados del agua en forma de vapor que está presente en los gases, si esto ocurriera produciría corrosión al interior de la chimenea y parte de los tubos de gases.

Se debe precisar que hay otros factores que pueden incrementar la eficiencia manteniendo la temperatura de los gases en los límites adecuados, y esto se consigue regulando el exceso de aire, para el caso se recomienda utilizar un exceso de hasta 30%, a fin de obtener una eficiencia térmica entre valores de 83 a 85%, que es un valor optimo esperado.

Temperatura de gases vs Flujo de vapor producido

La temperatura de los gases en la primera medición alcanzo los 170°C, lográndose producir 854.26 Kg/h de vapor, para segunda medición se observa una relación distinta, este valor se puede justificar como una anomalía del proceso de ignición ya que la temperatura de gases se incrementa desde 170°C hasta 202°C, y la producción de vapor se mantiene, esto se puede justificar como un punto crítico de la combustión, en la tercera medición la temperatura de los gases se mantiene a 235°C y la producción de vapor decae a 823.18Kg/h en el cálculo efectuado, el valor calculado se puede analizar y discutir si es que se tuviera instalado un medidor de flujo de vapor, con el valor leído por un flujómetro se puede monitorear y contrasta la producción a tiempo real, este instrumento ayudaría a controlar el proceso tanto desde la combustión así como la eficiencia térmica del caldero, pudiendo detectarse los punto críticos a fin de optimizar la eficiencia y alcanzar la producción de vapor óptima.

Eficiencia térmica y el flujo de vapor

El cálculo de la eficiencia térmica para la primera medición corresponde a 80.53 % alcanzándose a producir 854.26 Kg vapor por hora, y para la segunda medición y cálculo se observa una ligera desviación de la tendencia ya que se espera que a mayor eficiencia térmica se obtenga mayor producción de vapor, luego en la tercera cuarta y quinta medición y calculo, se observa que a medida que la eficacia incrementa, la producción de vapor también lo hace, teniendo como máxima producción de vapor 869.32 Kg/h para una eficiencia de 81.95 %. Los cálculos realizados para la eficiencia térmica se realizaron bajo la NTP. 350.300.2008, evaluando las seis pérdidas de calor.

Es necesario establecer una regulación de los parámetros de calor para asegurar que la eficacia de ignición se mantenga por encima de los 87%, esto permitirá establecer un flujo de producción de vapor optimo, además de considerar que el combustible empleado es diésel (B5), un combustible que por lo general no deja residuos muy importantes en su combustión y su indicador de hollín corresponde a 2, en el índice de bacharach, teniendo presente que la calidad de la combustión debería ser optimizada, se puede descartar que la transferencia de calor sea limitada por depósitos de hollín en los tubos, y que la anomalía puede estar relacionada al exceso de aire inadecuado.

Análisis de eficiencia térmica y el combustible consumido

El consumo de combustible para el caldero pirotubular se ha tomado como constante, para los cálculos, y cuando se relacione con la producción de vapor, su relación variara en función a esta, en el primer registro de datos se obtuvo un consumo en galones por tonelada de vapor de 22.31 desarrollándose una eficiencia térmica de 80.53%, una eficiencia baja para las condiciones del equipo, en el segundo registro se obtiene un valor similar de consumo de combustible por tonelada de vapor producido para una eficiencia de 79.53%, se observa que en el cálculo número 5, que el consumo de combustible por tonelada de vapor producido, disminuye al valor de 21.93, obteniéndose la mayor eficiencia, quiere decir que el combustible se está empleando de forma más eficiente ósea se está empleando menos combustible para producir una tonelada de vapor, entonces se entiende que la combustión es eficiente y por lo tanto la eficiencia térmica será superior como se muestra en los anteriores casos.

Análisis de la eficiencia termica y el costo de produccion de vapor

Para el costo de produccion de vapor se observa que a medida que la eficiencia termica se incrementa, el costo de produccion de vapor disminuye, esta relacion o comportamiento se debe a que se esta empleando la cantidad adecuada de combustible y que por lo tanto la produccion de vapor mantiene un valor optimo a medida que la eficiencia termica aumenta. Por ejemplo observando el primer dato se tiene una eficiencia de 80.53% y un costo de produccion de vapo de 256.34 soles, y a medida que la eficiencia cubre costo en el caso del dato numero dos, con un valor de 79.53%, el costo aumenta a 259.55 soles, y el comportamiento de estas maginitudes son indirectas observando la tendencia, en la ultima data se tiene que a mayor eficiencia como es el caso de 81.95%, el costo de produccion de vapor disminuye hasta 251.97 soles.

