

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**Influencia de la regulación de combustión en la eficiencia energética e
Impacto ambiental de calderas pirotubulares de una Planta Pesquera**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTOR:

Bach. Gonzalez Flores, Eli Abel
Bach. Villanueva Navarro, Michael Andy

ASESOR:

Dr. Quillos Ruiz, Serapio Agapito
DNI: 08597503
Código ORCID: 0000-0002-4498-0034

Nuevo Chimbote-Perú

2025

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



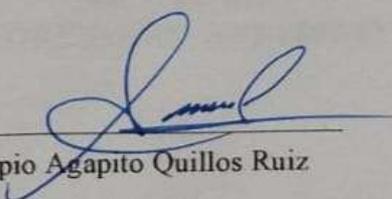
CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA EFICIENCIA
ENERGÉTICA E IMPACTO AMBIENTAL DE CALDERAS
PIROTUBULARES DE UNA PLANTA PESQUERA**

Autor(es) Bach. Gonzales Flores Eli Abel
 Bach. Villanueva Navarro Michael Andy


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz

DNI: 08597503

COD. ORCID: 0000-0002-4498-0034

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado con forme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

“INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA E IMPACTO AMBIENTAL DE CALDERAS PIROTUBULARES DE UNA PLANTA PESQUERA”

AUTORES:

Bach. Gonzales Flores Eli Abel

Bach. Villanueva Navarro Michael Andy

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Héctor Domingo Benites Villegas

PRESIDENTE

DNI:17821639

CÓD. ORCID:0000-0002-8809-6371

Mg. Guevara Chinchayán, Robert Fabian

SECRETARIO

DNI: 32788460

CÓD. ORCID: 0000-0002- 3579-3771

Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz

INTEGRANTE

DNI: 08597503

COD. ORCID: 0000-0002-4498-0034

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m., del día lunes 11 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, en el Aula E-4 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 68 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°337-2024-CU-R-UNS de fecha 12.04.24, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 255-2025-UNS-CFI de fecha 09.06.2025., integrado por los siguientes docentes:

- Mg. Héctor Domingo Benites Villegas : Presidente
- Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán : Secretario
- Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz : Integrante
- M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque : Accesitario

Y según la Resolución Decanal N°518-2025-UNS-FI de fecha 07.08.2025, se DECLARA EXPEDITO a la bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: "INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA E IMPACTO AMBIENTAL DE CALDERAS PIROTUBULARES DE UNA PLANTA PESQUERA", perteneciente a los bachilleres: GONZALES FLORES ELI ABEL, con código de matrícula N° 0201311026 y VILLANUEVA NAVARRO MICHAEL ANDY, con código de matrícula N° 0201311043, teniendo como asesor al docente Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz, según Resolución Decanal N°084-2022-UNS-FI de fecha 17.02.22.

Terminada la sustentación del bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Sur, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
GONZALES FLORES ELI ABEL	DIECISIETE (17)	BUENO

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
SECRETARIO


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m., del día lunes 11 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, en el Aula E-4 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 68 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°337-2024-CU-R-UNS de fecha 12.04.24, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 255-2025-UNS-CFI de fecha 09.06.2025., integrado por los siguientes docentes:

- > Mg. Héctor Domingo Benites Villegas : Presidente
- > Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán : Secretario
- > Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz : Integrante
- > M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque : Accesitario

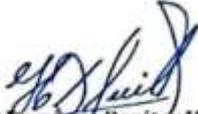
Y según la Resolución Decanal N°518-2025-UNS-FI de fecha 07.08.2025, se DECLARA EXPEDITO a la bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: "INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA E IMPACTO AMBIENTAL DE CALDERAS PIROTUBULARES DE UNA PLANTA PESQUERA", perteneciente a los bachilleres: GONZALES FLORES ELI ABEL, con código de matrícula N° 0201311026 y VILLANUEVA NAVARRO MICHAEL ANDY, con código de matrícula N° 0201311043, teniendo como asesor al docente Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz, según Resolución Decanal N°084-2022-UNS-FI de fecha 17.02.22.

Terminada la sustentación del bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
VILLANUEVA NAVARRO MICHAEL ANDY	DIECISIETE(17)	BUENO

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
SECRETARIO


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: **Eli Abel y Michael Andy Gonzales Flores y Villanueva Navarro**
Título del ejercicio: **INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA EFICI...**
Título de la entrega: **MICHAEL Y ABEL INFORME FINAL..docx**
Nombre del archivo: **MICHAEL_Y_ABEL_INFORME_FINAL..docx**
Tamaño del archivo: **7.34M**
Total páginas: **86**
Total de palabras: **12,880**
Total de caracteres: **64,727**
Fecha de entrega: **25-abr.-2025 11:54p. m. (UTC-0500)**
Identificador de la entrega: **2657347579**

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
EN LA PROFESION DE INGENIERO EN ENERGIA



INFORME DE TRABAJO PARA TITULO
INFLUENCIA DE LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN EN LA
EFICIENCIA ENERGÉTICA E IMPACTO AMBIENTAL DE
CALDERAS PROTUBULARES DE UNA PLANTA PESQUERA
PARA OPTIMIZAR EL USO DEL POTENCIAL DE INGENIERO EN ENERGIA

Autores
Dr. Gonzalo Flores, Eli Abel
Dr. Villanueva Navarro, Michael Andy
Asesor
Dr. Rodrigo Aguero Quilica Ruiz

Nuevo Chumbabamba, Perú
2025

MICHAEL Y ABEL INFORME FINAL..docx

INFORME DE ORIGINALIDAD

22% INDICE DE SIMILITUD	22% FUENTES DE INTERNET	0% PUBLICACIONES	% TRABAJOS DEL ESTUDIANTE
-----------------------------------	-----------------------------------	----------------------------	-------------------------------------

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	10%
2	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	4%
3	repositorio.usanpedro.edu.pe Fuente de Internet	3%
4	hdl.handle.net Fuente de Internet	3%
5	repositorioslatinoamericanos.uchile.cl Fuente de Internet	<1%
6	ww1.ups.edu.ec Fuente de Internet	<1%
7	investigacion.sgc.udhvirtual.com Fuente de Internet	<1%
8	dspace.unach.edu.ec Fuente de Internet	<1%
9	vibdoc.com Fuente de Internet	<1%
10	ojs2.utp.edu.co Fuente de Internet	<1%
11	www.scribd.com Fuente de Internet	<1%

Dedicatoria

Esta tesis se lo dedico de manera especial a Dios, a mis padres que en el transcurso de mi vida me supieron inculcar valores y confiaron en mi persona y en mis deseos de superación. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi capacidad. Es por ellos que soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

Abel Gonzales

Dedicatoria

Dedico con todo mi corazón mi tesis:

A DIOS, quien ha sido mi guía, fortaleza y su mano de fidelidad y amor que han estado conmigo hasta el día de hoy.

A mí Esposa, por su amor e fortaleza incondicional en todo momento.

A mis Padres quienes por su paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, por inculcarnos en nosotros el ejemplo del esfuerzo, valentía, de no temer las adversidades porque Dios está con nosotros siempre.

A mis hermanos por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar con nosotros en todo momento. Gracias.

Michael Villanueva

Agradecimientos

De manera muy especial agradecemos la asesoría y conducción del presente informe de tesis en cada una de las fases, desde la planificación y desarrollo de la tesis, con especial afecto a nuestro asesor

Dr. Serapia Agapito Quillos Ruiz

También agradecer infinitamente el aporte formativo de todos nuestros docentes de la

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

de la Universidad Nacional del Santa, por su gran labor profesional, a todos nuestros compañeros y amigos de la Escuela por los años compartidos.

Índice

Índice	x
Índice de figuras	xii
Índice de tablas	xiii
Índice de gráficas	xiv
Resumen	xv
Abstract	xvi
CAPÍTULO I: Introducción	
1. Introducción	01
1.1 Realidad problemática	01
1.2 Objetivos	02
1.2.1. Objetivos General	02
1.2.2. Objetivos Especificos	02
1.3 Hipótesis	02
1.4 Justificación e Importancia	03
CAPÍTULO II: Marco teórico	07
2.1 Antecedentes	07
2.2. Marco conceptual	09
2.2.1. Generador de vapor pirotubular.	09
2.2.2. Componentes o partes del Generador de Vapor	09
2.2.3. Chimenea	10
2.2.4. Quemador	11
2.3 Espectro de las llamas de combustión	12
2.4 Combustión	12
2.5 Tipo de combustión	13
2.5.1. Combustión Completa	13
2.5.2. Combustión Estequiométrica	14
2.5.3. Combustión Incompleta	14
2.5.4. Poder Conburivoro	14
2.5.5. Poder Fumígeno	14
2.5.6. Coeficiente de exceso de aire	14
2.5.7. Combustión con defecto de aire	15
2.5.8. Combustión con exceso de aire	15
2.5.9. Componentes de gases de combustión	15
2.6. Clasificación de los combustibles	17

2.7 Balance de energía en generadores de vapor	18
2.8 Tipos de combustibles	20
2.9 Optimización de la combustión	22
CAPÍTULO III: Materiales y métodos	
3.1 Materiales y métodos	24
3.2 Diseño de investigación	24
3.3 Población	24
3.4 Muestra	24
3.5 Operacionalización o categorización de variables	24
3.6 Variables de estudio	25
3.7 Técnicas e instrumentos de recolección de datos	25
3.8. Instrumentos de recolección de datos	28
3.9. Tratamiento o formas de la información	29
CAPÍTULO IV: Resultados y Discusiones	
4.1 Análisis de combustión a calderas pirotubulares	31
4.2 Inspección y análisis de calderas pirotubulares	52
4.3 Detalles de la inspección	52
4.4 Mediciones de eficiencia posterior a la regulación de combustión	57
4.5 Impacto ambiental de calderos pirotubulares	66
5.0 Discusiones de resultados	69
CAPITULO V: Conclusiones y Recomendaciones	
5.1 Conclusiones	71
5.2 Recomendaciones	72
CAPITULO VI: Referencias bibliográficas	
Referencias bibliográficas	73
Anexos	74

Índice de figuras

Figura 1. Caldera pirotubular horizontal	10
Figura 2. Partes principales de una caldera pirotubular a vapor	11
Figura 3. Chimenea de una caldera pirotubular	12
Figura 4. Quemador	12
Figura 5. Espectro de la llama de combustión	13
Figura 6. Curva de relación de exceso de aire y composición de la combustión	13
Figura 7. Componentes generales de un combustible	14
Figura 8. Gráfica de zona o región de combustión incompleta	14
Figura 9. Capas de suelo estratificado y región de ubicación de gas natural	22
Figura 10. Esquema de ingreso de aire y combustible	24
Figura 11. Diagrama de zonas de combustión	25
Figura 12. Area de caldera a vapor	44
Figura 13. Cuerpo y diafragma del regulador de atomización	45
Figura 14. Imagen de regulador de caldera Distral N° 03. 700 BHP	45
Figura 15. Selector de modulación y potenciómetro	46
Figura 16. Bornera de conexión a modutrol y presostato modulante	47
Figura 17. Imagen de modutrol	47
Figura 18. Diagrama de Sankey de calderab N° 03 Distral 700 BHP-Posterior a regulación	51
Figura 19. Diagrama d Sankey de caldera a vapor N° 04. Distral de 800 BHP, posterior a regulación.	54
Figura 20. Diagrama de Sankey de caldera a vapor N° 06. Johann Stahl , 600 BHP, posterior a regulación	57

Índice de tablas

Tabla 1: Clasificación de combustibles	15
Tabla 2. Ecuaciones de método de cálculo de eficiencia energética según NTP350.300.2002	17
Tabla 3. Factor de conversión de ppm a porcentaje	20
Tabla 4. Equivalencia de ppm a mg/Nm ³	20
Tabla 5. Determinación de eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular de N.º 03 700 BHP al régimen de 50% (Antes de regulación de combustión)	26
Tabla 6. Cuadro resumen de parámetros de combustión	26
Tabla 7. Formato de registro de cálculo y pérdidas por método indirecto NTP.350.300.2002	27
Tabla 8. Formato programado en Microsoft Excel para procesamiento de datos	29
Tabla 9. parámetro de combustión a régimen de llama caldera a vapor Distral 700 BHP	31
Tabla 10. Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N° 04 700 BHP al 50%	32
Tabla 11. Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N° 04 de 700 BHP al 75%	34
Tabla 12. Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular 700 BHP al 100%	36
Tabla 13. Datos de régimen de combustión de caldera Distral N° 04 800 BHP	40
Tabla 14. Determinación de eficiencia térmica de caldera a vapor pirotubular N° 04.800 BHP al régimen de 50%, antes de la regulación.	40
Tabla 15. Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N° 03. De 800 BHP al régimen de 75%, antes de la regulación.	42
Tabla 16. Determinación de eficiencia de la caldera a vapor pirotubular N° 03 de 800 BHP de régimen a 100%, antes de la regulación	44
Tabla 17. Datos de combustión de caldera N°06Johann Stahl	48
Tabla 18. Determinación de eficiencia térmica de caldera N° 06 Johann Stald , antes de la regulación	49
Tabla 19. Caldera Distral N° 03 de 700 BHP	58
Tabla 20. Caldera a vapor de 700 BHP	57
Tabla 21. Caldera Distral N° 04 de 800 BHP	60
Tabla 22. Determinación de eficiencia de caldera pirotubular N° 04 800 BHP en régimen al 100%, posterior a regulación de combustión.	60

Índice de gráficas

Gráfica 1. Régimen de llama de combustión, caldera pirotubular marca Distral de 700 BHP	38
Gráfica 02. Regimen de combustion y emisiones de monoxido de carbono Calderas Distral 700 BHP	38
Gráfica 03. Tamaño de llama y temperatura de combustión para caldera pirotubular marca Distral de 700 BHP	39
Gráfica 04. Régimen de combustión y eficiencia energética de caldera Distral 700 BHP	39
Gráfica 05: Régimen de llama de combustión para caldera pirotubular marca Distral N.º 04 de 800 BHP	46
Gráfica 06: Emisiones de monóxido de carbono en caldera Distral N.º 03-800 BHP	46
Gráfica 07. Tamaño de llama de combustión y temperatura de gases caldera N.º 04. Distral 800 BHP	47
Gráfica 08. Eficiencia energética y temperatura de gases caldera N.º 04. Distral 800 BHP	47
Gráfica 09. Régimen de llama de combustión para caldera pirotubular marca JOHANN STAHL DE 600 BHP	50
Gráfica 10. Emisiones de dióxido de carbono y régimen de combustión de caldera N.º 06 de 600 BHP	51
Gráfica 11. Emisiones de dióxido de carbono de calderas N.º 04- 700 BHP, Caldera N.º 03- 800 BHP y Caldera N.º 06 JOHANN STAHL 600 BHP	67
Gráfica 12. Emisiones de monóxido de carbono de calderas N.º 04- 700 BHP, Caldera N.º 03- 800 BHP y Caldera N.º 06 JOHANN STAHL 600 BHP	68

Resumen

El presente informe de tesis titulado Influencia de la regulación de combustión en la eficiencia energética e impacto ambiental de calderas pirotubulares de una planta pesquera, tuvo como objetivo regular los parámetros de combustión de 03 calderas pirotubulares para mejorar su eficiencia energética y controlar las emisiones de impacto ambiental. La metodología de estudio e investigación corresponde a un trabajo de investigación cuantitativa y por su finalidad aplicada, los métodos de estudio consistieron en las aplicaciones de la NTP. 350.300.2002 y NTP. 350.301.2009, referidos a los métodos de evaluación de eficiencia de combustión usando el método indirecto y la normatividad ambiental NTP. 350.3001.2009 orientado a cuantificar el grado de impacto ambiental de los gases de combustión. Los resultados señalan que la eficiencia actual de la caldera a vapor N.º 03 marca Distral de 700 BHP es de 80.16%, para la caldera a vapor N.º 04 de 800 BHP marca Distral es de 77.48% y la caldera N.º. 06 a vapor Johann Stahl de 600 BHP es de 78.095% y posterior a las regulaciones estas eficiencias mejoraron presentando valores finales de 82.03%, 84.08% y 83.54% respectivamente. Así mismo el impacto ambiental estuvo controlado por lo que los valores iniciales y posteriores a la regulación se detallan como sigue para la caldera N.º 04 Distral de 700 BHP, se obtuvo $CO_2=11.60\%$ y posterior se obtuvo 10.2 % para $CO=6$ ppm y posterior a regulación 5.3ppm, luego para la caldera a vapor N.º 03 Distral de 800 BHP se obtuvo $CO_2=8.97\%$ y posterior se obtuvo 10.36% para $CO=6$ ppm y posterior 5.6ppm y para la caldera a vapor Johann Stahl N.º 06 de 600 BHP se obtuvo $CO_2=8.81\%$ y posterior 13.0 % y para $CO=55$ ppm y posterior a la regulación 8.1 ppm, en este caso los valores registrados no exceden el límite máximo permisible de la NTP. 350.301.2009, siendo el valor máximo permisible el $CO=350$ ppm.

Palabras clave: Calderas a vapor, regulación, combustión, impacto ambiental

Abstract

The present thesis report entitled Influence of combustion regulation on the energy efficiency and environmental impact of fire tube boilers in a fishing plant, aimed to regulate the combustion parameters of 03 fire tube boilers to improve their energy efficiency and control environmental impact emissions. The study and research methodology corresponds to a quantified research work and due to its applied purpose, the study methods consisted of the applications of NTP. 350.300.2002 and NTP. 350.301.2009, referring to the combustion efficiency evaluation methods using the indirect method and the environmental regulations NTP. 350.3001.2009 aimed at quantifying the degree of environmental impact of combustion gases. The results indicate that the current efficiency of the steam boiler No. 03 Distral brand of 700 BHP is 80.16%, for the steam boiler No. 04 of 800 BHP Distral brand it is 77.48% and the steam boiler No. 06 Johann Stahl of 600 BHP is 78.095% and after the regulations these efficiencies improved presenting final values of 82.03%, 84.08% and 83.54% respectively. Likewise, the environmental impact was controlled so the initial and post-regulation values are detailed as follows for boiler No. 04 Distral of 700 BHP, CO₂ = 11.60% was obtained and subsequently 10.2 % was obtained for CO = 6 ppm and after regulation 5.3 ppm, then for steam boiler No. 03 Distral of 800 BHP CO₂ = 8.97% was obtained and subsequently 10.36% was obtained for CO = 6 ppm and after regulation 5.6 ppm and for steam boiler Johann Stahl No. 06 of 600 BHP CO₂ = 8.81% was obtained and subsequently 13.0 % and for CO = 55 ppm and after regulation 8.1 ppm, in this case the recorded values do not exceed the maximum permissible limit of the NTP. 350.301.2009, the maximum permissible value being CO=350 ppm

Keyword: Steam boilers, regulation, combustion, environmental impact

CAPÍTULO I: introducción

1. Introducción

La regulación de combustión es un procedimiento de importancia para la operación eficiente de generadores de vapor en la industria de elaboración de harina de pescado, la importancia de mantener un régimen de combustión estable y eficiente asegura la dotación adecuada de vapor a los centros de consumo equilibrando los conceptos fundamentales de uso racional de la energía a través de las variables que intervienen en la combustión entre estos el combustible y su proporción de mezcla con aire, la reacción de combustión y su producción de calor así como el flujo de gases que recorrerán el banco de tubos de los pasos de los generadores y de la transferencia de calor hacia la zona interior para la formación de vapor.

La regulación de combustión se realiza como parte de un diagnóstico operacional para asegurar un desempeño eficiente energéticamente y seguro respecto a asegurar la confiabilidad de la operación y la certeza de disponer de vapor durante las horas de servicio en planta.

La presente investigación de tesis se orienta a determinar la eficiencia actual de la combustión de 03 generadores pirotubulares y posteriormente aplicar la regulación de los parámetros de combustión de los generadores de vapor que ameriten su intervención y posteriormente de realizara el mantenimiento y regulación de sus parámetros de combustión para mejorar sus eficiencias y en consecuencia reducir el impacto ambiental.

1.1. Realidad problemática

La operación eficiente de las calderas pirotubulares requiere la ejecución de un programa exigente de control y regulación de eficiencia de combustión orientado a mantener el equilibrio operativo entre eficiencia , económica , impacto ambiental, y continuidad del servicio , situación que ha sido deficiente en los últimos 14 meses de servicio y que ha generado retrasos en el servicio específicamente de 04 unidades de calderas que habían ocasionado interrupción de producción de vapor de forma temporal en planta afectando la demanda de vapor y en consecuencia calidad de las etapas de los procesos térmicos, tomándose medidas de soluciones rápidas y críticas para dar continuidad al servicio, teniéndose en algunos casos la salida de operación.

Esta situación problemática conlleva a pérdidas económicas y se hace recurrente en planta por lo que se ha propuesto medidas de estudio y diagnóstico integral de la operación del sistema de producción de vapor a fin de identificar las causas y sus orígenes cuya relación se asocia a las variables que intervienen en la combustión haciendo posible su análisis bajo uso de instrumentación de detección. Para ello se considera el estudio al exceso de aire de combustión, temperatura de evacuación de gases por chimenea y la forma en que se distribuyen los calores considerando la aplicación de la NTP.350.300.2008 donde se aplica la metodología de balance de calor por método indirecto para determinar las pérdidas de forma porcentual y cualificar y cuantificar los parámetros a fin de realizar ajustes en la combustión para optimizar su eficiencia.

1.2. Formulación del problema

¿De qué manera influye la regulación de llama de combustión en la eficiencia térmica de las calderas pirotubulares de una planta de harina de pescado?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Evaluar la influencia de la regulación de la llama de combustión en la eficiencia energética de las calderas pirotubulares de una planta de harina de pescado.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar la eficiencia energética actual de las calderas pirotubulares.
- Optimizar la formación de la llama de combustión regulando los parámetros de combustión.
- Aplicar el método indirecto de la NTP.350.300.2002, para determinar la eficiencia energética luego de la regulación.
- Evaluar el impacto ambiental de emisiones antes y después de la regulación.

1.4. Hipótesis

La regulación de llama de combustión influye en la obtención de mejora de eficiencia térmica mejorando en 3%, en las calderas pirotubulares de una planta de harina de pescado.

1.5. Justificación e importancia

El aspecto técnico se justifica a que todo sistema de combustión debe regular o normalizar sus parámetros operativo como una medida de obtener una operación de alta confiabilidad de su servicio y la producción de vapor no se interrumpa, la otra razón proviene de la seguridad de la operación del generador de vapor al ser un recipiente a presión que opera con presión interna cerca de 7 bar.

Sin embargo el aspecto económico es de importancia y se justifica debido a que si el aire de combustión no es el adecuado al quemarse en un medio óptimo de oxidación que provee el oxígeno del aire suministrado, entonces se tendrán pérdidas en el rendimiento de combustión , afectando su calidad y por ende la transferencia de calor .El aspecto ambiental es una medida de alto impacto en la operación de equipos térmico y este se debe a que existe una normatividad respecto a la operación de generadores de vapor y que este legisla sobre los indicadores de sus emisiones, valorando las emisiones en ppm , por lo tanto la operación con impactos ambientales controlados evitara desde sanciones por incumplimientos de normas, hasta una operación limpia y segura sin efectos de residuos de hollín en el medio.

La investigación tiene su importancia en el aspecto tecnológico de la forma de conversión de la energía química a térmica en la medida de su eficiencia de combustión, su economía operativa considerando el consumo de combustible e impacto ambiental de las emisiones gaseosas.

Sin embargo, estos aspectos influyen en los costos económicos de mantenimiento y la vida útil de los equipos de proceso, siendo de mucha importancia tener un control de las etapas de los procesos considerando que son varias unidades de calderas que sostienen la producción de la planta pesquera.

Sin embargo, el primer aspecto descrito es el de mayor importancia porque su optimización permite mejoras en los otros casos. En ese sentido la importancia se refiere a que la regulación de combustión permite conocer las características de su forma para cualificarla en base a su aspecto de color y cuantificarla desde las

mediciones de componentes químico que se liberan en los gases, es así que se hace posible relacionar la forma y tamaño de la llama en función a la alimentación combustible y el aire, de esta manera se encontrará las características que la llama de combustión tiene en relación con las cantidades másicas suministradas de aire y combustible considerando que el sistema de alimentación de combustible deberá de estar en óptimas condiciones así como las condición operativa del quemador y sus componente, para no considerarse como variables intervinientes en el estudio.

Bajo este criterio es muy importante encontrar un punto de equilibrio entre la potencia térmica desarrollada por la llama en relación de los flujos de combustible y aire suministrado a la vez que se puede medir la eficiencia de quemado. Desde el punto de vista de la economía de operación, conocer la relación de tamaño de llama de combustión frente a los flujos suministrados es importante porque permite dosificar el exceso de aire para encontrar la oxidación completa para la mezcla, de esta forma se aporta al ahorro económico.

Por la parte medioambiental es muy importante controlar las emisiones al medio ambiente a fin de contribuir a una operación centrado en el cuidado medioambiental y evitar sanciones o penalidades de parte de la entidad competente.

CAPÍTULO II: Marco teórico

2.1. Antecedentes

- Atiencia, L (2001), en su tesis, “estudio y análisis de eficiencia de un quemador de fuel oíl N° 06, con calentamiento de aire de pulverización para un caldero de 300 BHP. Tuvo como objetivo genera analizar la eficiencia de un quemador mediante regulación de llama de combustión que utiliza fuel Oil N° 06 con calentamiento de aire pulverizado, además sus objetivos específicos consistieron en operar la caldera en llama de fuego mínimo, hasta un tamaño de desarrollo de 100%, la metodología empleada consistió en graduar la entrada de aire y combustible. Los resultados concluyen que la atomización del combustible utilizo aire comprimido a 40 Psi y una temperatura que va de 15°C hasta 150°C, en estas condiciones la extensión de llama regulada que aseguro una combustión eficiente fue de 80% produciendo una mejora de eficiencia térmica de 82% a 85.3%.
- Orozco, B(2016), en su tesis titulada” Ajustes de los parámetros de combustión en la caldera de la compañía eléctrica de Sochagota S.A E.S.P-Termopaipa IV para buscar una reducción en los niveles de NO_x, tuvo como objetivo general ajusta los parámetros de combustión en la caldera de la compañía eléctrica Sochagota S.A E.S.P-Termopaipa IV, además los objetivos específicos se orientaron a realizar el diagnóstico , así como caracterizar las muestras para intervenir los quemadores . La metodología utilizada consistió en el uso de la instrumentación certificada de un analizador de gases de combustión marca Rosemount serie 500 donde se ejecutaron dos pruebas o análisis de gases sin hacer variaciones ni ajustes en su sistema de combustión, luego se realizaría 10 ajustes en un periodo de 03 meses variando los ángulos de alabes externos desde 60° hasta, 55°,70° y 50°, luego en los difusores retraídos de 7 pulgadas todos sus alabes se variaron a 60° en la fecha siguiente se empleó los difusores totalmente abiertos , además se consideró el ajuste en el damper desde 90° hasta 95° en difusores retraídos de 15 pulgadas en todos sus quemadores y la última fecha de ajuste de vario desde 80% hasta 85%. Los resultados obtenidos indican que la planta excedía los niveles máximos permisibles de emisiones, se ajustó los alabes externos, e implementó difusores impeller lográndose disminuir las emisiones de NO_x, se consiguió disminuir en 10% las emisiones de NO_x, sin la necesidad de cambiar equipos.

- Paredes, T (2017), en su tesis titulada " Propuesta de mejora en caldera APIN pirotubular de 400 BHP en base a análisis energético indirecto para aumentar el rendimiento en la fábrica Vitapro S.A, tuvo el objetivo general mejorar la eficiencia energética de la caldera pirotubular, y como objetivos específicos dimensionar un precalentador de aire y calcular emisiones de calor en los gases mediante el método indirecto de la NTP. 350.300.2001. Los resultados indican que el rendimiento de la caldera es de 81.2993% y las perdidas equivalen a 13.35% por pérdidas de entalpías de los gases residuales, 0.9152% por las pérdidas por inquemados gaseosos, 1.57% debido a la perdida por inquemados sólidos, 1.7629% por perdidas por convección y 1.0825% por radiación , basada en la NTP.350.300.2001 con este rendimiento la caldera de 400 BHP desarrolla un calor útil de 3190.1845 kW ,además que la propuesta de diseño e instalación de un precalentador generaría un beneficio de S/.9,74109413 mensuales , calculando la recuperación de inversión de 8.6525 meses y realizando una inversión económica en el precalentador de aire que consta de un ventilador e inyector equivaliendo a 2550.24 soles mensuales, asimismo el impacto ambiental que tendría la instalación estima la reducción de emisiones de CO₂ equivalente a 41,148.9328 Kg –CO₂/año.
- Redhead, J (2019), en su tesis titulada " Propuesta estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Jonhston Boiler de 900 BHP de la empresa CNC S.A.C", tuvo como objetivos elaborar una estrategia de mejora energética para disminuir el consumo de combustible de la caldera pirotubular Johnston Boiler y como objetivo específicos calcular los parámetros iniciales de funcionamiento, flujo de gases, fluidos de purga , aire de combustión , cambio de sistema de combustible, y un análisis del impacto ambiental. La metodología empleada consistió en la ejecución de un diseño pre experimental sostenido en la metodología de balance de masa y energía mediante la primera ley de la termodinámica, asimismo para contabilizar la distribución de calotes empleo el diagrama de Sankey , sus resultados indican que en condiciones actuales, indico que el flujo másico de purgas es 2667.6 Kg/h, el flujo másico de gases residuales 29700 Kg/h, el flujo másico de aire 28656 Kg/h, el vapor flash 396 Kg/h y el rendimiento energético 77.08%, ocasionadas a las deficiencias en el caldero se obtuvo 22.92% de la energía térmica perdida. La mayor cantidad de pérdida de calor se encontró en gases de chimenea con 1918.455 kW (16.13%), seguido de la pérdida por purga 368 kW (3.10%), pérdida por

combustión incompleta 181.03 kW (1.52%), pérdida por hollín 162kW (1.36%), pérdida por convección 56.50 kW (0.47%) y pérdida por radiación 40.52 kW (0.34%). De tal manera que dichas condiciones de operación actuales del caldero conllevan a que el costo de generación de vapor corresponda a 53.10 \$/TM, además el impacto al ambiente, empleando gas natural en el caldero pirotubular Johnston Boiler, se disminuyó a 6902.4 TM/año de dióxido de carbono y 290.17 TM/año de dióxido de azufre, estimándose un beneficio económico de 2713489.71 \$/año, con una inversión inicial de 452898.00 U\$\$ y un retorno de inversión de 2 meses.

2.2. Marco conceptual

2.2.1 Generador de vapor pirotubular

Las caleras pirotubulares a vapor son equipos térmicos cuya finalidad es transferir calor contenido hacia el agua mediante el calor sensible y latente de vaporización, calor entregado al agua a través de su superficie de calefacción, produciendo el vapor saturado, el cual puede utilizarse para hacerse circular por un equipo sobrecalentado, obteniéndose vapor sobrecalentado. (Shield, 2009).

Figura 1

Caldera pirotubular horizontal



Fuente: <https://www.gemlsa.com/funcionamiento-calderas-pirotubular>

2.2.2. Componentes o partes del generador de vapor

Cuerpo exterior de una caldera: Esta conformado por una geometría cilíndrica que almacena el agua tratada y esta provista de sistemas auxiliares que controlan su presión de operación, así como la entrada de agua para la evaporación, también tiene un sistema de combustión que administra la entrada de combustible para quemado.

Figura 2

Partes principales de una caldera pirotubular a vapor



Fuente: <https://www.consitecperu.com/articulos/guia-basica-de-calderas-industriales>

Cámara de combustión

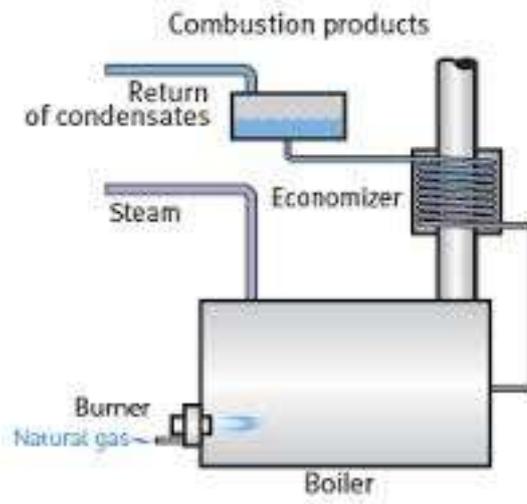
Es la zona del equipo que alberga el espacio para la combustión en función del tamaño de la caldera y de la presión de trabajo de la misma. Es su interior se forma la llama de la combustión.

2.2.3 Chimenea

Conformado por un ducto circular de altura y diámetro tal que permite la evacuación de los gases mediante tiro natural o forzado.

Figura 3

Chimenea de una caldera pirotubular



Fuente: <https://www.calderasformacion.com/la-ubicacion-de-los-economizadores/>

2.2.4 Quemador

Es un componente utilizado para producir la combustión a través de la relación de mezcla aire combustible en proporciones adecuadas, el quemado provee de calor al sistema para ser transferido a través de un conjunto de tubos hacia el agua que contiene la caldera. Los quemadores se diseñan para el tipo de combustible a utilizar y se disponen en capacidad y potencia, proveen un circuito eléctrico que produce el arco de ignición para inflamar el combustible.

Figura 4

Quemador de calderas



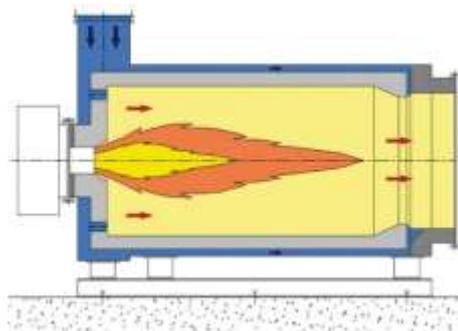
Fuente. Archiexpo, 2018

2.3 Espectros de las llamas de combustión

Los espectros de llama se dan a consecuencia del régimen de combustión y de la puesta a punto de combustión del quemador, este debe operar en un régimen estable a fin de que la temperatura de la llama se caracterice en un color de llama y por consiguiente en un espectro de radiación térmica identificable, los visores que están instaladas en la parte delantera o trasera de los equipos dan esa característica cualitativa.

Figura 5

Forma de llama de combustión en una caldera pirotubular



Fuente. <https://www.unitherm.at/en/products/hot-gas-generators>

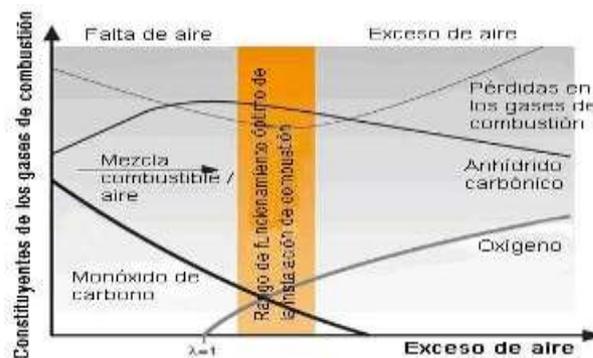
2.4 Combustión

Se considera como una reacción química entre un combustible y un oxidante generalmente oxígeno que produce energía en forma de luz y calor comúnmente en forma de llama, dado que produce más energía térmica de la que consume, se considera además una reacción exotérmica debido a la reducción y oxidación, para su iniciación requiere de un arco o chispa o llama, si la reacción química produce suficiente energía para continuar el proceso de oxidación se le denomina combustión autosostenida. (Ansys, 2025).

<https://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-combustion>

Figura 6

Curva de relación de exceso de aire y componentes de la combustión



Nota. <https://www.quiminet.com/articulos/analisis-de-gases-para-optimizar-la-combustion-3701014.htm>

2.5 Tipos de combustión

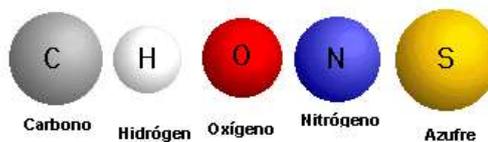
combustión completa

Se produce la oxidación total de los componentes del combustible

Figura 7

Componentes generales de un combustible

Carbono → CO₂
 Hidrogeno → H₂O
 Azufre → SO₂
 Nitrógeno → N₂
 Oxígeno → Participará como oxidante



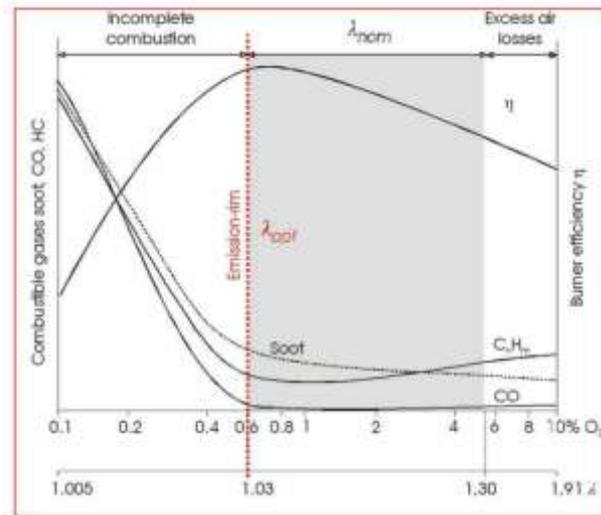
Fuente: <https://bmecombustion.home.blog/bm-combustion/estequiometria-de-la-combustion/>

2.5.1 Combustión incompleta

Los componentes del combustible no se oxidan totalmente por lo que aparecen los denominados inquemados, los mas importantes son el monóxido de carbono y el hidrogeno, otros posibles inquemados son el carbono, resto de combustibles, etc.

Figura 8

Gráfica de zona o región de combustión incompleta

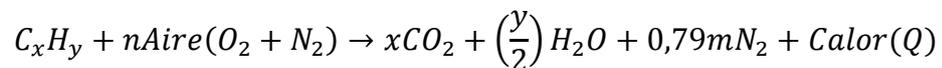


Fuente.

<https://www.linkedin.com/pulse/el-proceso-de-combusti%C3%B3n-las-normas-ambientales-y-nuestras/>

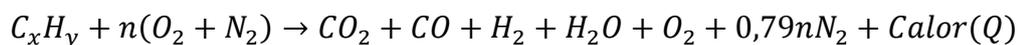
2.5.2. Combustión estequiométrica

Se refiere a la combustión completa considerando la cantidad exacta de oxígeno, es decir, el aire empleado en la combustión es el mínimo necesario para contener la cantidad de oxígeno correspondiente a la oxidación completa de todos los componentes del combustible. San José, R. G. (2001).



2.5.3 Combustión incompleta

Es la relación de la cantidad de aire utilizada donde este es superior a la correspondiente a la combustión estequiométrica, pero a pesar de ellos, debido a que no se ha logrado una buena mezcla entre el combustible y el aire, los componentes del combustible no se oxidan totalmente, se puede expresar. San José, R. G. (2001).



2.5.4 Poder comburivoro

Se considera al aire seco medida en condiciones normales a $T=0^{\circ}\text{C}$ y $P= 1 \text{ atm}$, mínima requerida para la combustión completa y estequiométrica de la unidad de combustible, es un parámetro característico únicamente de la composición del combustible. San José, R. G. (2001).

2.5.5 Poder fumígeno

Es la cantidad de productos de la combustión que se producen en la combustión estequiométrica de la unidad de combustible, en función de considerar o no el vapor de agua existente en los productos de la combustión, se tienen poderes fumígenos húmedo y seco, respectivamente. San José, R. G. (2001).

2.5.6 Coeficiente de exceso de aire

Es la medida en exceso de aire que se agrega para completar o en mejor medida oxidar el total del combustible, el exceso de aire es un factor que se considera estratégico y su valor depende del tipo de combustible que se esté utilizando (si es combustible gaseoso, líquido atomizado o sólido pulverizado), a partir de este punto puede darse un exceso de aire o también un defecto de aire por lo cual se puede clasificar en: San José, R. G. (2001).

$n = \text{volumen de aire por unidad de combustible/poder comburivoro}$

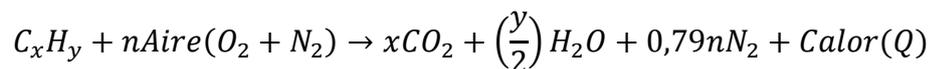
$n=1$; combustión estequiométrica

$n<1$, defecto de aire, se dice que la mezcla es rica.

$n>1$, exceso de aire, se dice que la mezcla es pobre

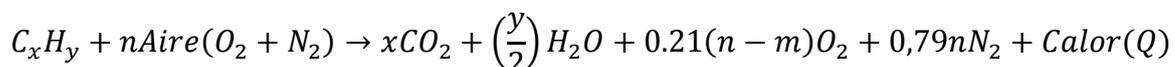
2.5.7 La combustión con defecto de aire

Esta referido a la cantidad de aire utilizada no contiene oxígeno necesario para oxidar completamente a los componentes del combustible. San José, R. G. (2001).



2.5.8 Combustión con exceso de aire

La cantidad de aire aportada es superior a la combustión estequiométrica, en estas condiciones la combustión puede ser completa o incompleta. San José, R. G. (2001). Combustión completa cuando se utiliza mas aire que el estequiométrico necesario, en los humos se da la presión de oxígeno, el calor generado es el correspondiente a la combustión completa.



2.5.9 Componentes de los gases de combustión

Entre los compuestos que forman los gases de combustión de emisiones de una caldera, se tienen:

- El nitrógeno(N₂)

Es el componente principal que participa con un 79% en volumen del aire del ambiente, es incoloro, inodoro y sin sabor, no interviene en la combustión, ingresa a la caldera como lastre, se calienta y sale por la chimenea. Los valores típicos presente en los gases de combustión es entre 78% a 80%. San José, R. G. (2001).