Eficiencia de combustión y la eficiencia térmica

Se observa que la eficiencia de combustión tiene un comportamiento similar a la eficiencia térmica, se debe aclarar que la eficiencia de combustión es un valor dado instantáneamente producto de la medición con analizador de gases, y la eficiencia térmica se obtiene de cálculo aplicando la NTP.300.350.2008, en consecuencia se espera que a medida que la eficiencia de combustión aumente, también lo haga en esa medida la eficiencia térmica, siendo los valores obtenidos son relativos para cada caso, esto se debe a que interviene otras variables que afectan el comportamiento lineal de ambas eficiencias, por ejemplo la temperatura de gases, la temperatura de agua de alimentación, el exceso de aire influyen el patrón de ambas eficiencias, en la primera medición de eficiencia de combustión se obtiene un valor de 82.5%, obteniéndose una eficiencia térmica de 80.53%, para una eficiencia de combustión de 83.1%, la eficiencia térmica disminuye a 79.53%, debido a que la composición de los gases han variado y posiblemente la primera pérdida se haya incrementado, a su vez en la tercera medición se tiene una eficiencia de combustión de 81.98% y la eficiencia térmica se mantiene en el valor de 77.60%, en la cuarta medición y quinta medición donde se tiene una eficiencia de combustión de 84.4%, se tiene una eficiencia térmica de 81.95%, la máxima alcanzada en el proceso de análisis de medición.

Análisis de la composición de gases por cada medición de análisis de combustión

Según la N.T.P 300.350.2008, el valor máximo para el CO₂, es el 15%, en base a ello se observa que los valores de porcentajes de CO₂ para las cinco mediciones realizadas, no superan el valor máximo, en cuanto al porcentaje de monóxido de carbono, siendo un indicador de la calidad de combustión se tiene valores referenciales dentro del rango establecido, teniendo su valor más elevado en la segunda medición con un valor de 36ppm (0.0036%), obteniendo este caso una eficiencia de combustión de 83.1% .

Al analizar el caso de mejora con el precalentamiento del agua de alimentación desde 60°C hasta 90°C, se consiguen mejoras desde el punto de vista de la producción de vapor que va desde 854.26 Ton/h hasta 887.15Ton/h, además los indicadores I1 que relaciona la cantidad de galones de combustible entre la tonelada de vapor mejora desde 22.31 hasta 21.48, reduciéndose significativamente el consumo de combustible, debido al calentamiento del agua desde 60°C hasta 90°C respectivamente, también se logra mejoras en el indicadores I2 que relaciona la cantidad de dinero entre la tonelada de vapor producido, y mejora desde 256.34 hasta 246.80 representando un ahorro importante de dinero en la operación del caldero.

V. Conclusiones

Los resultados de las mediciones de los parámetros de combustión posteriores a la primera medición, reportan datos de pérdidas similares a los mostrados anteriormente, dándose como resultado el análisis de las eficiencias térmicas correspondientes a:

Las pérdidas de calor determinadas mediante la primera medición de los parámetros de combustión al aplicar el analizador de gases tenemos una eficiencia de combustión de (82.5%) y aplicando el método indirecto bajo la NTP. 350.300.2008, son respectivamente, perdidas de entalpia de gases de escape en base seca (9.179%), pérdidas por entalpia de vapor de agua en los gases (6.636%), perdida por inquemados gaseosos (0.00943667%), pérdida por inquemados sólidos (0.79%), perdida por convección (2.199%) y perdida por radiación (0.661%), teniendo un total de pérdidas de 19.47%, con el cual se obtiene una eficiencia térmica del generador de vapor de 80.53%. El flujo de vapor producido con una eficiencia térmica del caldero de 80.53% es de 854.26 Ton /h, con un indicador I_1 de 22.31 Gal Diesel /Ton Vapor e I_2 de 256.34 S/ Ton Vapor, respectivamente.