- Dióxido de carbono (CO₂)

Es un gas incoloro e inodoro con ligero sabor agrio, sus valores típicos presente en gases de combustión de calderas es entre 12,5% a 14% para calderas de gasoil y 8% a 11% en calderas de gas. San José, R. G. (2001).

- Vapor de agua(humedad)

Se forma a partir del hidrogeno que contiene el combustible y se combina con el oxigeno para formar agua (H₂O), este sale del combustible y del aire combustionado y dependiendo de la temperatura del gas de combustión. San José, R. G. (2001).

- Oxigeno(O₂)

El oxigeno que queda y que no se utiliza en la combustión debido al exceso de aire, aparece como componentes de los gases de combustión y se utiliza para medir el rendimiento de la combustión, se utiliza además para determinar las perdidas por chimenea y el contenido de dióxido de carbono, sus valores típicos varían entre 2% a 5% para calderas a gasoil, 1% a 6% para calderas de gas . San José, R. G. (2001).

- Monóxido de carbono (CO)

Se reconoce como un gas tóxico, incoloro y resulta de la combustión incompleta, los valores típicos en gases de combustión van entre 80 ppm a 150 ppm en calderas de gasoil y 80 ppm a 100 ppm en calderas de gas. San José, R. G. (2001).

- Óxidos de nitrógeno (NO_x)

Se forman a altas temperaturas, el nitrógeno presente se combina con el oxígeno del aire y forma el monóxido de carbono, a posterior se oxida en presencia de oxígeno y forma el dióxido de nitrógeno (NO₂) y en conjunto se le denomina óxidos de nitrógeno (NO_x). Sus valores típicos en gases de combustión es 50 ppm a 100 ppm para calderas a gasoil y gas. San José, R. G. (2001).

- Dióxido de azufre (SO₂)

Se reconoce como un gas tóxico e incoloro con olor penetrante, se forma a partir del azufre del combustible, su valor límite es de 5ppm. El ácido sulfúrico (H₂SO₄) se forma en combinación con agua (H₂O) o condensados. Sus valores típicos en gases de combustión van entre 180 ppm a 220 ppm para calderas de gasoil. San José, R. G. (2001).

2.6 Clasificación de los combustibles

Los combustibles industriales se caracterizan por una combinación de proporción en peso de carbonos e hidrógenos y traza de azufre cuyas reacciones de combustión son exotérmicas, los demás componentes en menor cantidad cuantitativamente esta conformado por oxígeno, nitrógeno, agua y cenizas(estas pueden contener sílices, compuestos organometálicos de vanadio y otros como arcillas, sales de sodio , óxidos de hierro ,etc.) su presencia en los sistemas de combustión producen problemas tecnológicos específicos para cada tipo de combustible. San José, R. G. (2001).

Hay varias formas de clasificar a los combustibles, entre estas, por su origen, fósiles o no fósiles, si proceden de restos fermentados de organismos, según el grado de preparación se clasifican en naturales, donde su uso CO directo tal y como se hallan en la naturaleza y los combustibles elaborados o manufacturados que son sometidos a complejos tratamientos o incluso a preparación química. San José, R. G. (2001).

En función de la fase en que se encuentre, los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, la fase es uno de los factores determinantes en el diseño de los dispositivos de combustión, así como de las instalaciones de preparación y manejo.

Referido al grado de turbulencia o de mezcla del aire y el combustible en el interior del hogar de combustión.

Tabla 1 *Clasificación de combustibles*

Sólidos	Naturales
	Artificiales
Líquidos	Alcoholes
	Residuales
	Derivados del petróleo
Gaseoso	Residuales
	Gas natural
	Artificiales o elaborados
	Biogás

Fuente: Adaptado de libro combustión y combustibles, pág. 12. Autor. San José, R. G. (2001).

Analizadores de gases de combustión

Son instrumentos que analizan los parámetros de la composición de gases de combustión, por lo general incorporan, un:

- Medidor de O₂, resultado en %
- Medidor de CO, indicación en ppm
- Temperatura ambiente(°C)
- Temperatura de Humos(°C)
- Medición de tiro (Pa, mmCA, mbar, etc)

Al medir el O₂, previamente el instrumento calcula el exceso de aire y el CO₂ correspondiente con todos estos datos se obtiene el rendimiento de la combustión. Estas mediciones ejecutadas con el analizador con validas, sin embargo, los datos de exceso de aire CO₂ y el rendimiento, al ser calculados pro el equipo, depende de la selección del tipo de combustible. San José, R. G. (2001).

Punto de roció de humos

Es importante definir este parámetro a fin de detectar la temperatura a la cual el contenido de humedad forma condensados en el régimen de gases, específicamente para evitar condensaciones en el proceso de expulsión de los gases.

- **Reacción de combustión**

Es un proceso químico exotérmica de una sustancia o mezcla de sustancias llamada combustible con un medio oxidante que origina una llama de combustión

2.7 Balance de energía en generadores de vapor

Se realiza utilizando la primera ley de la termodinámica y la NTP.350.300.2002.

Tabla 2. Ecuaciones de método de cálculo de eficiencia energética según NTP.350.300.2002

Pérdida por inquemados gaseosos
$P_1 = k * \left\{ \frac{(T_g - T_a)}{[CO_2]} \right\} \% \dots (1)$
K: constante de Siegert
Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases
$P_2 = \frac{\{([H_2O] + 9 * [H]) * (2488 - 4,2 * T_a + 2,1 * T_g)\}}{PCS} \dots (2)$
Pérdida por inquemados gaseosos
$P_3 = k_1 * \left\{ \frac{[CO]}{([CO_2] + [CO])} \right\} \dots (3)$
Pérdida por inquemados sólidos (P4)
$P_4 = 0.14 * B^2 + 0.08 * B + 0.07 \dots (4)$
Pérdida por convección (P5)
$P_5 = 80 * \left(\frac{Q_{P5}}{W_c} \right) \dots (5)$
Donde
$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$
$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$

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

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

Pérdida por radiación(P6)

$$P6 = 80 * (Q_{P6}/W_c) \dots (6)$$

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

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

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

$$P6 = 80 * (Q_{P6}/W_c)$$

Cálculo de eficiencia

$$\eta = 100\% - \sum_1^6 (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6)$$

Proceso de regulación de combustión

Consiste en intervenir el equipo cuando se ha detectado fallas en la combustión, se interviene el quemador, toberas , atomizador , ventilador , manómetros de combustible y del aire de atomización, para realizar luego un análisis de gases posterior con los instrumentos adecuados y calibrados.(NTP.350.301.2009)

Parámetros que se recomienda evaluar en la combustión para los gases de combustión.

- O₂ máx.(%)
- CO máx..(ppm)
- CO₂ min(%)
- NO_x máx.(ppm)
- SO_x

2.8 Tipo de combustibles

Los combustibles utilizados para producción de calor en unidades como generadores de vapor deben de cumplir con las Normas Técnicas Peruanas aprobadas y normas internacionales.

Combustibles gaseosos

Gas natural

Es un combustible natural que se originó a partir de la descomposición de animales y plantas. El calor de la tierra y la presión del suelo, transformaron la materia orgánica en gas natural.(Calidda, 2025).

Figura 9

Capas de suelo estratificado y región de ubicación del gas natural

Fuente: Empresa Calidda, Lima -Perú, 2025.

<https://www.calidda.com.pe/gas-natural/que-es-gas-natural/?srsltid=AfmBOooAJ1TcGHN9D4mPkASf8B59TtoxL0aHRC795dV391RluQJx29oz>

Gas licuado de petróleo

El gas licuado de petróleo (GLP), es una mezcla balanceada de hidrocarburos volátiles principalmente propano y butano,

Parámetros ambientales de combustión

Unidad de medida de concentración de gases

Concentración de masa: (g Compuesto / m³ volumen de gas)

Concentración de volumen: (cm³ compuesto /m³ volumen de gas)

Concentración de partícula: ppm (partículas compuesto /partículas totales)

Tabla 3

Factores de conversión ppm a porcentaje

Expresión	Escritura	
Partes por millón	1 ppm	0.0001%
	10 ppm	0.001%
	100 ppm	0.01%
	1000 ppm	0.1%
	10 000 ppm	1%

Factor de conversión de(ppm) a concentración de masa(mg/m³)

Se puede hacer la conversión de ppm a su equivalente en concentración de masa(mg/Nm³), usando la densidad del gas a condiciones normales como factor.(NTP.350.301.2009)

Fórmulas de conversión para CO, NO₂ y SO₂

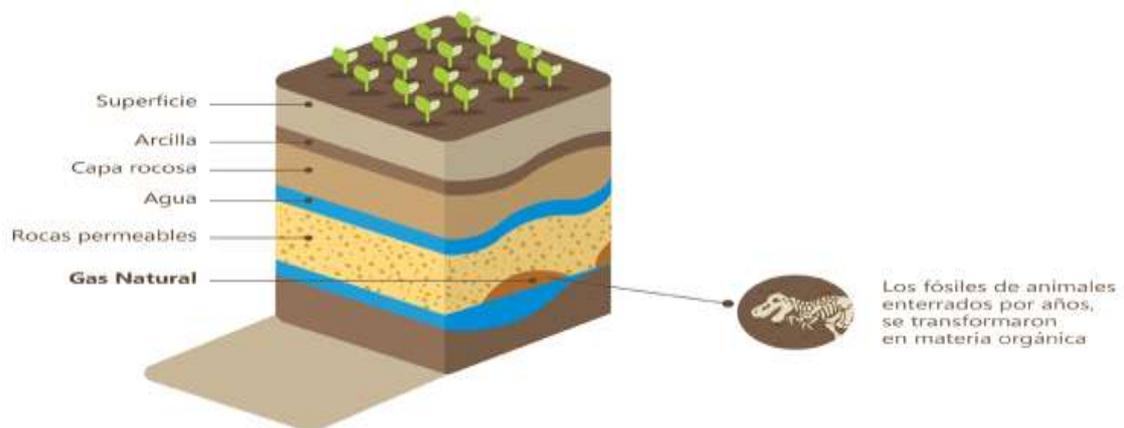
$$CO(mg/m^3) = \left[\frac{21O_2-ref}{(21O_2)} \right] * CO(ppm) * 1.25$$

$$SO_2(mg/m^3) = \left[\frac{21O_2-ref}{(21O_2)} \right] * SO_2(ppm) * 2.86$$

$$NO_x(mg/m^3) = \left[\frac{21O_2-ref}{(21O_2)} \right] * (NO(ppm) + NO_x(ppm)) * 2.05$$

Para el H₂S el factor es 1.52

Para cálculos de conversión sin oxígeno de referencia, a las ecuaciones anteriores se simplifican



Equivalencia en unidades.

Tabla 4

Equivalencia de ppm a mg/Nm³

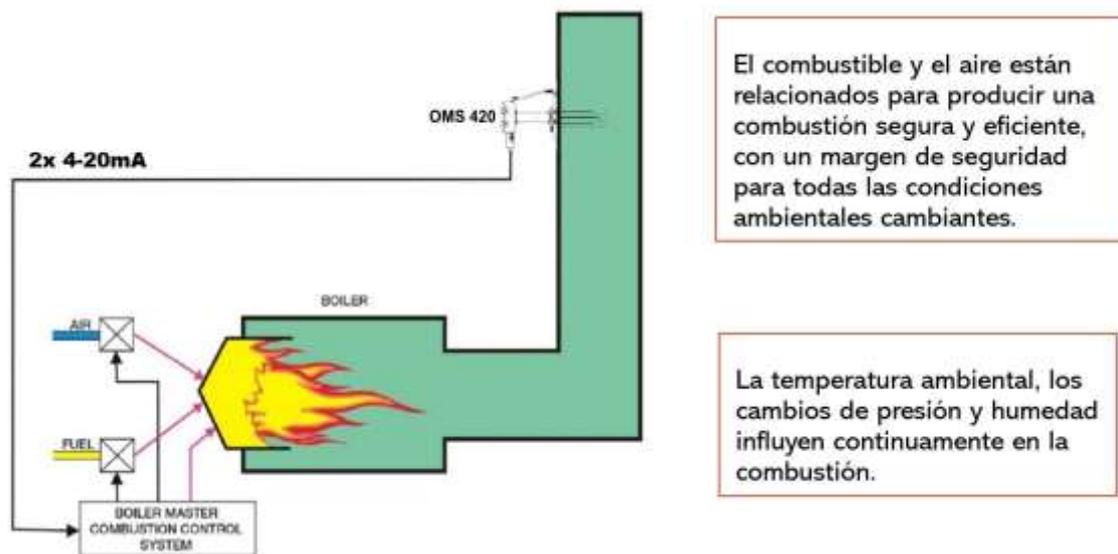
Gas	Equivalencia de concentración según gas
CO	1 ppm equivale a 1.25 mg/Nm ³
NO	1 ppm equivale a 1.34 mg/Nm ³
NO _x	1 ppm equivale a 2.05 mg/Nm ³
SO ₂	1 ppm equivale a 2.86 mg/Nm ³
C ₃ H ₈	1 ppm equivale a 1.98 mg/Nm ³

2.9 Optimización de la combustión

Existen factores que influyen en la optimización de la combustión en un generador de vapor piro-tubular, entre estos:

Figura 10

Esquema de ingreso aire y combustible



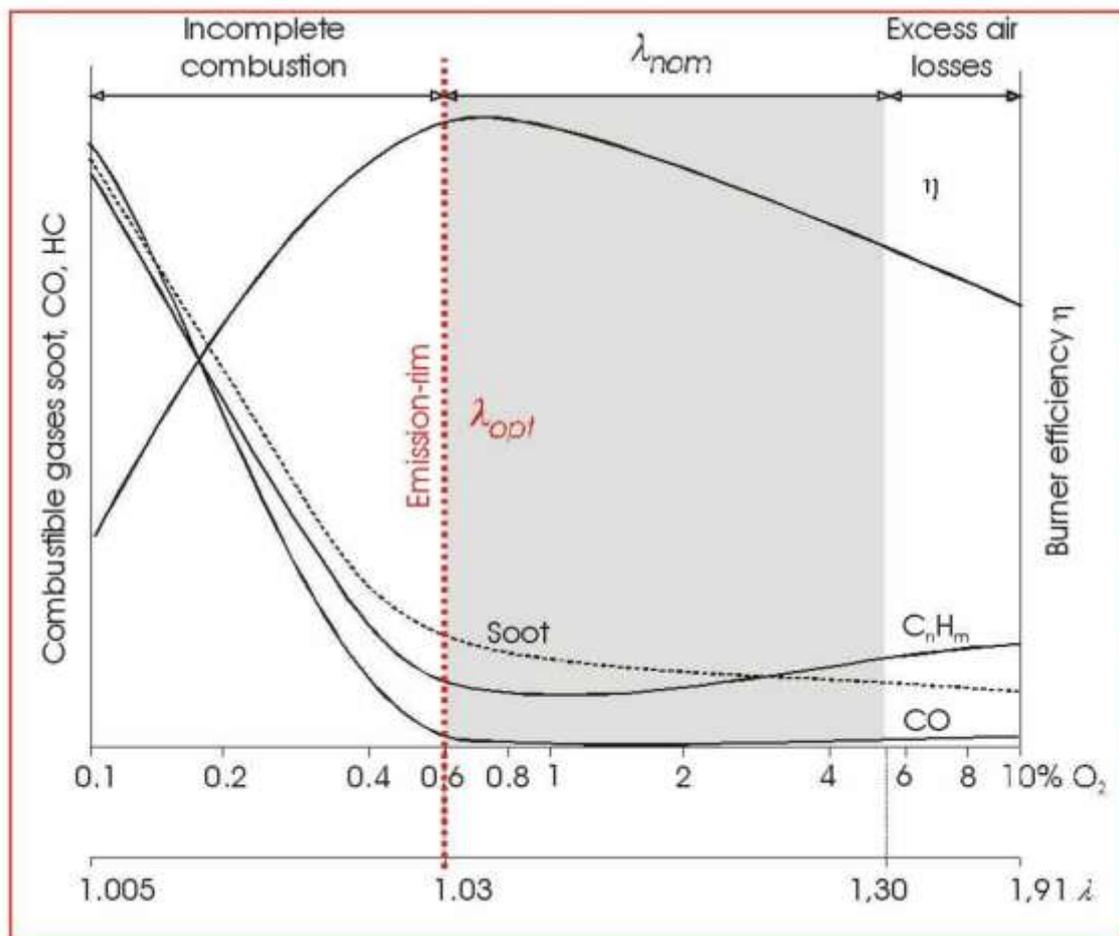
Fuente:

https://recursosbiblio.url.edu.gt/publicjlg/biblio_sin_paredes/fac_ing/Manu_cald/cap/11.pdf

El comportamiento de inflamación y la temperatura de combustión, es un parámetro clave de este comportamiento. El diseño del quemador y de la cámara de combustión y la relación aire/combustible.

Figura 11

Diagrama de zonas de combustión



De la gráfica 11, podemos analizar que, la relación óptima del combustible y la cantidad de aire de combustión (coeficiente de exceso de aire), para una instalación y un combustible dado, se puede determinar a partir de las lecturas del análisis de gases usando lo que se llama el diagrama de combustión, estos perfiles de concentración de los componentes del gas CO, CO₂ y O₂ se muestran como función del coeficiente de exceso de aire. [Salvadorcobo](#), (2011)

La línea de combustión ideal con cero excesos de aire es para ($\lambda = 1$) y se encuentra en el centro de la gráfica, a su derecha está el volumen de exceso de aire que aumenta y a su izquierda aumenta el rango de insuficiencia de aire (falta de aire también significa insuficiencia de oxígeno). [Salvadorcobo](#), (2011)

- Zona a la izquierda del óptimo

Representa la falta de aire y indica que hay presencia de CO, ya que falta oxígeno para oxidar totalmente el CO y convertirlo a CO₂, este CO que está presente cuando hay falta de aire es

extremadamente peligroso cuando sale de la instalación debido a su toxicidad. [Salvadorcobo, \(2011\)](#)

A medida que disminuye la insuficiencia de aire, es decir, aumenta la concentración de O_2 , el volumen de CO desciende como consecuencia de la oxidación para formar CO_2 aumenta en la misma proporción. Este proceso se completa para ($\lambda = 1$) o ligeramente por encima de este el CO es casi cero y el CO_2 alcanza su máximo valor.

El oxígeno no está presente en este rango o no es medible ya que todo el oxígeno adicional se usa inmediatamente para oxidar el CO. A parte del problema de la toxicidad, en muchos procesos quedan en el gas de combustión restos de hidrocarburos no oxidados, estos en combinación con elevadas temperaturas pueden causar hasta explosiones en las chimeneas. Otro efecto secundario es el color de los humos que sale de la chimenea, en estas condiciones falta de oxígeno, casi siempre es oscuro. [Salvadorcobo, \(2011\)](#)

- **Zona de la derecha**

En el rango de ($\lambda > 1$) el volumen del oxígeno aumenta ya que el oxígeno añadido a medida que aumenta la insuficiencia del aire ya no utiliza para la oxidación debido a la ausencia de CO, en la práctica sin embargo siempre se requiere una cierta cantidad de exceso de aire para garantizar la combustión completa ya que la distribución del oxígeno en la cámara de combustión no es suficiente, el tamaño de partícula del combustible también es significativo cuando menores son las partículas, mayor es el contacto con el oxígeno y menor es la cantidad de exceso de aire que se requiere.

Por otro lado el CO_2 baja de su valor más elevado a ($\lambda = 1$), aunque no como resultado de una reacción química sino como un efecto de dilución debido al incremento de la cantidad de aire de combustión. [Salvadorcobo, \(2011\)](#)

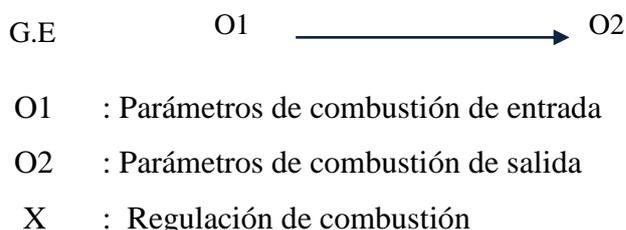
CAPITULO III: Materiales y métodos

3.1 Materiales y método

La investigación es de tipo cuantitativa y por su finalidad es aplicada el diseño de investigación corresponde al experimental, por el grado de manipulación de variables debido a que los parámetros de las variable independiente referido a la regulación , se debe manipular con el fin de optimizar la combustión y la variable dependiente se refiere a los parámetros finales donde se medirán los estímulos como resultados de los ajustes de combustión, sin embargo en el objeto de estudio consideramos a 03 calderas pirotubulares a vapor de 700 BHP, 800 BHP y 600 BHP respectivamente , tomando como base las mediciones de eficiencia y registro del mantenimiento aplicado en el proceso de regulación a las calderas mencionadas que se pueden corroborar en el apartado de los Anexos.

3.2 Diseño de investigación

Se considera la observación directa y como instrumento la guía de observación directa y el análisis documentario y como instrumento la guía de análisis documentario.