El resultado de los parámetros de combustión obtenemos nuestras eficiencias de combustión a través del analizador de gases tanto de nuestra segunda medición tenemos (83.1%), en la tercera medición tenemos (81.98%), en la cuarta medición tenemos (82%), y finalmente en la quinta medición tenemos (84.4%), entonces aplicando el método indirecto bajo la NTP 35.300.2008, se consigue nuestras eficiencias térmicas tanto de nuestra segunda medición de 79.53% y en la tercera medición tenemos 77.60% y en la cuarta medición tenemos 77.63% y finalmente en la quinta medición se obtiene una eficiencia térmica de 81.95%.

El resultado con la propuesta de mejora a través de precalentamiento de agua de alimentación permite mejorar los indicadores de flujo de producción de vapor desde 854.26 Ton/h hasta 887.15Ton/h, además los indicadores I_1 que relaciona la cantidad de galones de combustible entre la tonelada de vapor mejora desde 22.31 hasta 21.48, reduciéndose significativamente el consumo de combustible, debido al calentamiento del agua desde 60°C hasta 90°C respectivamente, también se logra mejoras en el indicadores I_2 que relaciona la cantidad de dinero entre la tonelada de vapor producido, y mejora desde 256.34 hasta 246.80, en consecuencia una alternativa viable tanto económica como técnicamente es el precalentamiento de agua de alimentación desde 60°C hasta 90°C.

VI. Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos mediante el análisis del balance térmico se recomiendan los siguientes puntos seguidos:

- Precalentar el agua de alimentación desde 60°C hasta 90°C, no se debe subir más la temperatura a fin de evitar la formación de burbujas de aire que puedan dañar la bomba de alimentación por efectos de cavitación.
- Para la posibilidad de aumentar la eficiencia se recomienda el calentamiento del aire desde 20°C hasta 50°C, aprovechando el diferencial de temperatura que se le puede extraer a los gases de combustión, cuidando de no caer por debajo de su punto de condensación o rocío, este tipo de aprovechamiento es ventajoso ya que se recirculan los gases de combustión captados en la chimenea y por contacto indirecto mediante un equipo intercambiador de calor, se consigue el gradiente de temperatura que permitirá calentar el aire, en estas condiciones, el aire de combustión ingresa con menor humedad favoreciendo a la combustión en la cámara .
- Se recomienda regular el exceso de aire de combustión ya que se encuentra ligeramente elevada, se sabe que el exceso de aire adecuado ayuda a completar la reacción de combustión, pero un exceso superior o desmedido puede alterar el flujo de gases tanto termodinámica como cinéticamente haciendo que esta favorezca al enfriamiento de gases y también a que la permanencia de los gases por los tubos sea de menor tiempo, reduciendo así la transferencia de calor hacia la cámara de una, y en consecuencia generando una salida de gases a elevadas temperaturas.
- Se recomienda aplicar este análisis para los operadores de calderas, en caso se desconozca la temperatura de salida de los gases: $T_{\text{Temp de gases de escape}} = T_{\text{Temp, del vapor a la presión de saturación (ósea a la presión de operación del caldero)}} + 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; esta equivalencia nos da un valor con buena aproximación en caso de desconocerse la temperatura de salida de gases. ejemplo el caldero de 100 BHP, opera a 100 psi, aproximadamente 6.89 bar, ingresos a tablas de vapor saturado a esta presión y leemos aproximadamente 165°C, a este valor le sumamos 40°C y obtendríamos 205°C aproximadamente, la temperatura de gases de escape por chimenea.

- Se recomienda realizar un mantenimiento al interior de la superficie de calefacción comprendida entre tubos y cámara a fin de mantener limpia y libre de adherencias la superficie de transferencia de calor, en caso de depósitos ligeros se recomienda el uso de sopladores, pero en el caso de que exista resistencia pegada, se recomienda productos químicos, para su remisión.

- También se recomienda llevar un curso de mantenimiento y operación de calderas industriales afianzadas a las normas peruanas a fin de mantener y garantizar la operación continua y segura en las instalaciones del hospital

VII. Agradecimientos:

A Dios Todo Poderoso, quien está presente siempre en cada etapa de la vida, toda la gratitud sea dada.

A mis padres por el constante apoyo, y dirección, en cada una de las etapas de mi vida, por su apariencia y afecto, les debido a forma de agradecimiento, el presente trabajo que consolida mi formación profesional.

A mis hermanos, quienes están siempre presentes en la convivencia y en las situaciones que amerita siempre la compañía de ustedes, que reconforta e impulsa a continuar sobre las metas trazadas.

A la Universidad San Pedro, alma mater en mi formación académica y científica, en cuyo paso por sus aulas, contribuyo a mi formación personal y profesional bajo la interacción de los docentes, autoridades y personal administrativo, en general.

Al Ing. Calderón Rodríguez, Luis docente asesor a quien le retribuyo el más noble agradecimiento por la asesoría en el planteamiento, desarrollo, y consolidación del presente informe de investigación de tesis.

A los compañeros de aula, quienes estuvieron siempre presente en cada etapa de formación y desarrollo profesional, a cada uno d ustedes les hago extensivo, el fraternal saludo y agradecimiento.

VIII. Referencias bibliográficas

Barreto, I. W. (2005). *Calderas de Vapor*.

Beltran, C. (1957). *Funcionamiento de un generador de vapor*.

Burga, M. L. (1987). *Perdidas e calderas pirotubulares*.

Crouler, S. (1960). *Generador de calor*.

Ing. Apolinario Saavedra, B. Q. (1962). *Manual de operadores industriales en el proceso de la combustion de una caldera*.

Ing. Williams G. H., R. C. (1954). *Generador de altas temperaturas para de intercambiadores de calor*.

M., C. F. (2015). *Calderas Pirotubulares*.

M., R. J. (2014). *Descripcion de calor en generador de vapor*.

Molinas L. A., M. G. (1993). *Problemas de caldera*.

NTP.350.300.2008. (s.f.). *Reglamento para definir la eficacia en las calderas*.

R., I. O. (1977). *Plantas de vapor Industrial*.

Renedo, C. J. (1997). *Las calderas en ellas la energia se transforma en calor*.

SPIRAX SARCO, E. (2008). *Circuitos de Distribucion de vapor y condensado*.

Anexos

IX. Anexos y Apéndices

Anexo 01: Secuencia de mediciones con analizador de gases



Figura N° 43. Analizador de gases
Fuente: fotografía tomada en
Hospital III – EsSalud Chimbote



Figura N° 44. Analizador de gases
Fuente: fotografía tomada en
Hospital III – EsSalud Chimbote



Figura N° 45. Analizador de gases
Fuente: fotografía tomada en
Hospital III – EsSalud Chimbote



Figura N° 46. Analizador de gases
Fuente: fotografía tomada en
Hospital III – EsSalud Chimbote

Anexo 02: Características del analizador de gases portátil digital

Modelo: 5042

Mide la eficiencia de la combustión, mide O₂ y CO, temperatura neta y exceso de aire, calcula y muestra eficiencia y CO₂, Medición de Dióxido de Sulfuro SO₂ y Óxido Nítrico NO₁.

Teclado tipo membrana y muestra 4 mediciones simultaneas.

MEMORIA para 150 resultados de prueba de combustión.

OXIGENO (O₂): 0 a 20.9% (0.1%)

Precisión: +/- 0.2%

EFICIENCIA: 0 a 99.9% (0.1%).

Exceso de aire: Infinito (0.1%)

Precisión: + /- 0.2%

MONOXIDO DE CARBONO (CO): 0 a 10,000ppm / 0 - 5000 mg/m³

SENSOR DIOXIDO DE SULFURO (SO₂) : 0-5000 PPM

SENSOR OXIDO NITRICO (NO₁) : 0-5000 PPM

TEMPERATURA: 0 a 600 °C / 32 a 1112°F

CO/CO₂ ratio de 0-0.9999%

Pre programación de fluidos:

Gas Natural, Gas Doméstico, Aceite Liviano y Pesado, Gas Propano y Butano, Antracite, Coke y Corel.

Dimensiones: 8.8" x 2.2"x4.8".

SENSOR DE 16.5" (LARGO) X 8 MM (DIAM) Y SENSOR DE TEMPERATURA

TIPO "K", ALIMENTACIÓN: CUATRO BATERÍAS AA/8 HORAS.