3.3 Población

06 calderas a vapor pirotubulares de la empresa pesquera Copeinca SAC

3.4 Muestra

La muestra corresponde a 03 calderas pirotubulares, las cuales se mencionan: Caldera pirotubular a vapor de 700 BHP, 800 BHP y 600 BHP

3.5 Operacionalización o categorización de la variable

VARIABLES	INDICADORES	UNIDAD	ESCALA DE MEDICIÓN	TÉCNICA	INSTRUMENTO DE MEDICIÓN
Independiente: Regulación	Exceso aire(%)	Kgaire/Kg comb	nominal	Observación directa	Flujómetro
Dependiente: Eficiencia térmica	Eficiencia (n%)	Porcentaje	nominal	Observación directa	Analizador de gases

3.6 Variables de estudio

Variable Dependiente

Eficiencia energética

Variable Independiente

Parámetros de combustión

3.7 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

La investigación es tipo cuantitativa, los instrumentos para los objetivos trazados corresponden a instrumentos físicos y metodológicos, entre los físicos se tiene al analizador de gases y a los instrumentos metodológicos se tienen a fichas y guías de observación y recopilación de datos.

Tabla 5

Instrumento de recopilación de datos de eficiencia según tamaño de llama-antes de regulación

Caldera pirotubular DISTRAL 700 BHP N° 03						
		Llama min.	Llama 25%	Llama 50%	Llama 75%	Llama 100%
Variable/Rango						
T stack	°F/°C					
Oxygen	%					
CO	ppm					
CO Air Free	ppm					
Eff gross	%					
Excess air	%					
CO2	%					
Ambiente Temp.	°F					

Nota: El presente cuadro instrumento se toma de acuerdo con el caso aplicado en el mantenimiento realizado- se adjunta en anexos el instrumento llenado.

Tabla 6

Cuadro resumen de parámetros de combustión.

Eficiencia de combustión	componentes	parámetro	Unidad de medida
Oxygen	O ₂		%
Carbon dioxide	CO ₂		%
Excess air	Ea		%
Gas temperature	Ts		°C
Room temperature	Tamb		°C
Carbon monoxide	CO		ppm

Nota: Formato general de recopilación de datos de parámetros de combustión medidos en generador de vapor pirotubular.

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7

Formato de registro de cálculo y pérdidas por método indirecto NTP.350.300.2002

Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 700 BHP a régimen de llama de combustión 50%					
PERDIDA POR CALOR SENSIBLE EN LOS GASES SECOS					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=		Combustible	k	[H] (%)
Constante	k		Diesel 2	0.48	
Temperatura de gases	Tg		Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta		G.L. P	0.4	
Dióxido de carbono	[CO2]		Gas Natural	35	
PERDIDA 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		Combustible	[H2O]=	PCS (kJ/kg)
Humedad del combustible	[H2O]			0	45329
Hidrogeno del combustible	[H]		Residual 500	0	
Temperatura ambiente	Tair			0.1	
Temperatura de gases	Tgas				
Poder Calorífico Superior	PCS				
PERDIDA POR INQUEMADOS GASEOSO					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3		Combustible	k	PCS(kj/kg)
Constante	k		Diesel 2	53	45329
Monóxido de carbono	[CO]		G.L. P		

Dióxido de carbono	[CO2]		Gas Natural		
Poder Calorífico Inferior	PCI				
Poder Calorífico Superior	PCS				
PERDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4				
Índice de Bacharach	B				
PERDIDA POR CONVECCION					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5		%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5		kW		
Wc=9.81*BHP	Wc		kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP		BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)		Ag(m ²)	10.13	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf		hcg	0.00874	
Temperatura de superficie	Tsf		Tsg	150	
Temperatura ambiente	Ta				
velocidad del viento	v				
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6		%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6		kW		
Wc=9.81*BHP	Wc		kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP		BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)		Ag(m ²)	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf		qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf		Tsg	150	
Temperatura ambiente	Ta				
Emisividad	e				
PERDIDA DE CALOR					
$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$		%		
EFICIENCIA TERMICA					
Eficiencia = 100 - $\Sigma(P_i)$	n		%		

Nota: Hoja de cálculo de eficiencia térmica de generador de vapor pirotubular de 700 BHP al 50% de régimen de llama usando la NTP.350.300.2002

La Ficha técnica de documentación

Corresponde a los instrumentos que permiten el registro de información técnica específica de las diversas etapas del proceso de regulación de los parámetros de combustión.

3.6 Procedimiento o forma de tratamiento de la información

Etapa 1: De la medición inicial

Etapa 2: De la regulación de los parámetros de combustión

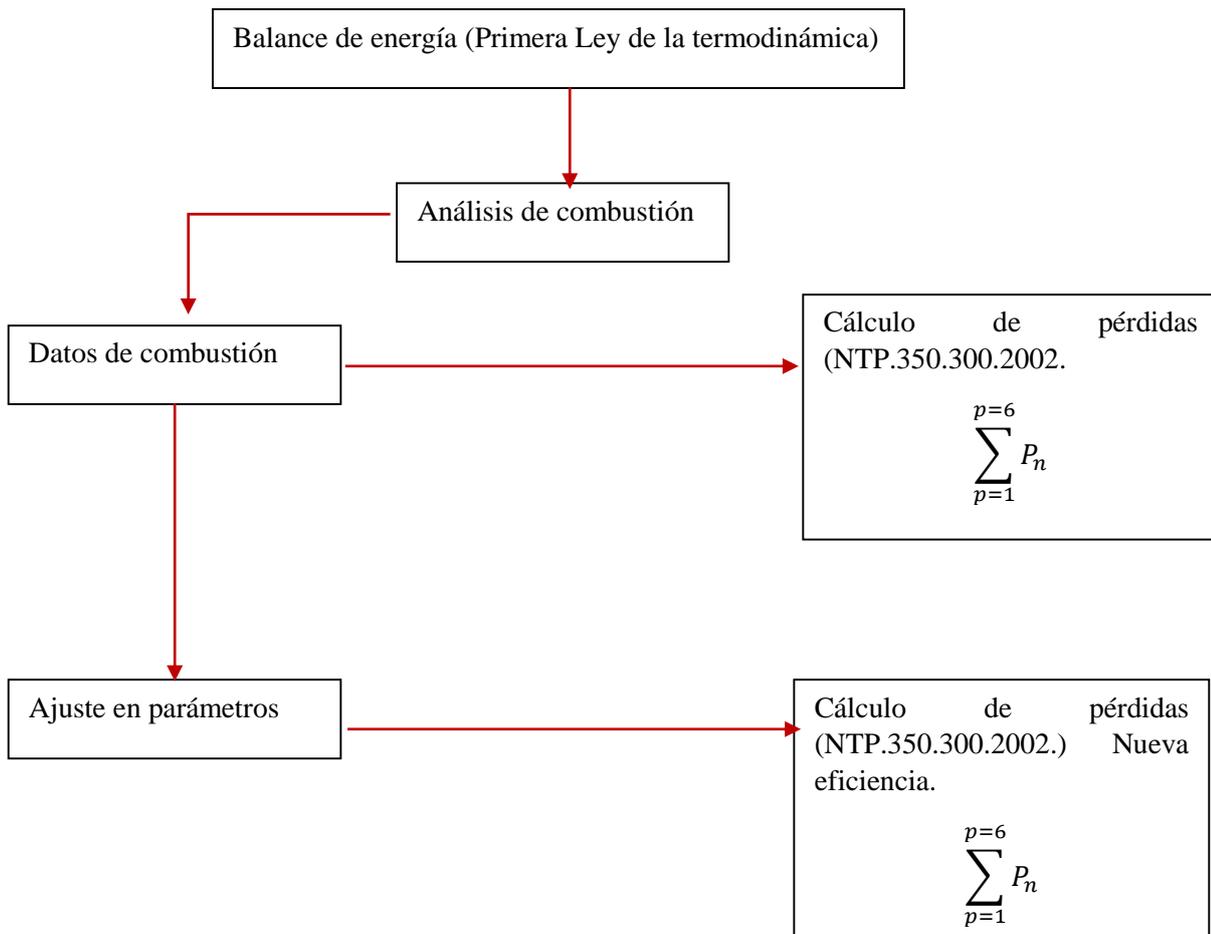
Etapa 3: De la medición final

3.8 Técnicas de procedimiento y análisis de los resultados

Se utilizó las técnicas de la estadística para el cálculo de los datos asimismo el análisis de resultados se realizará usando las herramientas de diseño y grafica de Microsoft Excel

El proceso de ejecución del experimento consiste en lo siguientes pasos

Figura 03: Esquema de balance de energía mediante Primera ley de la termodinámica



CAPITULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1 Análisis de combustión a calderas pirotubulares

Se tomaron los datos de operación de las calderas N° 03, 04 y 06 de 700 BHP, 800 BHP y 600 BHP respectivamente, para el cual se detalla los diversos regímenes de llama de combustión a la que fueron sometidas para su análisis y posterior regulación.

Tabla 9

Parámetros de combustión a regímenes de llama Caldera a vapor Distral 700 BHP

Caldera pirotubular DISTRAL 700 BHP N° 03						
		Llama min.	Llama 25%	Llama 50%	Llama 75%	Llama 100%
Variable/Rango		17:59:45	18:02:33	18:07:17	18:10:12	18:12:23
T stack	°F/°C	343.6/173.1	386.2/196.7	417/213.8	437/225	444.6/229.2
Oxygen	%	1.7	4.2	5.7	7.2	6.4
CO	ppm	0	0	3	7	6
CO Air Free	ppm	0	0	4	11	9
Eff gross	%	90.4	88.9	87.5	86.2	86.5
Excess air	%	8.4	23.7	35.3	49.5	41.6
CO2	%	15.34	13.35	12.16	10.96	11.60
Ambiente Temp.	°F	98.1	101.1	101.8	100.2	100.6

Fuente: Elaboración propia

La tabla 9, muestra los parámetros iniciales de combustión tomados a partir de la selección de los generadores de vapor pirotubular más críticos de la planta, las características y los parámetros medidos están en funciona los componentes que son determinantes para obtener la eficiencia de combustión y a su vez detectar defectos de la combustión , se hace énfasis en el exceso de aire así como el CO(ppm) y la temperatura de salida de gases para el generador pirotubular marca Distral de 700 BHP, el análisis de combustión se realizo en en 05 regímenes de combustión para estudiar la evolución de los parámetros mencionados y contrastarlo con los límites máximos permisibles que establece la norma NTP. 350.300.2002 Y la que complementa su análisis respecto a su efecto ambiental la NTP. 350.301.2009.

Tabla 10. Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor piro-tubular N° 04 de 700 BHP al 50%

Cálculo de eficiencia térmica caldera piro-tubular de 700 BHP a régimen de llama de combustión 50%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	8.82651266	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	213.8	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	38.38	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	10.5333333	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.83083262	Combustible	[H2O]=	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	38.38		0.1	
Gas temperature	Tg	213.8			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.00130753	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0003	G.L.P		
Carbon dioxide	[CO2]	12.16	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOST BY UNBURNT SOLID					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63			
Índice de Bacharach	B	4			
CONVECTION LOSS					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.12103949	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	10.389727	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		

Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00413979	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	44	Tsg	150	
Room temperature	Ta	38.38			
Wind speed	v	0.3			
RADIATION LOSS					
$P_6 = 80 \frac{Q_{p6}}{W_c}$	P6	0.30374542	%		
$Q_{p6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	26.0727472	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.03415668	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg	150	
Temperatura ambiente	Ta	38.38			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$	18.7134377	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia = 100 - $\Sigma(P_i)$	n	81.2865623	%		

De la tabla 10 ,se determina los parámetros de combustión del generador de vapor pirotubular de 70 BHP marca Distral en régimen de llama al 50%, al aplicarse el método indirecto de la NTP. 350.300.2002, observamos que la eficiencia equivale a 81.28% , esta medida inicial de eficiencia se mejorara a partir del diagnostico que se obtiene de la intervención al generador de vapor con fines de observar el quemador y su sistema ,a fin de hacer correcciones de limpieza y mantenimiento o en su requerimiento ajuste de la relación aire combustible, para elevar la eficiencia.

Tabla 11

Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N° 04 de 700 BHP al 75%

Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 700 BHP a régimen de llama de combustión 75%					
SENSIBLE HET LOSSES IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	9.5557	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k=	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg=	213.8	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta=	38.38	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	10.3828	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.8947	Combustible	[H2O]=	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	38.38		0.1	
Gas temperature	Tg	225			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.00338482	Combustible	k	PCS (kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0003	G.L. P		
Carbon dioxide	[CO2]	10.96	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41899.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSSES DUE TO UNBURNED SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4=	2.63			
Índice de Bacharach	B	4			
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	0.05494	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	4.7160	kW		
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		

Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$h_c = 1.973 * 10^{-3}(T_s - T_a)^{0.25}(2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00413979	hcg	0.00717	
Surface temperatura	Tsf	44	Tsg	88.31	
Room temperature	Ta	37.8			
Wind speed	v	0.3			
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{p6}}{W_c}$	P6	0.9659	%		
$Q_{p6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	82.91808	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af	4	Ag	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.2393128	qrg	0.37773	
Temperatura de la superficie	Tsf	72.3	Tsg	88.31	
Temperatura ambiente	Ta	37.8			
Emisividad	e	0.85			
RADIATION LOSSES					
$\Sigma(P_i)=P1+P2+P3+P4+P5+P6$	$\Sigma(P_i)$	20.1047	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	79.8952	%		

De la tabla 11, al analizar los parámetros de combustión del generador de vapor pirotubular de 70 BHP marca Distral en régimen de llama de combustión al 75%, se determina que la eficiencia equivale a 79.89%, un valor inferior respecto al régimen e llama de 50%, este efecto se puede dar a razón de obtener una mayor concentración de oxígeno en mezcla que ayuda a completar la oxidación pero a la vez incrementa el flujo incrementando la velocidad de los gases y reduciendo ligeramente el tiempo de contacto de los gases con la superficie interna de calefacción/(cámaras y tubos).

Tabla 12

Determinación de la eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N.º 04 de 700 BHP al 100%

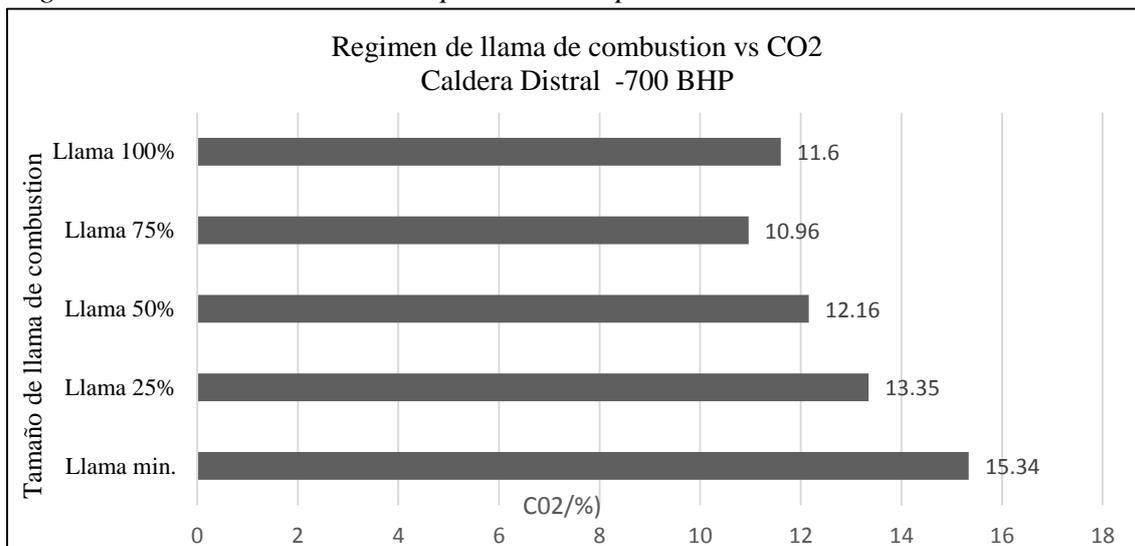
Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 700 BHP a régimen de llama de combustión 100%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	9.2347	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	229.2	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	38.11	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	10.9847	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.9132	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	38.11		0.1	
Gas temperature	Tg	229.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNT GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.0029013	Combustible	k	PCS (kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0006	G.L. P		
Carbon dioxide	[CO2]	10.96	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41899.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOST BY UNBURNT SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63			
Índice de Bacharach	B	4			
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	0.1586	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	13.613	kW		
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		

	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	48.67	Ag(m ²)	9.49	
$h_c = 1.973 * 10^{-3}(T_s - T_a)^{0.25}(2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00641427	hcg=	0.00717	
Surface temperatura	Tsf	70.5	Tsg=	89.4	
Room temperature	Ta	38.11			
Wind speed	v	0.3			
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_c}$	P6	0.9057	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	77.7514	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af	45.48	Ag	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \varepsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.223078	qrg	0.37773	
Temperatura de la superficie	Tsf	70.5	Tsg	88.31	
Temperatura ambiente	Ta	38.11			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	19.83	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	80.16	%		

De la tabla 12, se puede observar que el generador de vapor pirotubular Distral de 700 BHP en régimen de llama de combustión al 100% presenta una eficiencia de 80.16%, donde observamos que se estabiliza su eficiencia, entonces observamos que al régimen de llama totalmente desarrollado mantiene esta eficiencia promedio.

Gráfica 1

Régimen de llama de combustión para caldera pirotubular marca Distral de 700 BHP

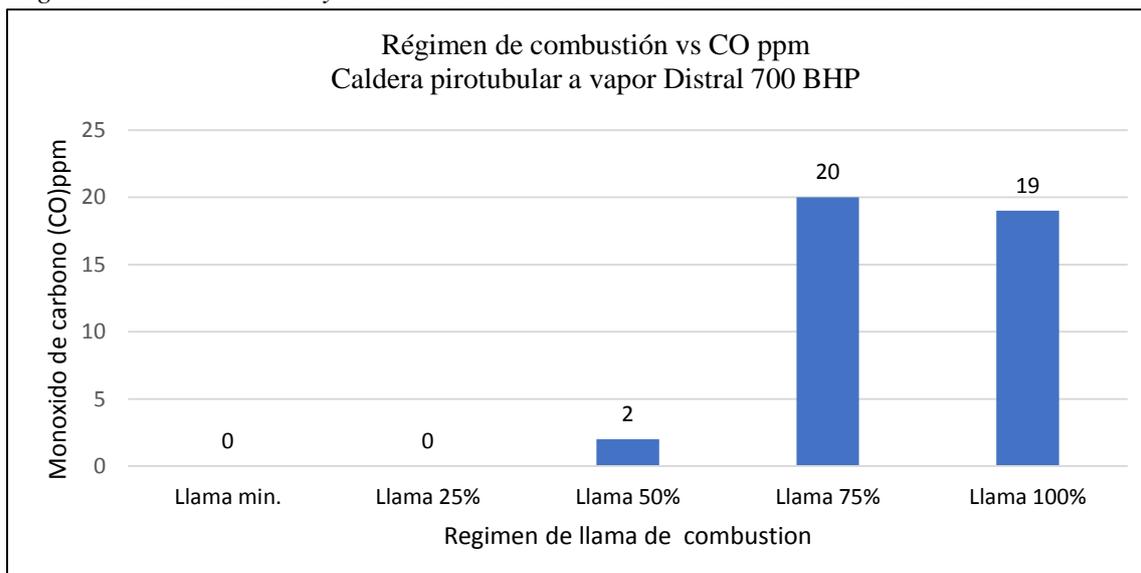


Fuente: Elaboración propia

Descripcion: El regimen de llama de combustion se incrementa y el porcentaje de dióxido de carbono se reduce desde 15.34% hasta 11.6% este indicar señala el valor porcentual de oxidacion completa del combustible en presencia del oxígeno del aire que se aporta , por lo cual su valor se va reduciendo a medida que se ingrea mayor cantidad de aire a la camara donde el exceso de aire se hace relaivamente alto si observamos que desde fuego mino se inicia con un exceso de 8.4 y llega hasta 41.6 % de exceso a llama total.

Gráfica 2

Régimen de combustion y emisiones de monoxido de carbono Calderas Distral 700 BHP

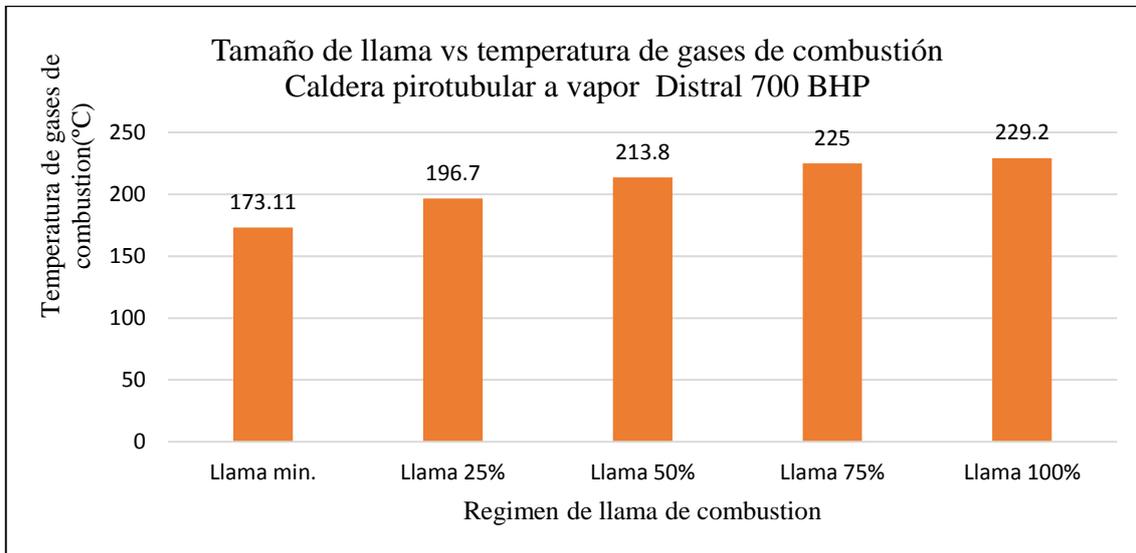


Fuente: Elaboración propia

Descripción: A partir del régimen de llama media o al 50% se inicia la formación de monóxido de carbono que va desde 2ppm hasta 19 ppm a medida se incrementa el flujo de aire y combustible esta tasa aumenta relativamente.