Figura N° 47. Analizador de gases
Fuente: Kane 5042

Anexo 03: Tablas de agua saturada para determinar entalpías de agua caliente

Temp (°C)	Presión (bar)	v' (m³/kg)	v'' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)	s' (kJ/kgK)	s'' (kJ/kgK)
50.000	0.12352	0.0010121	12.027	209.34	2591.3	0.70381	8.0748
51.000	0.12978	0.0010128	11.481	213.52	2593.1	0.71673	8.0576
52.000	0.13631	0.0010131	10.963	217.71	2594.8	0.72961	8.0404
53.000	0.14312	0.0010138	10.472	221.89	2596.6	0.74245	8.0234
54.000	0.15022	0.0010141	10.008	226.07	2598.3	0.75526	8.0066
55.000	0.15762	0.0010146	9.5643	230.26	2600.1	0.76802	7.9898
56.000	0.16533	0.0010151	9.1448	234.44	2601.8	0.78075	7.9732
57.000	0.17336	0.0010156	8.7466	238.62	2603.6	0.79344	7.9568
58.000	0.18171	0.0010161	8.3683	242.81	2605.3	0.80610	7.9404
59.000	0.19041	0.0010166	8.0089	246.99	2607.1	0.81871	7.9242
60.000	0.19946	0.0010171	7.6672	251.18	2608.8	0.83129	7.9081
61.000	0.20888	0.0010177	7.3424	255.37	2610.6	0.84384	7.8922
62.000	0.21867	0.0010182	7.0335	259.55	2612.3	0.85634	7.8764
63.000	0.22885	0.0010188	6.7396	263.74	2614.0	0.86882	7.8607
64.000	0.23943	0.0010193	6.4598	267.93	2615.8	0.88125	7.8451
65.000	0.25042	0.0010199	6.1935	272.12	2617.5	0.89365	7.8296
66.000	0.26183	0.0010204	5.9399	276.30	2619.2	0.90602	7.8142
67.000	0.27368	0.0010210	5.6984	280.49	2621.0	0.91835	7.7990
68.000	0.28599	0.0010216	5.4682	284.68	2622.7	0.93064	7.7839
69.000	0.29876	0.0010222	5.2488	288.87	2624.4	0.94291	7.7689
70.000	0.31201	0.0010228	5.0395	293.07	2626.1	0.95513	7.7540
71.000	0.32575	0.0010234	4.8400	297.26	2627.8	0.96733	7.7392
72.000	0.34000	0.0010240	4.6496	301.45	2629.5	0.97949	7.7246
73.000	0.35478	0.0010246	4.4680	305.64	2631.2	0.99161	7.7100
74.000	0.37009	0.0010252	4.2945	309.84	2632.9	1.0037	7.6955
75.000	0.38595	0.0010258	4.1289	314.03	2634.6	1.0158	7.6812
76.000	0.40239	0.0010265	3.9708	318.22	2636.3	1.0278	7.6670
77.000	0.41941	0.0010271	3.8197	322.42	2638.0	1.0398	7.6528
78.000	0.43703	0.0010277	3.6752	326.62	2639.7	1.0517	7.6388
79.000	0.45527	0.0010284	3.5372	330.81	2641.3	1.0637	7.6249
80.000	0.47414	0.0010291	3.4052	335.01	2643.0	1.0756	7.6111
81.000	0.49367	0.0010297	3.2789	339.21	2644.7	1.0874	7.5973
82.000	0.51387	0.0010304	3.1581	343.41	2646.4	1.0993	7.5837
83.000	0.53476	0.0010311	3.0425	347.61	2648.0	1.1111	7.5702
84.000	0.55635	0.0010317	2.9318	351.81	2649.7	1.1229	7.5567
85.000	0.57867	0.0010324	2.8258	356.01	2651.3	1.1346	7.5434
86.000	0.60173	0.0010331	2.7244	360.22	2653.0	1.1463	7.5302
87.000	0.62556	0.0010338	2.6271	364.42	2654.6	1.1580	7.5170
88.000	0.65017	0.0010345	2.5340	368.63	2656.3	1.1696	7.5040
89.000	0.67558	0.0010352	2.4447	372.83	2657.9	1.1813	7.4910
90.000	0.70182	0.0010360	2.3591	377.04	2659.5	1.1929	7.4781

Figura N° 48. Tabla Termodinámica

Anexo 04: Tablas de vapor saturado.

P (bar)	T (C)	v' (m ³ /kg)	v'' (m ³ /kg)	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)	s' (kJ/kgK)	s'' (kJ/kgK)
0.01000	6.9696	0.0010001	129.18	29.299	2513.7	0.10591	8.9749
0.01500	13.019	0.0010007	87.959	54.683	2524.7	0.19556	8.8270
0.02000	17.495	0.0010014	66.987	73.428	2532.9	0.26056	8.7226
0.02500	21.077	0.0010021	54.240	88.420	2539.4	0.31182	8.6420
0.03000	24.079	0.0010028	45.653	100.98	2544.8	0.35429	8.5764
0.03500	26.672	0.0010035	39.466	111.82	2549.5	0.39061	8.5211
0.04000	28.960	0.0010041	34.791	121.39	2553.7	0.42239	8.4734
0.04500	31.012	0.0010047	31.131	129.96	2557.4	0.45069	8.4313
0.05000	32.874	0.0010053	28.185	137.75	2560.7	0.47620	8.3938
0.05500	34.581	0.0010059	25.762	144.88	2563.8	0.49945	8.3599
0.06000	36.159	0.0010065	23.733	151.48	2566.6	0.52082	8.3290
0.06500	37.627	0.0010070	22.009	157.61	2569.3	0.54060	8.3007
0.07000	39.000	0.0010075	20.524	163.35	2571.7	0.55903	8.2745
0.07500	40.290	0.0010080	19.233	168.75	2574.0	0.57627	8.2501
0.08000	41.509	0.0010085	18.099	173.84	2576.2	0.59249	8.2273
0.08500	42.663	0.0010089	17.095	178.67	2578.3	0.60780	8.2060
0.09000	43.761	0.0010094	16.199	183.25	2580.2	0.62230	8.1858
0.09500	44.807	0.0010098	15.396	187.63	2582.1	0.63607	8.1668
0.10000	45.806	0.0010103	14.670	191.81	2583.9	0.64920	8.1488
0.20000	60.058	0.0010172	7.6480	251.42	2608.9	0.83202	7.9072
0.30000	69.095	0.0010222	5.2284	289.27	2624.5	0.94407	7.7675
0.40000	75.857	0.0010264	3.9930	317.62	2636.1	1.0261	7.6690
0.50000	81.317	0.0010299	3.2400	340.54	2645.2	1.0912	7.5930
0.60000	85.926	0.0010331	2.7317	359.91	2652.9	1.1454	7.5311
0.70000	89.932	0.0010359	2.3648	376.75	2659.4	1.1921	7.4790
0.80000	93.486	0.0010385	2.0871	391.71	2665.2	1.2330	7.4339
0.90000	96.687	0.0010409	1.8694	405.20	2670.3	1.2696	7.3943
1.0000	99.606	0.0010432	1.6939	417.50	2674.9	1.3028	7.3588
1.0000	99.606	0.0010432	1.6939	417.50	2674.9	1.3028	7.3588
1.5000	111.35	0.0010527	1.1593	467.13	2693.1	1.4337	7.2230
2.0000	120.21	0.0010605	0.88568	504.70	2706.2	1.5302	7.1269
2.5000	127.41	0.0010672	0.71866	535.34	2716.5	1.6072	7.0524
3.0000	133.52	0.0010732	0.60576	561.43	2724.9	1.6717	6.9916
3.5000	138.86	0.0010786	0.52418	584.26	2732.0	1.7274	6.9401
4.0000	143.61	0.0010836	0.46238	604.65	2738.1	1.7765	6.8955
4.5000	147.90	0.0010882	0.41390	623.14	2743.4	1.8205	6.8560
5.0000	151.83	0.0010925	0.37481	640.09	2748.1	1.8604	6.8207
5.5000	155.46	0.0010967	0.34260	655.76	2752.3	1.8970	6.7886
6.0000	158.83	0.0011006	0.31558	670.38	2756.1	1.9308	6.7592
6.5000	161.98	0.0011044	0.29259	684.08	2759.6	1.9623	6.7322
7.0000	164.95	0.0011080	0.27277	697.00	2762.8	1.9918	6.7071
7.5000	167.75	0.0011114	0.25551	709.24	2765.6	2.0195	6.6836