Gráfica 3

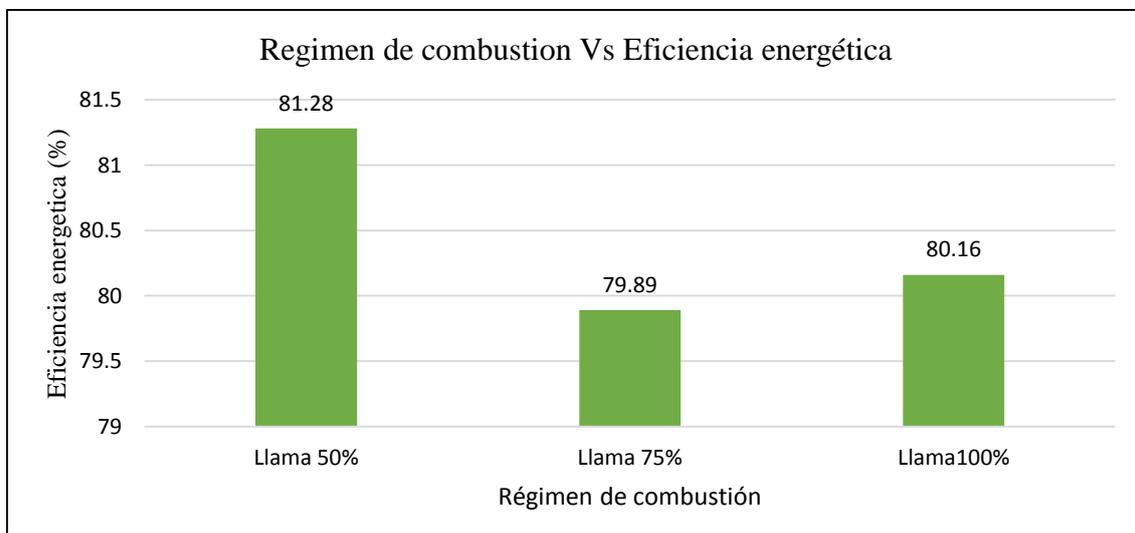
Tamaño de llama y temperatura de combustión para caldera pirotubular marca Distral de 700 BHP



Descripción. La temperatura de gases de combustión desde el régimen de fuego o llama mínima con un valor relativo bajo de 173.11 °C y aumenta hasta 229.2°C manteniendo un valor normal para su potencia y tipo de combustible, sin embargo, es importante asociar esta temperatura máxima al exceso de aire presente en la combustión.

Gráfica 04

Régimen de combustión y eficiencia energética de caldera Distral 700 BHP



Descripción: La eficiencia de la caldera pirotubular se mantiene en 81.28% a régimen de llama al 50% y su eficiencia térmica baja a 79.89% a llama al 75% luego se eleva hasta 80.16 % a fuego o llama máxima manteniendo su eficiencia en ese rango, esto se debe a las condiciones de incremento del flujo de combustible y aire.

Tabla 13

Datos de régimen de combustión de caldera Distral N° 04. 800 BHP

Caldera pirotubular DISTRAL 800 BHP N.º 04						
		Llama min.	Llama 25%	Llama 50%	Llama 75%	Llama 100%
Variable/Rango		11:06::16	11:08:01	11:10:02	11:11:37	0:16:59
T stack	°F/°C	356.5/180.2	403.7/206.5	420.1/215.6	444.6/229.2	446.0/230
Oxygen	%	1.0	3.7	6.3	10.2	9.7
CO	ppm	0	0	2	20	19
CO Air Free	ppm	0	0	3	39	35
Eff gross	%	90.2	88.5	87.0	83.4	83.9
Excess air	%	4.7	20.3	40.6	89.5	81.4
CO2	%	15.90	13.75	11.68	8.57	8.97
Ambient Temp.	°F	93.4	92.5	95.9	97.7	99.3

De la tabla 13, se realiza el análisis de combustión al generador pirotubular a vapor de 800 BHP marca Distral, observando el desarrollo de los parámetros específicamente el exceso de aire y la eficiencia de la combustión, los valores de exceso de aire van desde 4.7% hasta 81.4% un valor muy elevado en régimen de llama totalmente desarrollado (100%).

Tabla 14

Determinación de eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N.º 04 de 800 BHP al régimen de 50% (Antes de regulación de combustión).

Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 800 BHP a régimen de llama de combustión 50%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	8.6304	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	215.6	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	35.15	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	11.06	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.8699	Combustible	[H2O]	

					PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	35.5		0.1	
Gas temperature	Tg	215.6			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.00090752	Combustible	k	PCS (kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0002	G.L. P		
Carbon dioxide	[CO2]	11.68	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
PERDIDA POR INQUEMADOS SOLIDOS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63			
Índice de Bacharach	B	4			
PERDIDA POR CONVECCION					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.17319	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	14.866	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.006539	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	70.7	Tsg	88.7	
Room temperature	Ta	35.5			
Wind speed	v	0.3			
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.965797	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	14.9080	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	7848	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		

Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.239887	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	70.7	Tsg	88.7	
Temperatura ambiente	Ta	35.5			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(Pi)=P1+P2+P3+P4+P5+P6$	$\Sigma(Pi)$	18.4783	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia =100- $\Sigma(Pi)$	n	81.5216	%		

De la tabla 14, se observa que el generador de vapor pirotubular N.º 04 de 800 BHP al régimen de 50% de llama de combustión, presenta una eficiencia de 81.52% , un factor indispensable es su temperatura de gases y el índice de Bacharach que registra un valor de B=4^a, se observa que en función al tipo de combustible se puede mejorar este valor en la intervención con el mantenimiento a fin de mejorar este parámetro para conseguir efectos positivos en la transferencia de calor.

Tabla 15

Determinación de eficiencia térmica de la caldera a vapor pirotubular N.º 03 de 800 BHP al régimen de 75% (Antes de regulación de combustión)

Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 800 BHP a régimen de llama de combustión 75%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	12.568	Combustible	k	[H] (%)
Constante	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Temperatura de gases	Tg	229.2	Residuales	0.53	
Temperatura de ambiente	Ta	36.5	G.L. P	0.4	
concentración de dióxido de carbono	[CO2]	8.1257	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WÁTER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.9298	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	36.5		0.1	
Gas temperature	Tg	229.2			
Higher calorific value	PCS	42099			

LOSS DUE TO UNBURNT GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.012365	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0002	G.L.P		
Carbon dioxide	[CO2]	8.57	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOST BY UNBURNT SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63			
Índice de Bacharach	B	4			
CONVECTION LOSS					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.1420	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	13.9349	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00650206	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	70.7	Tsg	88.7	
Room temperature	Ta	36.5			
Wind speed	v	0.3			
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.1486	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	14.5865	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	7848	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.234094	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	70.7	Tsg	88.7	
Temperatura ambiente	Ta	36.5			
Emisividad	e	0.85			

$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	22.4733	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	77.528	%		

De la tabla 15, podemos observar que a régimen de llama de combustión de 75% las variables de combustión cambian sobre todo en la pérdida P1 equivale a 12.56%, y su eficiencia en general es de 77.528%, un valor bajo, este factor justifica que se realice una intervención para revisión del sistema de combustión a fin de mejorar la eficiencia.

Tabla 16

Determinación de eficiencia térmica de la caldera a vapor pirrotubular N.º 03 de 800 BHP al régimen de 100% (Antes de regulación de combustión)

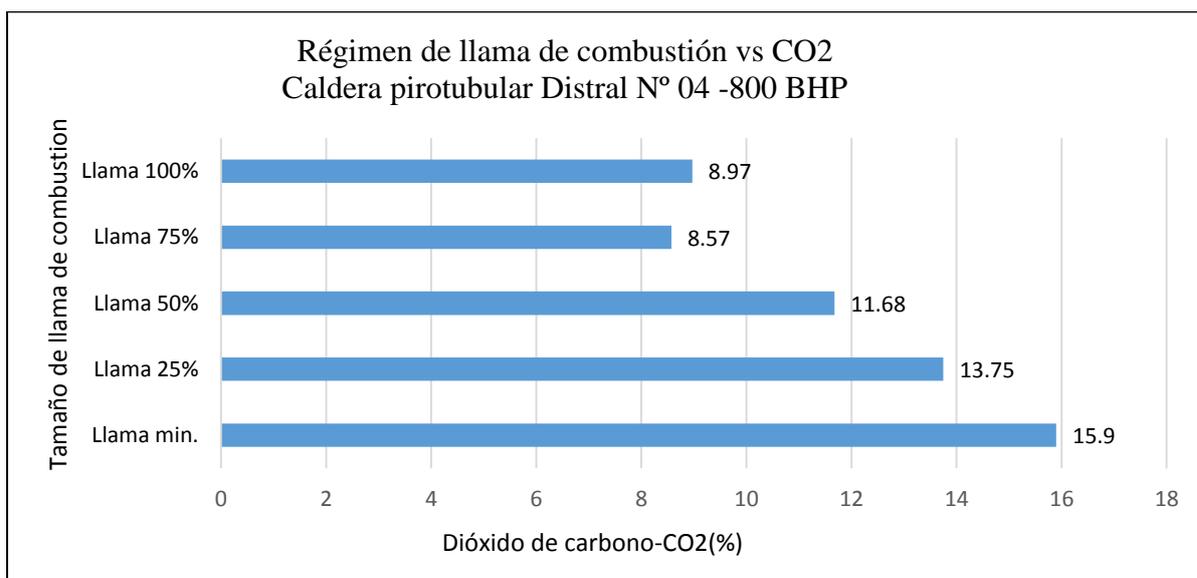
Cálculo de eficiencia térmica caldera pirrotubular de 800 BHP a régimen de llama de combustión 100 %					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1	12.568	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	229.2	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	36.5	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	8.1257	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.9298	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	36.5		0.1	
Gas temperature	Tg	229.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.012365	Combustible	k	PCS (kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0002	G.L. P		
Carbon dioxide	[CO2]	8.57	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOST BY UNBURNT SOLIDS					

$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	2.63		
Índice de Bacharach	B	4		
CONVECTION LOSS				
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.175511	%	
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	17.2177	kW	
$W_C = 9.81 * BHP$	Wc	7848	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.00650206	hcg	0.00874
Surface temperatura	Tsf	70.7	Tsg	88.7
Room temperature	Ta	36.5		
Wind speed	v	0.3		
Pérdidas por radiación				
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.1989	%	
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	19.5178	kW	
$W_C = 9.81 * BHP$	Wc	7848	kW	
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP	
	Sobre fluido		Sobre gases	
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.24771942	qrg	1.1078
Temperatura de la superficie	Tsf	72.4	Tsg	94.3
Temperatura ambiente	Ta	36.5		
Emisividad	e	0.85		
$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$	22.5155	%	
THERMAL EFFICIENCY				
Eficiencia = 100 - $\Sigma(P_i)$	n	77.48	%	

De la tabla 16, se registra una eficiencia baja con valor de 77.48%, observamos las pérdidas calculadas con el método indirecto de la NTP.350.300.2002, y se observa de entrada un valor en la pérdida P1 de 12.568%, este valor de eficiencia justifica para una revisión del sistema de combustión a fin de realizar ajustes y mantenimiento.

Gráfica 5

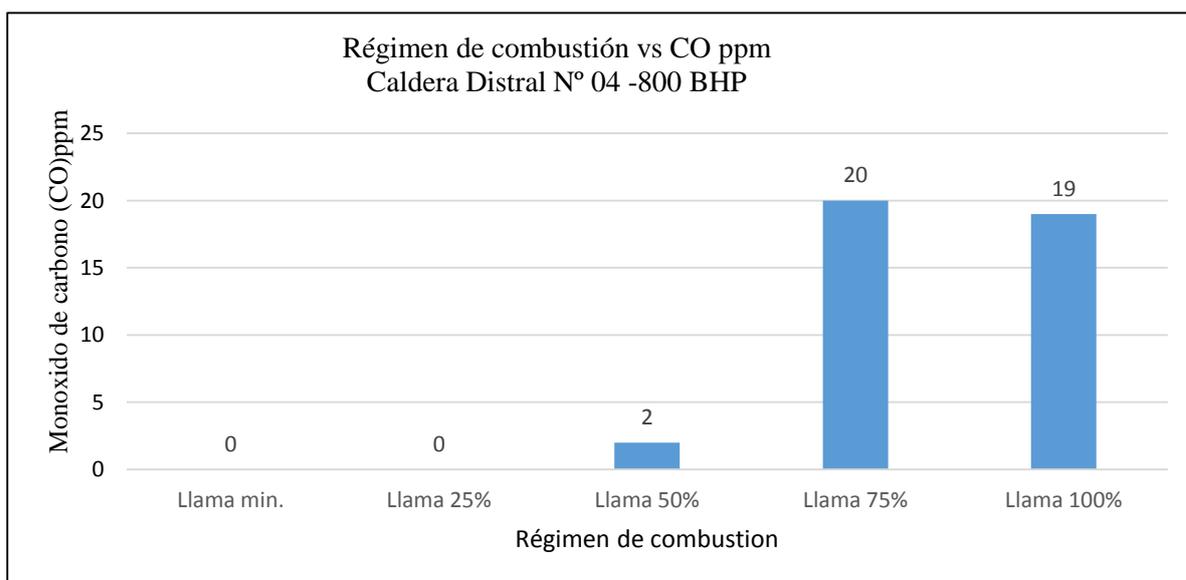
Régimen de llama de combustión para caldera pirotubular marca Distral N° 04 de 800 BHP



De la grafica 05 observamos que el régimen de llama de combustión en función a la emisión de dióxido de carbono para el generador de vapor pirotubular N° 04 Distral de 400 BHP, registra un incremento inversamente proporcional al régimen de llama que va desde 8.97% para llama al 100% y 15.9% para tamaño de desarrollo de llama mínima. Este factor es importante para analizar la calidad de los gases ya que se relacionará con el dióxido que también se forma como medida de la eficiencia de combustión.

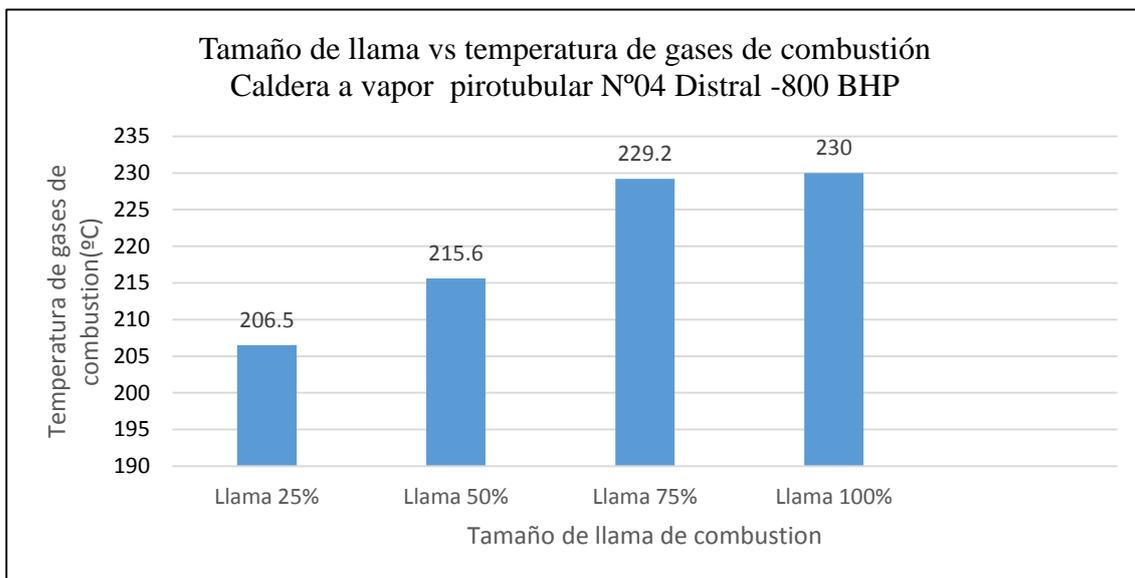
Gráfica 6

Emisiones de monóxido de carbono en caldera Distral N.º 03-800 BHP



Gráfica 7

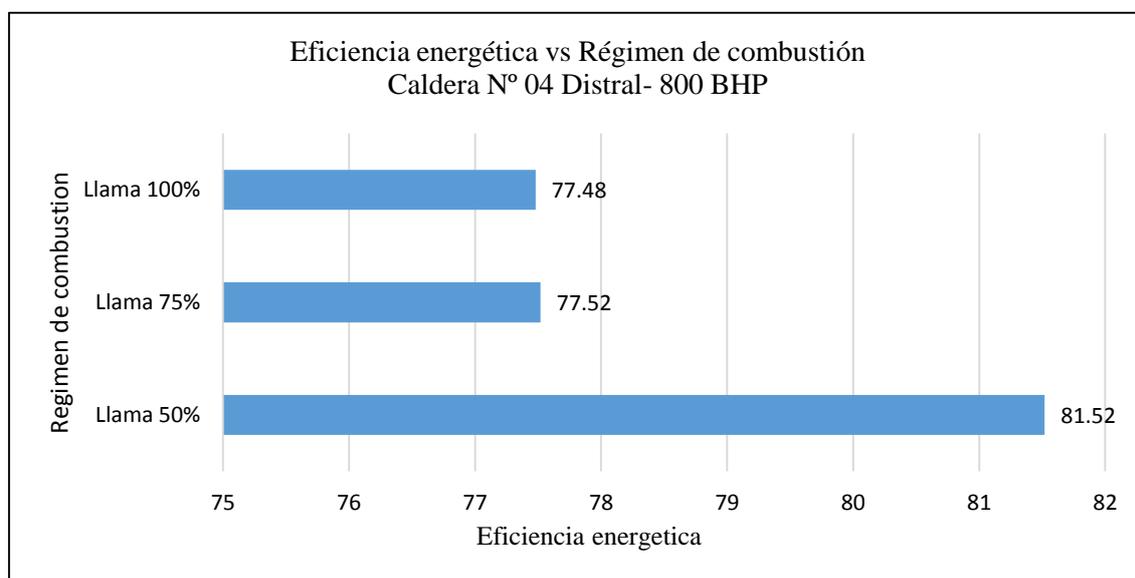
Tamaño de llama de combustión y temperatura de gases caldera N° 04. Distral 800 BHP



De la grafica 07, se puede observar que la extensión o tamaño de la llama de combustión es proporcional al incremento de temperatura a razón de que para sostener la combustión se ha ido incrementando el consumo de combustible hasta llegar a su parámetros de operación, se tiene que en el régimen de llama al 25% se inicia con 206°C y al régimen máximo de 100% se obtiene 230°C , un valor ligeramente elevado, sobre esta cuestión se infiere que al incrementarse el régimen de llama se forma mayor flujo masico de gases por lo que aumenta la energía cinética de flujo y el recorrido se hace en menor tiempo dando lugar a un tiempo de contacto menos de los gases con las tuberías y alcanzado en consecuencia un ligero incremento de temperatura.

Gráfica 8

Eficiencia energética y temperatura de gases caldera N° 04. Distral 800 BHP



CALDERA PIROTUBULAR A VAPOR JOHANN STAHL DE 600 BHP

VARIABLES DE OPERACIÓN DEL QUEMADOR

Régimen fuego máximo-100%

Presión de petróleo a llama alta:50 PSI

Temperatura de petróleo:100°C

4.2 Análisis de combustión de caldera N ° 06 JOHANN STAHL

Tabla 17

Datos de combustión Caldera N ° 06 JOHANN STAHL

Caldera pirotubular a vapor 600 BHP			
		Llama 50%	Llama 100%
Variable/Rango		13:30:40	13:33:06
T stack	°F/°C	464.7/	471.4/244.1
Oxygen	%	9.2	9.9
CO	ppm	56	55
CO Air Free	ppm	100	104
Eff gross	%	83.3	82.4
Excess air	%	73.9	84.5
CO2	%	9.37	8.81
Ambient Temp.	°F	85.6	84.9

De la tabla 17, se observan los datos de análisis de combustión inicial para el generador de vapor pirotubular N° 06 Johann Stahl, se detecta un exceso de aire de 73.9% y 84.5% para un tamaño de desarrollo de llama de combustión de 50% y 100% respectivamente, este valor es considerable para una revisión e intervención en el sistema del quemador.

Tabla 18

Determinación de eficiencia térmica de la caldera N° 06 JOHANN STAHL (Antes de regulación de combustión)

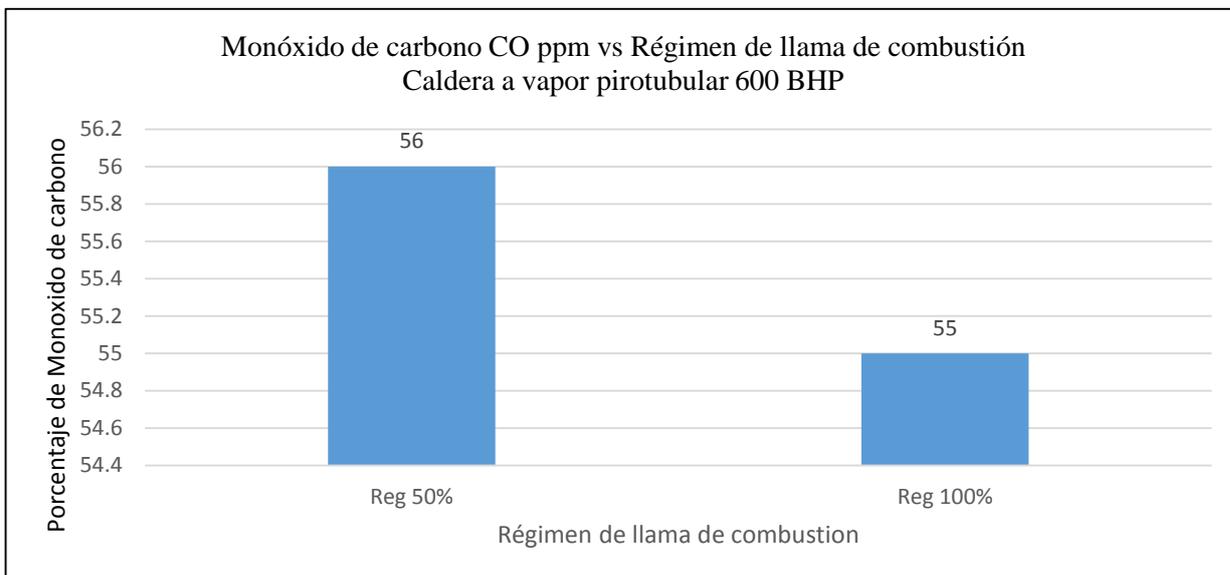
Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 600 BHP a régimen de llama de combustión 100%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	12.855	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	244.1	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	30.4	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	8.81	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	7.069	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	30.4		0.1	
Gas temperature	Tg	244.1			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.0330	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.0055	G.L.P		
Carbon dioxide	[CO2]	8.81	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSSES DUE TO UNBURNED SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	1.57			
Índice de Bacharach	B	3			
CONVECTION LOSSES					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_c}$	P5	0.1834	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	13.4959	kW		
$W_c = 9.81 * BHP$	Wc	5886	kW		

Potencia nominal del Caldero	BHP	600	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	46.2	Ag(m ²)	11.5	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.005796	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	51	Tsg	131	
Room temperature	Ta	30.4			
Wind speed	v	0.3			
RADIATION LOSSES					
$P_6 = 80 \frac{Q_{p6}}{W_c}$	P6	0.19064	%		
$Q_{p6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	14.0269	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	5886	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	600	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	46.2	Ag(m ²)	11.5	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.1314	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	51	Tsg	131	
Temperatura ambiente	Ta	30.4			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	21.903	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia =100- $\Sigma(P_i)$	n	78.095	%		

De la tabla 18, se observa que en este régimen de 100% de tamaño de llama de combustión, se obtiene una eficiencia de 78.095%, este resultado dirige la atención hacia el sistema de combustión a fin de observar el quemador y la superficie de transferencia de calor.

Gráfica 09

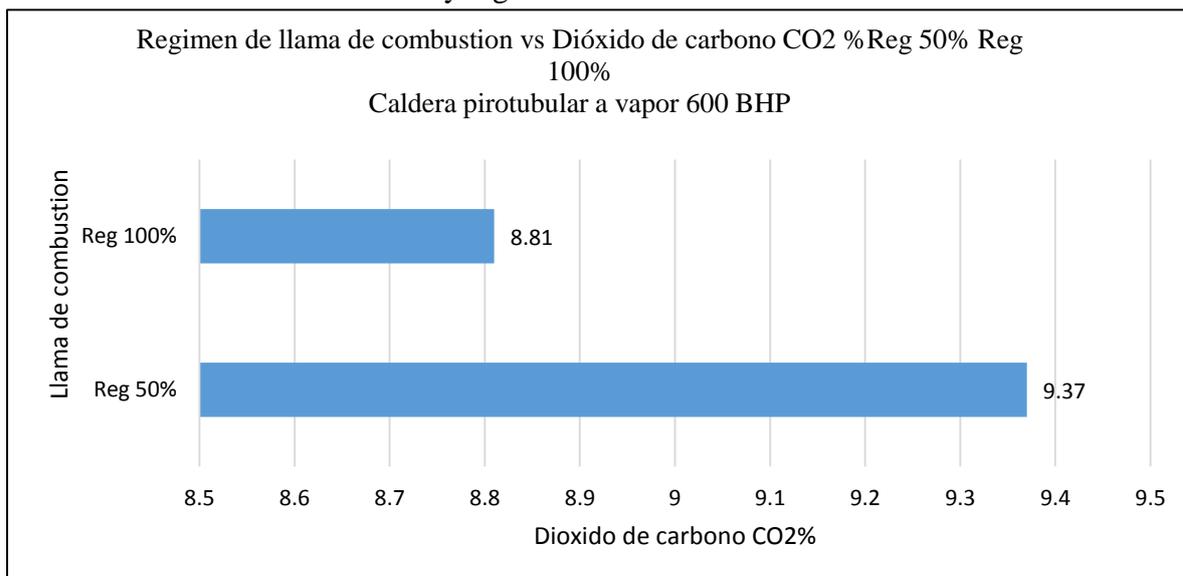
Régimen de llama de combustión para caldera pirotubular JOHANN STAHL DE 600 BHP



Del gráfico 9, observamos las emisiones de monóxido de carbono emitido de 86ppm a régimen de llama al 50% y para el régimen del 100 % de llama de combustión se tiene 55ppm de emisión de monóxido de carbono, su valor es casi constante.

Gráfica 10

Emisiones de dióxido de carbono y régimen de combustión de caldera N° 06 de 600 BHP



De la gráfica 10, se observa que cuando el generador de vapor pirotubular N° 600 BHP emite 8.81% de dióxido de carbono al 100% y 9.37% de dióxido de carbono al 50% de régimen de llama, sin

embargo se evidencia que el cambio de régimen de 50% a 100% presenta muy poca variación en el porcentaje de dióxido de carbono emitido pero observamos que la temperatura de los gases de combustión se encuentra en 244.1°C , un valor relativamente alto por lo cual se debe observar desde la superficie de calefacción (tubos y camara9 hasta la relación aire /combustible.

4.2 INSPECCIÓN Y ANALISIS DE CALDERAS PIROTUBULARES

A. CALDERA DISTRAL N.º 03 DE 700 BHP

Figura 12

Area de calderas a vapor

Fuente: Informe de reporte de mantenimiento-Zona de calderas pirotubulares a vapor.



4.3. Detalles de inspección

Durante la inspección inicial, se observan emisiones de humo a fuego mínimo y variaciones de presión de atomización , se procede a desmontar y revisar el regulador de vapor de atomización , el cual se encontró en buen estado interno pero presenta una respuesta poco fina a los ajustes de perno de regulación debido a la elevada tensión del resorte por el alto rango de presión, pero al someterlo a consumo , la presión de salida cae por capacidad y obliga a elevar el ajuste , se recomienda usar otros reguladores que trabajan mejor en aplicaciones similares por lo que se recomienda su reemplazo, asimismo se reajusta los parámetros de las variables y los pernos de la leva de control hasta obtener una combustión limpia y sin emisiones por la chimenea en todo el rango de operación del equipo.

Figura 13

Cuerpo y diafragma del regulador de atomización

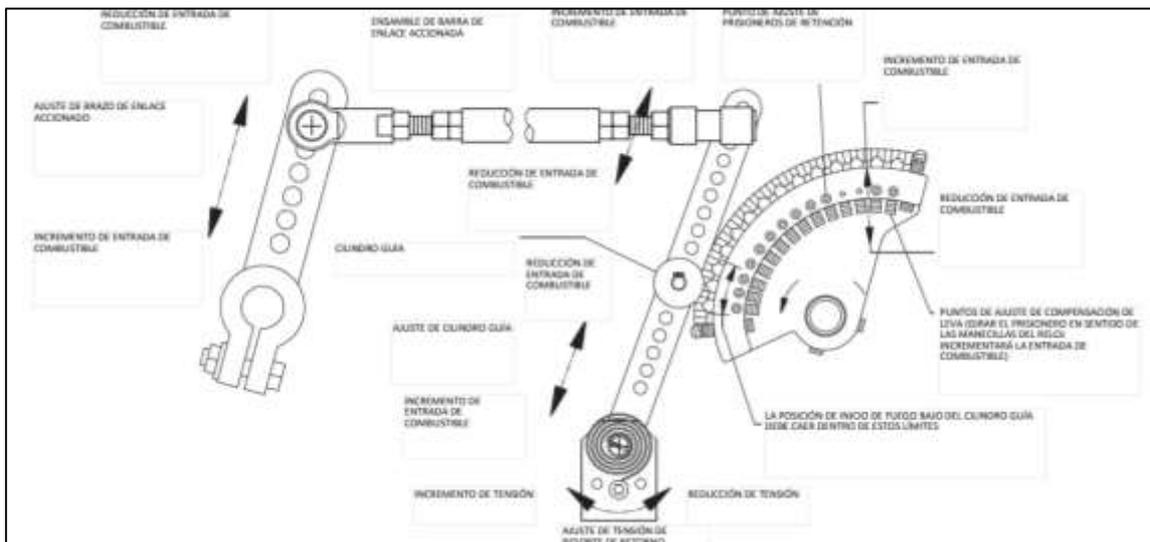


Fuente: Informe de reporte de mantenimiento

Descripción: Se realizo el afinamiento de la leva moduladora a fin de obtener una buena relación de aire combustible esto se hizo en toda la extensión del rango de recorrido hasta

Figura 14

Imagen de regulador de caldera Distral N.º 03 de 700 BHP



Fuente: Informe de reporte de mantenimiento

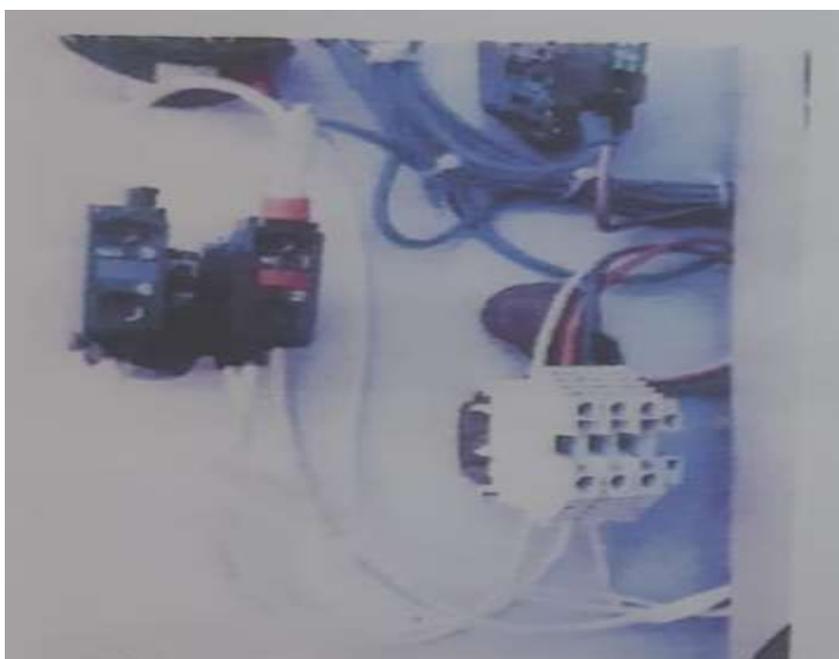
CALDERA DISTRAL N.º 4 DE 800 BHP

En el proceso de mediciones no se conseguía elevar el régimen de llama a 100% al estar muy elevada la presión de vapor en la caldera, por lo que se modificó el circuito y cableado de modulación para que el potenciómetro manual quede en paralelo con el presostato modulante. Se deja cable de reserva cerca del contactor del ventilador de combustión para habilitar un enclavamiento con el modulador de modo que no abra la compuerta hasta que se complete el arranque estrella-triángulo, esto para evitar una sobrecarga en el motor del ventilador. Para concluir con esta opción se recomienda habilitar un block de contacto auxiliar. N.O en el contactor triángulo para concretar la opción.

Se observó que en ocasiones el modulador giraba por debajo del rango mínimo de trabajo, se revisó el equipo el cual es de los modelos nuevos y este no presentó falla, probablemente fue el conexionado original, porque luego del recableado indicado en el punto anterior ya no se observó tal anomalía.

Figura 15

Selector de modulación y potenciómetro



Fuente: Área de mantenimiento

Figura 16

Bornera de conexión a modutrol y presostato modulante



Fuente: Área de mantenimiento

Figura 17

Imagen de Modutrol



Fuente: Área de mantenimiento

CALDERA JOHANN STAHL N° 06 DE 600 BHP

Se inspecciono la caldera pirotubular a vapor y se encontró que la caldera tiene elementos de quemador de una caldera Distral, específicamente la boquilla y accesorio de modulación que se acondicionó sobre el quemador. El diseño mecánico del equipo principal no permite la visión sobre la llama que se forma en el hogar de combustión por el lado posterior, por lo que no se puede apreciar la llama para mayor referencia del estado salvo el color de los gases que se emite por la chimenea.

La mejora de regulación de combustión se realizó mediante reajuste de ingreso inicial de la compuerta de aire y se reajusto la tuerca de la rótula para reducir el traslape mecánico , pero no se pudo eliminar el juego mecánico adicional por desgaste interno de la rótula.

Observaciones

- Se detecto desgaste mecánico en rotula de acoplamiento con brazo de la compuerta de aire de combustión, se recomendó reemplazarla.
- Estas rotulas son de uso automotriz y debe ser con rosca milimétrica fina de 10 mm.
- Falta copla de ½' y el tapón macho para toma de medición de gases de combustión.
- Visor de llama posterior no cumple con el objetivo para visualizar la llama del hogar para inspecciones y regulación.
- Se observa paradas repentinas del equipo en pleno funcionamiento y se reinicia automáticamente, debe existir algún punto de control en falso contacto, se recomienda revisión.
- La fotocelda se bloquea por llama detectada en el ciclo de reencendido del quemador, se recomienda revisar dicha anomalía, muy riesgoso en caso se apague la llama en funcionamiento y la fotocelda queda detectando llama y por consiguiente habilita al programador a seguir inyectando petróleo al hogar de la caldera.

4.4 MEDICIONES DE EFICIENCIA POSTERIOR A LA REGULACION DE COMBUSTION

Tabla 19

Caldera Distral N.º 03 de 700 BHP

DISTRAL N° 03	Régimen de combustión 100%
VARIABLES DE MEDICIONES	Después
Temp. gases de combustión	216
Oxígeno	6.2
CO	5.3
CO ₂	10.2
Eff. combustión	87.5
E.A	43.1
Temp.Amb	38.10

Fuente: Elaboración propia

CÁLCULOS DE LA EFICIENCIA TÉRMICA POSTERIOR A LA REGULACIÓN DE COMBUSTIÓN

Tabla 20

Calderas a vapor de 700 BHP

Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 700 BHP a régimen de llama de combustión 100%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	9.2438	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	216	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	38.1	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO ₂]	10.2	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WÁTER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.8450	Combustible	[H ₂ O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H ₂ O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	38.1		0.1	
Gas temperature	Tg	216			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.002753	Combustible	k	PCS(kJ/kg)

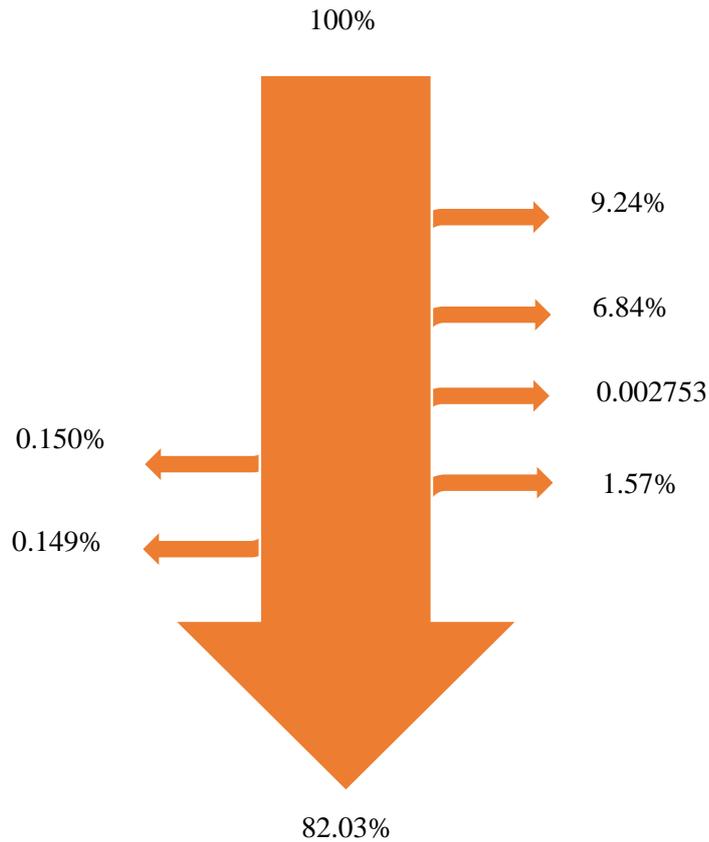
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.00053	G.L.P		
Carbon dioxide	[CO2]	10.2	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSSES DUE TO UNBURNED SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	1.57			
Índice de Bacharach	B	3			
CONVECTION LOSSES					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.15042	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	12.911	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.004644	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	47	Tsg	150	
Room temperature	Ta	38.1			
Wind speed	v	0.3			
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.1499	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	12.8674	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	6867	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	700	BHP		
RADIATION LOSSES					
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	45.48	Ag(m ²)	10.13	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.03415668	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg	150	
Temperatura ambiente	Ta	38.38			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i)=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	$\Sigma(P_i)$	17.963	%		

THERMAL EFFICIENCY								
Eficiencia =100-Σ(Pi)		n	82.03	%				

Diagrama de Sankey de pérdidas y eficiencia térmica de caldera N.º 03 700 BHP marca Distral.

Figura 18

Diagrama de Sankey de caldera a vapor N.º 03 Distral 700 BHP-Posterior a regulación



De la figura 9, en el diagrama de Sankey vemos que la pérdida de mayor magnitud de encuentra siempre en los gases de combustión con un valor moderado de 9.24% este valor se da posterior a la regulación y es el resultado de la mejora que se obtiene debido a la revisión y mantenimiento del quemador.