Figura N° 49. Tabla termodinámica

7. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA

Por tratarse del **Método Indirecto**, o de pérdidas, según indica en el apartado 6.2, la eficiencia se determinará mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 100 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) \dots\dots\dots(7.1)$$

7.1 Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos, P_1

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = k \cdot \frac{T_g - T_a}{[CO_2]} \dots\dots\dots(7.2)$$

Algunos valores típicos de “ k ” se muestran en la Tabla 3.

TABLA 3 - Valores típicos de la constante de Siegert, k

Combustible	k
Residuales	0,53
Destilados	0,48
GLP	0,40
Gas natural	0,35

El valor “ k ” es la constante de Siegert; puede ser calculado para cualquier combustible, mediante:

$$k = \frac{255 \cdot [C]}{PCS} \dots\dots\dots(7.2a)$$

La relación entre los contenidos de dióxido de carbono y oxígeno es:

Figura N° 50. Norma Técnica peruana 350.300.2008

$$[CO_2] = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \cdot [CO_2]_{MAX} \dots\dots\dots(7.2b)$$

Los valores típicos de $[CO_2]_{MAX}$ se muestran en la Tabla 4.

TABLA 4 - Valores típicos de $[CO_2]_{MAX}$

Combustible	$[CO_2]_{MAX}$
Residuales	15,8
Destilados	15,5
GLP	13,8
Gas natural	11,9

7.2 Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, P_2

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \frac{([H_2O] + 9 \cdot [H]) \cdot (2488 - 4,2 \cdot T_a + 2,1 \cdot T_g)}{PCS} \dots\dots\dots(7.3)$$

7.3 Pérdida por inquemados gaseosos, P_3

La pérdida porcentual de calor debida a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = k_1 \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]} \dots\dots\dots(7.4)$$

Los valores de la constante “ k_i ”, se muestran en la Tabla 5.

TABLA 5 - Valores de la constante k_f

Combustible	k_f
Residuales	54
Destilados	53
GLP	48
Gas natural	40

7.4 Pérdida por inquemados sólidos, P_4

La pérdida porcentual de calor debida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0,14 \cdot B^2 + 0,08 \cdot B + 0,07 \dots\dots\dots(7.5)$$

7.5 Pérdida por convección, P_5

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 \cdot \frac{\dot{Q}_{p5}}{\dot{W}_c} \dots\dots\dots(7.6)$$

donde:

$$\dot{Q}_{p5} = h_{cf} \cdot A_f \cdot (T_{sf} - T_a) + h_{cg} \cdot A_g \cdot (T_{sg} - T_a) \dots\dots\dots(7.6a)$$

$$h_{cf} = 1,973 \times 10^{-3} \cdot (T_{sf} - T_a)^{0,25} \cdot (2,857 \cdot v + 1)^{0,5} \dots\dots(7.6b)$$

$$h_{cg} = 1,973 \times 10^{-3} \cdot (T_{sg} - T_a)^{0,25} \cdot (2,857 \cdot v + 1)^{0,5} \dots\dots(7.6c)$$

$$\dot{W}_c = 9,81 \cdot BHP \dots\dots\dots(7.6d)$$

Figura N° 52. Norma Técnica peruana 350.300.2008

7.6 Pérdida por radiación, P_6

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 \cdot \frac{\dot{Q}_{p6}}{\dot{W}_c} \dots\dots\dots(7.7)$$

donde:

$$\dot{Q}_{p6} = (q_{rf} \cdot A_f) + (q_{rg} \cdot A_g) \dots\dots\dots(7.7a)$$

$$q_{rf} = 5,763 \times 10^{-11} \cdot \varepsilon \cdot [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \dots\dots\dots(7.7b)$$

$$q_{rg} = 5,763 \times 10^{-11} \cdot \varepsilon \cdot [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \dots\dots\dots(7.7c)$$

$$\dot{W}_c = 9,81 \cdot BHP \dots\dots\dots(7.7d)$$

8. ANTECEDENTES

8.1	NOM-002-ENER:1995	Norma Oficial Mexicana, Eficiencia térmica de calderas paquete.
8.2	BS 845 Part 1:1987	British Standard Methods for Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids Part 1. Concise procedure.
8.3	INTE 19-02-07:1994	Norma INTECO: Ensayos de recepción y prueba de operación para calderas de potencia térmica inferior a 1100 kW, Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica.