Tabla 21

Caldera Distral N.º 04 de 800 BHP

DISTRAL N° 05	Régimen de combustión 100%
VARIABLES DE MEDICIONES	Antes
Temp. gases de combustión	209.0
Oxigeno	8.3
CO	5.6
CO ₂	10.36
Eff. combustión	88.6
E. A	25.4
Temp.Amb	31.4

Tabla 22

Determinación de eficiencia térmica de caldera piro tubular N° 04 800 BHP en régimen 100% (posterior a regulación de combustión)

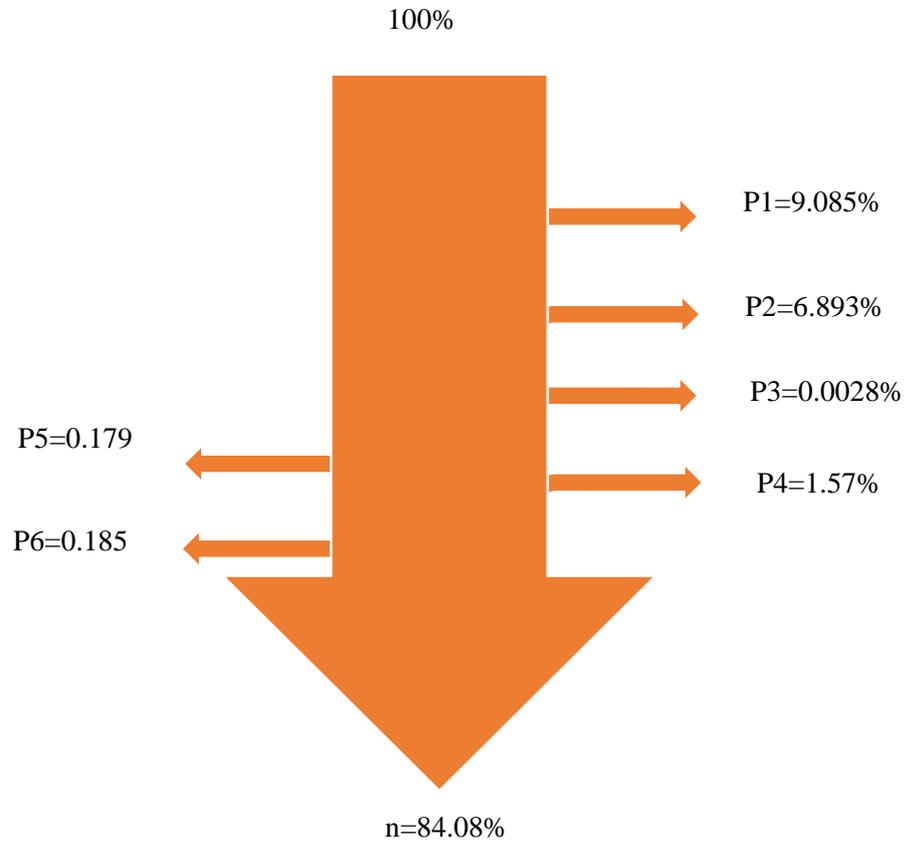
Cálculo de eficiencia térmica caldera piro tubular de 800 BHP a régimen de llama de combustión 100%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	9.085	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	206	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	28.4	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO ₂]	10.36	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WÁTER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.893	Combustible	[H ₂ O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H ₂ O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	28.4		0.1	
Gas temperature	Tg	206			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.002864	Combustible	k	PCS(kJ/kg)
Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.00056	G.L.P		

Carbon dioxide	[CO2]	10.36	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOST BY UNBURNT SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	1.57			
Índice de Bacharach	B	3			
CONVECTION LOSS					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.1797	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	17.6325	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	7848	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	46.2	Ag(m ²)	11.5	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.0060479	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	54	Tsg	135	
Room temperature	Ta	28.4			
Wind speed	v	0.3			
Pérdidas por radiación					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.1851	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	18.161	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	7848	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	800	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	51.2	Ag(m ²)	15.46	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.1558	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	44	Tsg	150	
Temperatura ambiente	Ta	28.4			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$	17.917	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia = 100- $\Sigma(P_i)$	n	84.08	%		

Diagrama de Sankey de pérdidas y eficiencia térmica de caldera N° 04 800 BHP marca Distral,

Figura 19

Diagrama de Sankey de caldera a vapor N° 04 Distral 800 BHP-Posterior a la regulación



De la figura 10 , el diagrama de Sankey presenta una mejora de eficiencia final del generador de vapor pirotubular N° 04 Distral 800 BHP, la eficiencia mejoro debido a la intervención, revisión y mantenimiento aplicado.

Cálculo de la nueva eficiencia térmica de Caldera Distral N° 06 de 600 BHP

Tabla 23

Datos de combustión Caldera JOHANN STAHL N° 06 de 600 BHP (Posterior a regulación).

Johann Stahl N.º 06 -600BHP	Régimen de combustión 100%
VARIABLES DE MEDICIONES	Antes
Temp. gases de combustión	216
Oxígeno	8.1
CO	36.3
CO2	13.0
Eff. combustión	87.3
E.A	26.7
Temp.Amb	30.4

De la tabla 23, se observa que la temperatura de gases de combustión se ha reducido a 216°C y la tasa de dióxido de carbono se incremento a 13% por lo que estos datos influirán en la nueva eficiencia térmica a determinar a continuación.

Tabla 24

Cálculo de la nueva eficiencia térmica del caldero pirotubular JOHANN STAHL N° 06 de 600 BHP

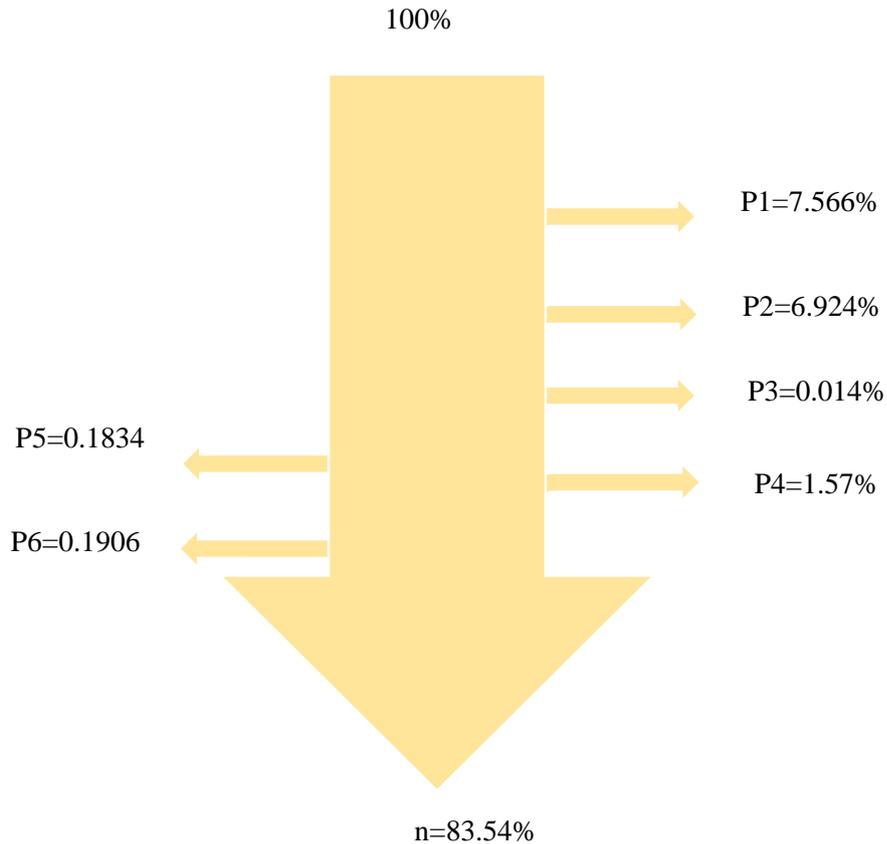
Cálculo de eficiencia térmica caldera pirotubular de 600 BHP a régimen de llama de combustión 100%					
SENSIBLE HEAT LOS IN DRY GASES					
$P_1 = k \frac{T_g - T_a}{[CO_2]}$	P1=	7.5667	Combustible	k	[H] (%)
Constant	k	0.53	Diesel 2	0.48	
Gas temperature	Tg	226	Residuales	0.53	
Room temperature	Ta	30.4	G.L. P	0.4	
Carbon dioxide	[CO2]	13	Gas Natural	35	
LOSS BY ENTHALPY OF WATER VAPOR IN GASES					
$P_2 = \frac{([H_2O] + 9[H])(2488 - 4.2T_a + 2.1T_g)}{PCS}$	P2	6.9246	Combustible	[H2O]	PCS (kJ/kg)
Fuel moisture	[H2O]	0.1		0	45329
Hydrogen fuel	[H]	11.5	Residual 500	0	
Room temperature	Ta	30.4		0.1	
Gas temperature	Tg	226			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSS DUE TO UNBURNED GASES					
$P_3 = \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]}$	P3	0.014672	Combustible	k	PCS(kJ/kg)

Constant	k	53	Diesel 2	53	45329
Carbon monoxide	[CO]	0.00036	G.L.P		
Carbon dioxide	[CO2]	13	Gas Natural		
Lower calorific value	PCI	41889.2			
Higher calorific value	PCS	42099			
LOSSES DUE TO UNBURNED SOLIDS					
$P_4 = 0.14B^2 + 0.08B + 0.07$	P4	1.57			
Índice de Bacharach	B	3			
RADIATION LOSSES					
$P_5 = 80 \frac{Q_{P5}}{W_C}$	P5	0.1834	%		
$Q_{P5} = h_{cf} * A_f(T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g(T_{sg} - T_a)$	Qp5	13.4959	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	5886	kW		
Nominal Power of the boiler	BHP	600	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Area o surface	Af(m ²)	43.1	Ag(m ²)	9.82	
$h_c = 1.973 * 10^{-3} (T_s - T_a)^{0.25} (2.857v + 1)^{0.5}$	hcf	0.005796	hcg	0.00874	
Surface temperatura	Tsf	52	Tsg	135	
Room temperature	Ta	30.4			
Wind speed	v	0.3			
Radiation losses					
$P_6 = 80 \frac{Q_{P6}}{W_C}$	P6	0.19064	%		
$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$	Qp6	14.0269	kW		
Wc=9.81*BHP	Wc	5886	kW		
Potencia nominal del Caldero	BHP	600	BHP		
	Sobre fluido		Sobre gases		
Área de la superficie	Af(m ²)	43.1	Ag(m ²)	9.82	
$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} \epsilon [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$	qrf	0.1314	qrg	1.1078	
Temperatura de la superficie	Tsf	52	Tsg	128	
Temperatura ambiente	Ta	30.4			
Emisividad	e	0.85			
$\Sigma(P_i) = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	$\Sigma(P_i)$	16.45	%		
THERMAL EFFICIENCY					
Eficiencia = 100 - $\Sigma(P_i)$	n	83.54	%		

Diagrama de Sankey de pérdidas y eficiencia térmica de caldera N° 06 -600 BHP JOHANN STAHL, posterior a la regulación de combustión.

Figura 20

Diagrama de Sankey de caldera a vapor N.º 06 JOHANN STAHL -600 BHP-Posterior a regulación



De la figura 11, del diagrama de Sankey se observa que la eficiencia mejora hasta 83.54% evidenciando que la intervención al generador de vapor , mejoro las condiciones de combustion , específicamente la revisión del quemador y los ajustes en sus mecanismo(reajuste de ingreso inicial de la compuerta de aire y se reajusto la tuerca de la rótula para reducir el traslape mecánico).

4.5 IMPACTO AMBIENTAL DE CALDERAS PIROTUBULARES

El control y monitoreo de emisiones de gases por chimenea se analizó mediante la NTP.350.301.2009.

Tabla 25

Registro de medidas de CO₂(%), para calderas pirotubulares a vapor en régimen de llama a 100%

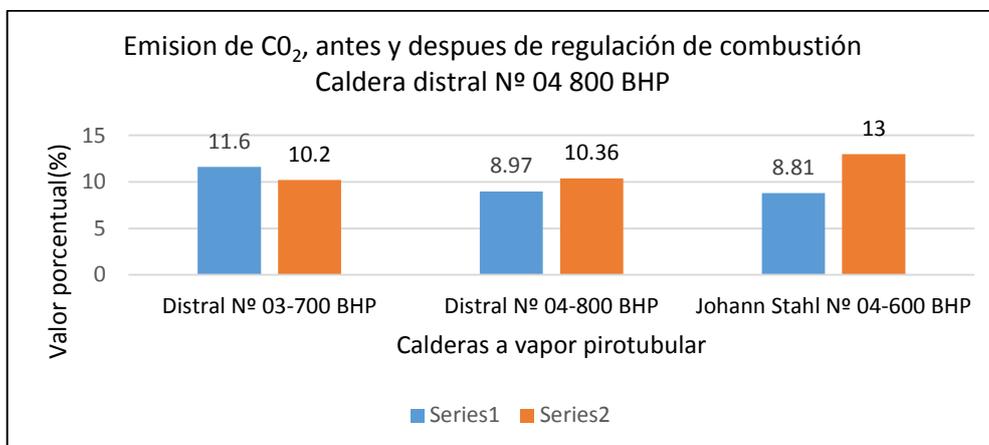
Calderas a vapor	Antes de regulación		Posterior a regulación		Impacto Ambiental según NTP.350.301.2009 Antes de regulación	Impacto Ambiental según NTP.350.301.2009 Después de regulación	Resultado
	CO ₂ (%)	CO(ppm)	CO ₂ (%)	CO(ppm)			
Distral N° 03-700 BHP	11.60	6	10.2	5.3	$11.60 * 1.25 = 14.5 \text{ mg/Nm}^3$	$10.2 * 1.25 = 12.75 \text{ mg/Nm}^3$	Si cumple
Distral N° 04-800 BHP	8.97	6	10.36	5.6	$8.97 * 1.25 = 11.21 \text{ mg/Nm}^3$	$10.36 * 1.25 = 11.21 \text{ mg/Nm}^3$	Si cumple
Johann Stahl N° 04-800 BHP	8.81	55	13.0	8.1	$8.81 * 1.25 = 11.01 \text{ mg/Nm}^3$	$13.0 * 1.25 = 16.25 \text{ mg/Nm}^3$	Si cumple

De la tabla 25, en el análisis del proceso de combustión se espera que a medida que el valor del dióxido de carbono aumenta relativamente controlado en el proceso de mejora de combustión, el monóxido de carbono debe reducir su presencia en la combustión, en este sentido solo en la caldera Distral N° 03 -700 BHP la tasa de dióxido de carbono disminuye ligeramente, esperándose que este más bien, aumente pero la tasa de monóxido si disminuye ligeramente desde 6ppm a 5.3, por lo que interpretamos que pudo existir cierta anomalía en el proceso de medición.

Sin embargo, en los casos siguientes de análisis de combustión para las calderas a vapor N° 04 -800 BHP y Johann Stahl de 600 BHP, si existe un ligero incremento del dióxido de carbono y una ligera reducción del monóxido de carbono y en todos los casos sus impactos ambientales están dentro de los límites máximo permisibles que exige la NTP. 350.301.2009.

Gráfica 11

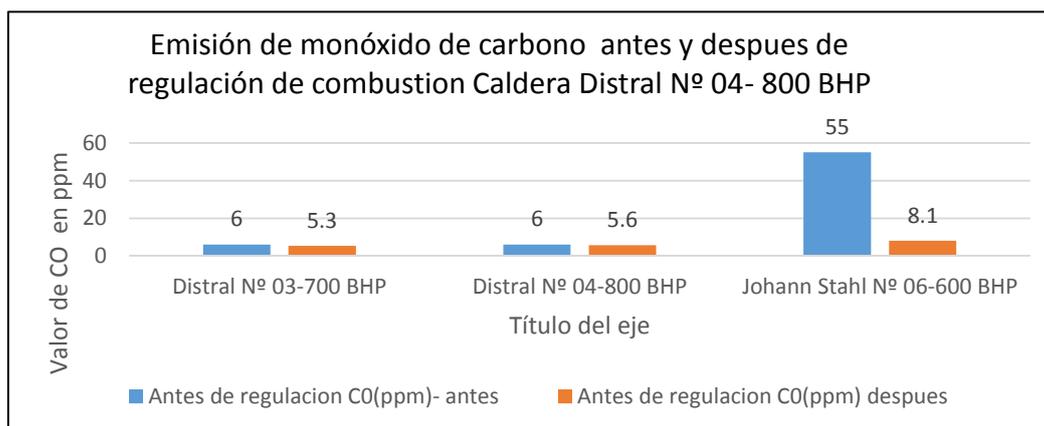
Emisiones de dióxido de carbono de calderas N.º 04- 700 BHP, Caldera N.º 03- 800 BHP y Caldera N.º 06 JOHANN STAHL 600 BHP



Emisiones de monóxido de carbono de calderas N.º 04- 700 BHP, Caldera N.º 03- 800 BHP y Caldera N.º 06 JOHANN STAHL 600 BHP, se observa que para los generadores de vapor pirotubulares Distral N.º 04 de 8020 BHP y la Johann Stahl N.º 04 de 600 BHP se incrementan ligeramente desde 8.97 a 10.36 y de 8.81 a 13 respectivamente , este resultado señala que este ligero incremento señala una combustión que mejora, esto indica una menor tasa de dióxido de carbono que esta relacionada a baja eficiencia de combustión.

Gráfica 12

Emisiones de monóxido de carbono antes y después de la regulación (caldera Distral N.º 04-800 BHP).



De la gráfica 12 se deduce los niveles se observa que la caldera Distral N.º 03 700 bhp y Distral N.º 04 800 BHP mantienen un nivel de monóxido de carbono controlado de 5.3 y 6 ppm sin embargo la caldera Johann Stahl muestra niveles muy elevados con valor de 55 ppm cuyo efecto de regulación mejoró sus niveles de emisión a 8.1 ppm, respectivamente.

5. DISCUSIONES DE RESULTADOS

- Respecto al trabajo de Atiencia, L (2001), en las condiciones de operación obtiene una eficiencia energética inicial de 80% y al ejecutar el programa de mantenimiento y regulación de combustión , alcanza mejoras de una mejora de eficiencia térmica de 82% a 85.3%.Sin embargo en la presente investigación al intervenir el sistema del quemador de las calderas de marca Distral N.º 03 de 700 BHP , Distral N.º 04 de 800 BHP se realizaron las pruebas al regulador de vapor de atomización y el mantenimiento inmediato por lo que la eficiencia inicial de la calderas Distral N.º 03 de 700 BHP , Distral N.º 04 de 800 BHP estaban en 80.16%, 77.48% y 78.095% para la caldera a vapor Johann Stahl N.º 06 de 600 BHP .
- Respecto a los resultados mostrado por Orozco, B(2016), para buscar una reducción en los niveles de NO_x, y realizaría 10 ajustes en un periodo de 03 meses variando los ángulos de alabes externos desde 60° hasta, 55°,70° y 50°, luego en los difusores retraídos de 7 pulgadas todos sus alabes se variaron a 60° en la fecha siguiente se empleó los difusores totalmente abiertos . Los resultados obtenidos indican que logró reducir los niveles de emisiones de NO_x, en 10% las emisiones de NO_x, Sin embargo, los resultados presentados en esta informe muestra que se realizaron ajustes en el quemador y que los niveles de emisiones de CO₂ y CO se mantuvieron por debajo de los límites máximos permisibles siendo este el valor 350 ppm para emisiones de CO.
- Respecto a Paredes, T. (2017), en su tesis titulada, al determinar las pérdidas de calor en los gases mediante el método indirecto de la NTP. 350.300.2001. Los resultados indican que la eficiencia es de 81.2993% y las pérdidas equivalen a 13.35% por pérdidas de entalpías de los gases residuales, 0.9152% por las pérdidas por inquemados gaseosos, 1.57% debido a la perdida por inquemados sólidos, 1.7629% por pérdidas por convección y 1.0825% por radiación , basada en la NTP.350.300.2001 con este rendimiento la caldera de 400 BHP desarrolla un calor útil de 3190.1845 kW ,para el presente informe luego de haber evaluado la eficiencia energética de las calderas a vapor N° 03 de 700 BHP de marca Distral así como la caldera N° 04 de 800 BHP marca Distral y la caldera N° 06 de marca Johann Stahl N° 06 de 600 BHP , se obtuvieron eficiencias térmicas iniciales antes de la regulación de combustión de 80.16% ; 77.48% y 78.48% posterior a la regulación se obtuvo 82.03% , 82.08 y 83.54% respectivamente.
- Redhead, J (2019), en su tesis titulada, señala una eficiencia energética 77.08%, ocasionadas por las pérdidas de energía en el caldero un 22.92% del calor total perdido. Las perdidas más

altas se dieron en gases de escape de chimenea con 1918.455 kW (16.13%), seguido de la pérdida por purga 368 kW (3.10%), pérdida por combustión incompleta 181.03 kW (1.52%), pérdida por hollín 162kW (1.36%), pérdida por convección 56.50 kW (0.47%) y pérdida por radiación 40.52 kW (0.34%). Sin embargo las proporciones de pérdidas de calor por tipo según la NTP.350.300.2008 varían de forma similar por ejemplo en el caso de la Caldera N° 03 Distral de 700 BHP antes de la regulación se tuvo $P_1=8.82\%$, $P_2=6.83\%$, $P_3=0.0013\%$, $P_4=2.63\%$, $P_5=0.12\%$ y $P_6=0.30\%$, posterior a la regulación se obtuvo $P_1=9.24\%$, $P_2=6.84\%$, $P_3=0.0017\%$, $P_4=1.57\%$, $P_5=0.15\%$ y $P_6=0.14\%$, asimismo en las demás calderas a vapor los valores rondaron en las mismas proporciones obteniéndose finalmente eficiencias mejoradas de 80.03%, 82.08% y 83. 54% respectivamente.

CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Al inicio la eficiencia de la caldera a vapor N° 03 marca Distral de 700 BHP es de 80.16%, en la caldera a vapor N° 04 de 800 BHP marca Distral es de 77.48% y la caldera N°. 06 a vapor Johann Stahl de 600 BHP es de 78.095%
- Se optimizó la combustión de la caldera a vapor N.º 03 Distral de 700 BHP observándose emisiones de humo a fuego mínimo y variaciones de presión de atomización, se procedió a desmontar y revisar el regulador de vapor de atomización y se regulo los parámetros de combustión, para la caldera a vapor N°04 de 800 BHP se revisó el sistema quemador y en el proceso de mediciones no se conseguía elevar al régimen de llama a 100% , se realizó una modificación al circuito y cableado de modulación para que el potenciómetro manual quede en paralelo con el presostato modulante, de manera que se corrigió el defecto pudiéndose desarrollar la llama de combustión en su totalidad, para la caldera a vapor N° 06 Johann Stahl de 600 BHP , en la inspección se detectó partes ensambladas de otra caldera por lo cual luego se procedió a regular la entrada de aire y se reajustó la tuerca de la rótula , se detectó desgaste interno en la rótula y se decidió incrementar la presión de petróleo de 40 a 50 psi.
- Posterior a la regulación de combustión de las calderas a vapor ,para la caldera N° 03 Distral de 800 BHP se obtuvo los siguientes perdidas $P_1=9.24\%$, $P_2=6.84\%$, $P_3=0.0017\%$, $P_4=1.57\%$, $P_5=0.15\%$ y $P_6=0.14\%$, para la caldera N° 04 Distral de 800 BHP, se obtuvo $P_1=9.085\%$, $P_2=6.893\%$, $P_3=0.0028\%$, $P_4=1.57\%$, $P_5=0.179\%$ y $P_6=0.185\%$ y para la caldera a vapor N° 06 Johan Sthall de 600 BHP se obtuvieron $P_1=7.56\%$, $P_2=6.92\%$, $P_3=0.014\%$, $P_4=1.57\%$, $P_5=0.1834\%$ y $P_6=0.1906\%$ aplicando el método indirecto de la NTP.350.300.2002.
- El impacto ambiental por emisiones de gases de combustión registrado para dióxido de carbón y monóxido se muestran entre los rangos de valores dentro de los limites permisibles como se indican para la caldera N° 04 Distral de 700 BHP, se obtuvo $CO_2=11.60\%$ y posterior se obtuvo 10.2 % para $CO=6$ ppm y posterior a regulación 5.3ppm, luego para la caldera a vapor N° 03 Distral de 800 BHP se obtuvo $CO_2=8.97\%$ y posterior se obtuvo 10.36% para $CO=6$ ppm y posterior 5.6ppm y para la caldera a vapor Johann Stahl N° 06 de 600 BHP se obtuvo $CO_2=8.81\%$ y posterior 13.0 % y para $CO=55$ ppm y posterior a la regulación 8.1 ppm, en

este caso los valores registrados no exceden las exigencias, siendo el valor máximo permisible el CO=350 ppm.

- La regulación de llama de combustión influye en la obtención de mejora de eficiencia térmica de la caldera N°03 de 700 BHP marca Distral a régimen de llama al 100% , desde 70.16% hasta una eficiencia de 82.03%, para la caldera N° 04 de 800 BHP Distral con régimen de llama al 100% su eficiencia mejora desde 77.48% hasta 84.08% y de la caldera N° 06 Johann Stahl la eficiencia mejora desde 78.095 hasta una eficiencia de 83.54% por lo que se da cumple la hipótesis planteada en la investigación.

5.2. RECOMENDACIONES

- Realizar reemplazos de los componentes mecánicos de regulación en el caldero N° 06 de 600 BHP.
- Mantener la periodicidad estricta del mantenimiento
- Revisar periódicamente, cada 3 meses el sistema de alimentación de combustible, entre estos los filtros.

CAPITULO VI: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aguilar Tucubal, M. A. (2015). Estudio de la eficiencia energética y de combustión de una caldera utilizada en una planta de fabricación de alimentos y propuesta para incrementar la eficiencia de operación (Doctoral dissertation, Universidad de San Carlos de Guatemala).
- Aguirre, E. J. L. (2011). Soluciones de eficiencia energética en instalaciones de combustión. *El Instalador*, 30(487), 5-10.
- Andrade, T., & Fernando, O. (2021). Evaluación de la caldera pirotubular de 150 Bhp en la Industria Lechera Floralp SA. Link <https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/4108>
- Atiencia Teneda, L. M. (2001). Estudio y análisis de eficiencia de un quemador de fuel oil N. 6, con calentamiento del aire de pulverización para un caldero de 300 BPH. Ed Bachelor's thesis.
- Baltodano Salgado, F. D. L. Á., Sevilla Cruz, H. U., & Aguirre Vásquez, L. J. (2021). Evaluación del sistema de generación de vapor del Hospital Escuela San Juan De Dios Estelí, para la presentación de propuestas de alternativas de mejoras del sistema, durante el periodo II semestre 2020 (Doctoral dissertation. Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua, Managua.)
- Barrera Puigdollers, M. C., Castelló Gómez, M. L., Betoret Valls, N., & Pérez Esteve, E. (2018,). *Principios básicos de la combustión. Ed Rumen.*
- Índice De Consumo Energético En El Hospital Regional Docente “Las Mercedes”, Chiclayo, Lambayeque 2016 (tesis doctorado, universidad cesar vallejo) <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/33245>
- López Torres Sánchez, R. A. (2017). Evaluación Técnica Económica Para Reducir El
- Matta, B., & Ebert, W. (2018, 12 de septiembre). Influencia de los parámetros de operación en el rendimiento de la caldera pirotubular en una planta de harina, 2017. <https://core.ac.uk/outputs/231098781/>
- Mercado, T. V. P. (2017). Propuesta de mejora en caldera APIN pirotubular de 400 BHP en base a análisis energético indirecto para aumentar el rendimiento en la fábrica Vitapro SA. *Innovacion en ingeniería*, 3(1),155.
- Orozco Barrera, B. A. (2016). Ajuste de los parámetros de combustión en la caldera de la Compañía Eléctrica de Sochagota SAESP-Termopaipa iv para buscar una reducción en los niveles de NOx. (Tesis de maestría, Universidad pegagógica y tecnológica de Colombia)

ANEXOS

Anexo 02

Tabla de tubería de conducción

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	SCHEDULE 80				SCHEDULE 40			
		D.I	E.P	P.M.P	PESO	D.I	E.P	P.M.P	PESO
pulg	mm	mm	mm	P.S.I	Kg/m	mm	mm	P.S.I	Kg/m
14	355.60	317.60	19.00	7125.00	157.54	333.40	11.10	6880.17	94.31
12	323.85	288.89	17.48	7094.16	132.07	303.23	10.31	6836.99	79.71
10	273.05	242.87	15.09	7033.87	96.00	254.51	9.27	6760.7	60.24
8	219.08	193.88	12.70	6952.55	64.64	202.72	8.18	6682.02	42.49
6	160.2	140.34	10.97	6873.43	42.55	154.06	7.11	6675.22	26.26
5	141.30	122.24	9.53	6787.75	30.97	128.2	6.55	6606.02	21.77
4	114.30	97.10	8.56	6715.48	22.33	102.26	6.02	6431.62	16.08
3	88.90	73.66	7.62	6629.93	15.20	77.92	5.49	6344.38	11.29
2 1/2	73.03	59.01	7.01	6563.67	11.41	62.71	5.16	6202.47	8.64
2	60.33	49.25	5.54	6353.21	7.49	52.51	3.91	5972.71	5.44
1 1/2	48.26	38.10	5.08	6266.45	5.41	40.90	3.60	5897.44	4.05
1 1/4	42.16	32.46	4.85	6217.95	4.46	35.04	3.56	5855.26	3.39
1	33.40	24.30	4.55	6148.65	3.23	20.64	3.30	5787.67	2.50
3/4	20.07	10.85	3.91	5972.51	2.20	20.93	2.87	6582.02	1.08
1/2	21.34	13.88	3.73	5914.38	1.62	15.80	2.77	5510.61	1.26
3/8	17.15	10.75	3.20	5714.29	1.10	12.53	2.31	5234.14	0.85
1/4	13.72	7.60	3.02	5634.33	0.80	9.24	2.24	5106.10	0.63

FLUENCIA=30000
SIN COSTURA

TABLA N 02

Referencia de fuente

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz,S.

Anexo 03

Tubería de alta presión

DIAMETRO EXTERIOR		ASTM 192			ASTM 179		
		D.I	E.P	P.M.P	D.I	E.P	P.M.P
pulg	mm	mm	mm	P.S.I	mm	mm	P.S.I
4	101.6	94.4	3.6	5086.96	94.4	3.6	5086.96
3	76.2	69.8	3.2	4952.39	69.2	3.2	4952.38
2 1/2	63.5	57.5	3	4876.00	56.5	2.9	4833.33
2	50.8	45.0	2.9	4833.33	45	2.9	4833.33
1 1/2	38.1	32.9	2.6	4694.44	34.1	2.0	4333.33
1 1/4	25.4	19.6	2.0	4333.33	21.4	2.0	4333.33

LEYENDA:

D.I: DIAMETRO INTERIOR

E.P: ESPESOR DE PARED

P.M.P: PRESION MAXIMA PERMITIDA

Referencia de fuente

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz,S.

Anexo 04

Tabla de tubería por número de catalogo

Tamaño tubo Nominal-pulg	Diámetro exterior- pulg	Espesor de las paredes en pulgadas según número de catalogo									
		10	20	30	40	60	80	100	120	140	160
1/8	0.405				0.068		0.095				
1/4	0.540				0.088		0.119				
3/8	0.675				0.091		0.126				
1/2	0.840				0.109		0.147				0.187
3/4	1.050				0.113		0.154				0.218
1	1.315				0.113		0.179				0.25
1 1/4	1.660				0.14		0.191				0.281
1 1/2	1.900				0.145		0.2				0.343
2	2.375				0.154		0.218				0.375
2 1/2	2.875				0.203		0.276				0.437
3	3.500				0.216		0.3				
3 1/2	4.000				0.226		0.318				
4	4.500				0.237		0.337		0.437		0.531
5	5.563				0.258		0.375		0.5		0.625
6	6.625				0.280		0.432		0.562		0.718
8	8.625		0.250	0.277	0.322	0.406	0.5	0.593	0.718	0.812	0.906
10	10.75		0.250	0.307	0.365	0.500	0.593	0.718	0.843	1	1.125
12	12.75		0.250	0.330	0.406	0.562	0.687	0.843	1	1.125	1.312
14	14.00	0.250	0.312	0.375	0.437	0.593	0.75	0.937	1.062	1.25	1.406
16	16.00	0.250	0.312	0.375	0.500	0.656	0.843	1.031	1.218	1.437	1.562
18	18.00	0.250	0.312	0.437	0.562	0.718	0.937	1.156	1.343	1.562	1.75
20	20.00	0.250	0.375	0.500	0.593	0.812	1.031	1.25	1.5	1.75	1.937
24	24.00	0.250	0.375	0.562	0.687	0.937	1.218	1.5	1.75	2.062	2.312
30	30.00	0.312	0.500	0.625							

Referencia de fuente

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz.S.

Anexo 05

Normas y especificaciones para tuberías de planta de fuerza

TABLA .14.1 Morse

	hasta(°C)	Material	ESPECIFICACIONES ASTM	Reg. Asa Kg/cm2 MAX	Esfuerzo Max permisible Kg/cm2					
					121 (°C)	232 (°C)	343 (°C)	454 (°C)	538 (°C)	
1	232	acero al carbón	A-120 soldado para hogar y estirado sin costura	8.79	439	401				BW
				8.79	591	534				LW
				8.79	731	675				S
			17.58	A-135 soldado por fusión	647	591				FW-A
					810	742				FW-B
2	243	acero al carbón	A-135 soldado por fusión de servicio semejante A-53	28.12	717	717	717			RW-A
					896	896	896			RW-B
3	399	acero al carbón	A-53 Tubo forjado usos generalas soldadas y sin costura	soldado	475	475	475			BW
				17.38	633	633	633			LW
				sin costura	844	844	844			S-A
				28.12	1055	1055	1055			S-B
		17.58	hierro Dulce A-72 Hierro forjado	422	422	422			B-W	
541	496			450			L-W			
4	454	acero al carbón	A-106 semejante fabricado con Req Establecido	105.4	841	814	844	503		S-A
					1055	1055	1055	548		S-B
5	482	acero-cromo	A-206 Alta temp sin costura	105.4	967	967	967	925		S
6	649	acero Cr-Mo	A-280 costo con bajo cromo	105.4	967	967	967	925		S
					1055	1055	1055	1012	548	S 1%Cr
			105.4	A-158 sin costura aleación rica en cromo	1055	1055	1055	984	436	S 2%Cr
					1055	1055	1055	872	513	S 3%Cr

Referencia de fuente

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz,S

Anexo 06 Tabla de dilatación por acción de temperatura

Temperatura (°C)	Acero al carbono mm/10m	Acero 12%cr mm/10m	Materiales Acero inox. 18/8mm/10m	Hierro dúctil mm/10m	Cobre mm/10m
-30	-4.99	-5.05	-7.79	-4.54	-7.16
-25	-4.44	-4.49	-6.92	-4.04	-6.38
-20	-3.90	-3.94	-6.05	-3.53	-5.59
-15	-3.35	-3.38	-5.19	-3.03	-4.79
-10	-2.8	-2.82	-4.32	-2.52	-4.00
-5	-2.24	-2.26	-3.46	-0.02	-3.20
0	-1.69	-1.69	-2.59	-1.51	-2.41
5	-1.13	-1.13	-1.33	-1.01	-1.61
10	-0.56	-0.57	-0.86	-0.50	-0.8
15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	0.57	0.57	0.86	0.50	0.81
25	1.14	1.13	1.73	1.01	1.61
30	1.71	1.70	2.59	1.51	2.42
35	2.29	2.27	2.46	2.02	3.24
40	2.86	2.84	4.32	2.52	4.05
45	3.44	3.42	5.18	3.21	4.87
50	4.03	3.99	6.05	3.75	5.68
55	4.61	4.56	6.91	4.28	6.50
60	5.2	5.14	6.78	4.82	7.33
65	5.79	5.72	8.64	5.36	8.15
70	6.39	6.29	9.50	5.89	8.98
75	6.98	6.87	10.37	6.43	9.80
80	7.58	7.45	11.23	6.96	10.63
85	8.18	8.03	12.09	7.50	11.47
90	8.79	8.62	12.95	8.03	12.30
95	9.39	9.20	13.82	8.57	13.14
100	10.00	9.78	14.68	9.10	13.97
110	11.23	10.96	16.41	10.53	15.66
120	12.47	12.13	18.13	11.64	17.35
130	13.72	13.32	19.85	12.75	19.04
140	14.97	14.50	21.58	13.86	20.75
150	16.24	15.69	23.3	14.97	22.46
160	17.52	16.89	25.02	16.60	24.19
170	18.81	18.08	26.75	17.74	25.92
180	20.11	19.29	28.47	18.89	27.65

Referencia de fuente

190	21.43	20.50	30.19	20.03	29.40
200	22.75	21.71	31.91	21.18	31.15
210	20.8	23.04	33.63	23.38	
220	25.42	24.28	35.35	24.58	
230	26.78	25.53	37.07		
240	28.14	26.78	38.79		
250	29.52	28.04	40.51		
260	30.9	29.3	42.23		
270	32.3	30.57	43.94		
280	33.7	31.55	45.66		
290	35.12	33.13	47.38		
300	36.55	34.42	49.09		
310	37.98	35.71	50.81		
320	39.43	37.01	52.53		
330	40.89	38.32	54.24		
340	42.36	39.63	55.95		
350	43.84	40.94	57.67		
360	45.33	42.96	59.38		
370	46.383	43.59	61.10		
380	48.35	44.93	62.81		
390	49.87	46.27	64.52		
400	51.4	47.61	66.23		
410		48.96	67.94		
420		50.32	69.66		
430		51.68	71.37		
440		53.05	73.08		
450		54.43	74.79		
460		55.81	76.49		
470		57.19	78.2		
480		58.58	79.91		
490		59.98	81.82		
500		61.38	83.33		

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz,S

Anexo 07

Cuadro de velocidades media de conducción

SERVICIO	METRO/MIN	PIE/MIN
SERVICIO GENERAL DE AGUA	61-152	200-500
SERVICIOS VARIOS	91-183	300-600
TUBERÍAS DE DESCARGAS DE LAS BOMBAS	91-183	300-600
TUBERÍAS DE SUCCIÓN DE LAS BOMBAS	61-152	200-500
TUBERÍAS DE ALIMENTACIÓN A LAS CALDERAS	152-183	500-600
VAPOR SATURADO A ALTA PRESION	1839-3048	6000-8000
VAPOR SATURADO A BAJA PRESION	1219-1829	4000-6000
VAPOR RECALENTADO	3048-4572	10000-15000
VAPOR DE ESCAPE AL VACIO	6096-7315	20000-24000

Referencia de fuente

Tomado de Manual y texto de clase del curso Plantas consumidoras de energía, Dr. Quillos Ruiz,S

Servicios de Instrumentación y Combustión Industrial.
Héctor E. Herrera Pérez
RUC 10062556892
Mantenimiento de Instrumentación, Quemadores Industriales y Regulaciones de Combustión.

2.6.1.- Variables de operación del quemador a fuego máximo:

- Presión de petróleo a llama alta: 50 PSI.
- Temperatura de petróleo: 100°C.
- Presión de vapor de atomización:
- Termómetro gases salida chimenea:

2.6.2.- Registros de Mediciones de los Gases de Combustión de Caldera N° 6:
Analizador: Testo 320, V1.10, 03062254 / USA, Fuel: Oil #6.

Variable / Rango Medición:	Llama 50%	Llama 100%
Fecha: 28/04/2018 :	13:30:40 Hrs	13:33:06
T stack (°F) :	464.7	471.4
Oxygen (%) :	9.2	9.9
CO (ppm) :	56	55
CO Air Free (ppm) :	100	104
Eff gross (%) :	83.3	82.4
Excess air (%) :	73.9	84.5
CO2 (%) :	9.37	8.81
Ambient Temp (°F) :	85.6	84.9

2.6.3.- Observaciones:

- Se observa desgaste mecánico en rótula de acoplamiento con brazo de la compuerta de aire de combustión se recomienda reemplazar. Esas rotulas son de uso automotriz y debe ser con rosca milimétrica fina de 11 comprar según muestra.

Servicios de Instrumentación y Combustión Industrial.
Héctor E. Herrera Pérez
 RUC 10062556892
Mantenimiento de Instrumentación, Quemadores industriales y Regulaciones de Combustión.

2.3.1.- Variables de operación del quemador a fuego máximo:

- Presión de petróleo a llama alta: 50 PSI.
- Temperatura de petróleo: 102°C.
- Presión de vapor de atomización: 18.5 PSI.
- Termómetro gases salida chimenea: 222°C.

2.3.2.- Registros de Mediciones de los Gases de Combustión de Caldera Distral N° 3:
 Analizador: Testo 320, V1.10, 03062254 / USA, Fuel: Oil #6.

Variable / Rango Medición:	Llama Mín.	Llama 25%	Llama 50%	Llama 75%	Llama 100%
Fecha: 30/04/2018 :	12:13:54 Hrs	12:22:08	13:02:58	13:06:36	13:08:50
T stack (°F) :	343.6	386.2	417.0	437.0	444.6
Oxygen (%) :	1.7	4.2	5.7	7.2	6.4
CO (ppm) :	0	0	3	7	6
CO Air Free (ppm) :	0	0	4	11	9
Eff gross (%) :	90.4	88.9	87.5	86.2	86.5
Excess air (%) :	8.4	23.7	35.3	49.5	41.6
CO2 (%) :	15.34	13.35	12.16	10.96	11.60
Ambient Temp (°F) :	98.1	101.1	101.8	100.2	100.6

2.3.3.- Observaciones:

- Filtraciones de petróleo por el vástago de la válvula moduladora de petróleo.
- Leva con juego mecánico en el eje cuadro de acoplamiento con el motor modulador.
- Calentador de petróleo con filtraciones de petróleo a la cámara de vapor de calentamiento, se observa de residuos de petróleo por la purga de condensado.

2.4.- CALDERA DISTRAL N° 4 DE 800 BHP:

De acuerdo a la inspección inicial, también se observa emisiones de humo en la posición de llama baja, en variables del quemador se le dio mayor abertura inicial a la compuerta del aire de combustión para obtener combustión. Asimismo, al observar manchas oscuras en los bordes de la llama se desmontó y revisó la boquilla atomización, la cual presenta desgaste mecánico interno.

2.4.1.- Variables de operación del quemador a fuego máximo:

- Presión de petróleo a llama alta: 50 PSI.
- Temperatura de petróleo: 100°C.
- Presión de vapor de atomización: 24 PSI.
- Termómetro gases salida chimenea: 234°C.

2.4.2.- Registros de Mediciones de los Gases de Combustión de Caldera Distral N° 4:

Analizador: Testo 320, V1.10, 03062254 / USA, Fuel: Oil #6.

Variable / Rango Medición:	Llama Mín.	Llama 25%	Llama 50%	Llama 75%	Llama 100%
Fecha: 30/04/2018	: 11:09:21 Hrs	11:13:42	11:17:50	11:21:33	11:25:22
T stack (°F)	: 356.5	403.7	420.1	444.6	446.0
Oxygen (%)	: 1.0	3.7	6.3	10.2	9.7
CO (ppm)	: 0	0	2	20	19
CO Air Free (ppm)	: 0	0	3	39	35

Urb. Campoy, Mz. A2, Lt. 4A2.1, Etapa I, Lima 36, Lima, Correo: hherrerap@gmail.com
Celular: (+51) 999701710
Pág. 5