Figura N° 53. Norma Técnica peruana 350.300.2008

TABLA 2 - Lista de símbolos utilizados en la NTP

SÍMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
A_f	m ²	Área de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo
A_g	m ²	Área de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión
B	-	Índice de Bacharach
BHP	BHP	Caballo de caldera
$[C]$	%	Porcentaje en peso de carbono contenido en el combustible
$[CO]$	%	Concentración volumétrica de monóxido de carbono en los gases de escape, en base seca
$[CO_2]$	%	Concentración volumétrica de dióxido de carbono en los gases de escape, en base seca
$[CO_2]_{MAX}$	%	Concentración volumétrica de dióxido de carbono en condiciones estequiométricas, en base seca
$[O_2]$	%	Concentración volumétrica oxígeno en los gases de escape, en base seca
EA	%	Exceso de aire
$[H]$	%	Porcentaje en peso de hidrógeno contenido en el combustible
$[H_2O]$	%	Porcentaje en peso de agua contenido en el combustible
h_1	kJ/kg	Entalpía del fluido de trabajo, tomada al ingreso de la caldera
h_2	kJ/kg	Entalpía del fluido de trabajo, tomada a la salida de la caldera
h_{ef}	kW/m ² -°C	Coefficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo
h_{eg}	kW/m ² -°C	Coefficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión
k	-	Constante de Siegert, utilizada en el cálculo del porcentaje de calor perdido en los gases secos
k_l	-	Constante utilizada en el cálculo del porcentaje de calor perdido por inquemados gaseosos
\dot{m}_f	kg/s	Flujo de masa del fluido de trabajo que sale de la caldera
\dot{m}_c	kg/s	Flujo de masa del combustible

Figura N° 54. Lista de símbolos utilizados en la NTP 350.300.2008

TABLA 2 - Lista de símbolos utilizados en la NTP

...continuación

SÍMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
P_1	%	Calor perdido por la entalpía de los gases de escape secos, expresado en porcentaje
P_2	%	Calor perdido por la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, expresado en porcentaje
P_3	%	Calor perdido por inquemados gaseosos, expresado en porcentaje
P_4	%	Calor perdido por inquemados sólidos, expresado en porcentaje
P_5	%	Calor perdido por convección, expresado en porcentaje
P_6	%	Calor perdido por radiación, expresado en porcentaje
PCI	kJ/kg	Poder calorífico inferior del combustible
PCS	kJ/kg	Poder calorífico superior del combustible
\dot{Q}_a	kW	Calor absorbido por unidad de tiempo
\dot{Q}_c	kW	Calor de combustión por unidad de tiempo
\dot{Q}_p	kW	Calor perdido por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p1}	kW	Calor perdido en los gases de escape secos, por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p2}	kW	Calor perdido por la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p3}	kW	Calor perdido por inquemados gaseosos, por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p4}	kW	Calor perdido por inquemados sólidos, por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p5}	kW	Calor perdido por convección, por unidad de tiempo
\dot{Q}_{p6}	kW	Calor perdido por radiación, por unidad de tiempo
q_{rf}	kW/m ²	Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo
q_{rg}	kW/m ²	Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión
T_a	°C	Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador

Figura N° 55. Lista de símbolos utilizados en la NTP 350.300.2008

TABLA 2 - Lista de símbolos utilizados en la NTP

...final

SÍMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
T_c	°C	Temperatura del combustible al ingreso del quemador
T_g	°C	Temperatura de gases a la salida de la chimenea
T_{sf}	°C	Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo
T_{sg}	°C	Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión
v	m/s	Velocidad del viento alrededor de la caldera
\dot{W}_c	kW	Potencia de la caldera
ε	-	Emisividad de la superficie
η	%	Eficiencia térmica

Figura N° 56. Lista de símbolos utilizados en la NTP 350.300.2008