

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



TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

Diseño e implementación de un economizador para mejorar la eficiencia
energética de la caldera a vapor de 1500 bhp en la empresa Copeinca-
Chancay, 2022

Autores

Bach. Salinas Vásquez, Eduardo

Bach. Heredia Sánchez, Edinson Fernando

Asesor

Dr. Arangurí Cayetano, Denis Javier

DNI: 42009679

N° ORCID: 0000-0002-6119-2072

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 para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento a los objetivos propuestos y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado con 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) según la denominación siguiente:

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

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA
MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR
DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA-CHANCAY, 2022.**

Autores

Bach. Eduardo Salinas Vásquez

Bach. Edinson Fernando Heredia Sánchez

Asesor

Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano
Orcid: 0000-0002-6119-2072

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

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:

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA
MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR
DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA-CHANCAY, 2022.**

Autores

Bach. Eduardo Salinas Vásquez

Bach. Edinson Fernando Heredia Sánchez

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Mg. Héctor Domingo Benites Villegas

PRESIDENTE

DNI: 17821639

CÓD. ORCID: 0000-0002-8809-6371

Dr. Edgar Paz Pérez

SECRETARIO

DNI: 32978304

CÓD. ORCID: 0009-0001-6853-8144

Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano

INTEGRANTE

DNI: 42009679

CÓD. ORCID: 0000-0002-6119-2072

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m. del día jueves 27 de noviembre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 204-2025-UNS-CFI** de fecha 23 de mayo de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Héctor Domingo Benites Villegas | : | Presidente |
| ➤ Dr. Edgar Paz Pérez | : | Secretario |
| ➤ Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque | : | Accesitario |

Y según la **Resolución Decanal N.° 821-2025-UNS-FI** de fecha 17 de noviembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA - CHANCAY"**, presentado por los bachilleres: **SALINAS VÁSQUEZ EDUARDO**, con código de matrícula N.° 0201311027 y **HEREDIA SÁNCHEZ EDINSON FERNANDO**, con código de matrícula N.° 0201311020, bajo la asesoría del **Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano**, designado mediante Resolución Decanal N.° 085-2024-UNS-FI de fecha 19 de enero de 2024.

Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
HEREDIA SÁNCHEZ EDINSON FERNANDO	17	Bueno

Siendo las 11:40 a.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Dr. Edgar Paz Pérez
SECRETARIO


Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano
INTEGRANTE



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m. del día jueves 27 de noviembre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 204-2025-UNS-CFI** de fecha 23 de mayo de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Héctor Domingo Benites Villegas | : | Presidente |
| ➤ Dr. Edgar Paz Pérez | : | Secretario |
| ➤ Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque | : | Accesitario |

Y según la **Resolución Decanal N.° 821-2025-UNS-FI** de fecha 17 de noviembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA - CHANCAY"**, presentado por los bachilleres: **SALINAS VÁSQUEZ EDUARDO**, con código de matrícula N.° 0201311027 y **HEREDIA SÁNCHEZ EDINSON FERNANDO**, con código de matrícula N.° 0201311020, bajo la asesoría del **Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano**, designado mediante Resolución Decanal N.° 085-2024-UNS-FI de fecha 19 de enero de 2024.

Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
SALINAS VÁSQUEZ EDUARDO	17	Bueno

Siendo las 11:40 a.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Dr. Edgar Paz Pérez
SECRETARIO


Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano
INTEGRANTE

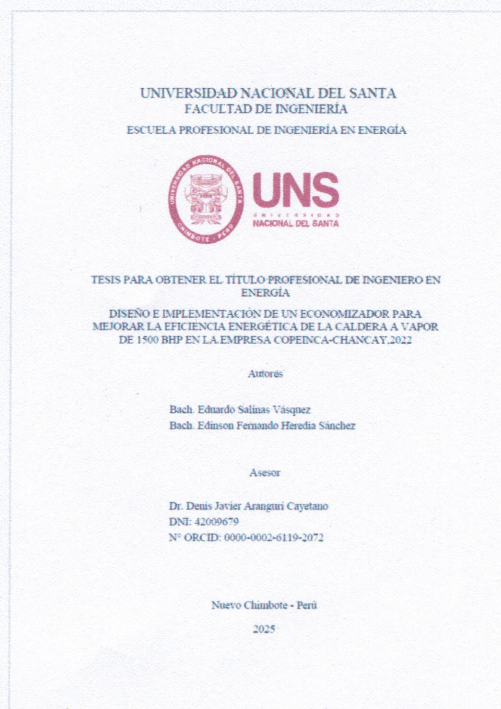


Recibo digital

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: Denis Javier Arangurí Cayetano
Título del ejercicio: Informe Final Tesis_Heredia-Salina
Título de la entrega: TESIS SALINAS Y HEREDIA.pdf
Nombre del archivo: TESIS_SALINAS_Y_HEREDIA.pdf
Tamaño del archivo: 3.47M
Total páginas: 154
Total de palabras: 23,965
Total de caracteres: 128,497
Fecha de entrega: 03-dic-2025 06:53p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2834706461



TESIS SALINAS Y HEREDIA.pdf

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%

INDICE DE SIMILITUD

24%

FUENTES DE INTERNET

4%

PUBLICACIONES

8%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

bibliotecadigital.udea.edu.co

Fuente de Internet

6%

2

repositorio.uns.edu.pe

Fuente de Internet

4%

3

hdl.handle.net

Fuente de Internet

2%

4

repositorio.uncp.edu.pe

Fuente de Internet

1%

5

repositorio.ucv.edu.pe

Fuente de Internet

1%

6

aningasergos.wordpress.com

Fuente de Internet

1%

7

qdoc.tips

Fuente de Internet

1%

8

repositorio.unjfsc.edu.pe

Fuente de Internet

1%

9

docplayer.es

Fuente de Internet

1%

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a Eduardo Salinas Eusebio y Gledis Vásquez More. También a mi Abuelita Geronima Eusebio que hace más de 2 años su ausencia aún persiste en mí y que le prometí sacar mi título antes de su partida.

Eduardo Salinas Vasquez

A Dios, por guiarme en cada paso de esta etapa académica y darme la fuerza para perseverar.

A mis padres, su amor y consejos han sido fundamentales en mi búsqueda de conocimiento. Cada sacrificio que hicieron por mi educación es invaluable. Mi éxito académico es un reflejo de su amor y guía.

Para mis cuatro increíbles hermanos, gracias por enseñarme que la vida es más divertida cuando hay compañía, los amo a cada uno.

Edinson Fernando Heredia Sánchez

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, mis Padres y hermano, el cual Señor todo Poderoso me bendijo de tenerlos y así me apoyen en toda mi etapa formativa.

A mi universidad, le hago llegar mi más sincero agradecimiento por haberme convertido en el profesional que soy.

Eduardo Salinas Vasquez

A Dios por ser mi fuente de fortaleza y entendimiento en este logro académico, por la vida de mis padres, por las bendiciones de mi vida y la hermosa oportunidad de estar y disfrutar a lado de las personas que me aman y las que yo amo en mi vida.

A mis padres, ustedes han sido siempre el motor que impulsa mis sueños y esperanzas, también expreso mi gratitud a mis hermanos, quienes supieron brindarme su tiempo para escucharme y apoyarme.

A la Universidad por abrirme las puertas y brindarme la oportunidad de avanzar en mi carrera profesional.

Edinson Fernando Heredia Sánchez

ÍNDICE GENERAL

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR	I
DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTOS	III
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ÍNDICE DE TABLAS	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
RESUMEN.....	X
ABSTRACT.....	XI
I. INTRODUCCION	2
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA	2
1.2. ANTECEDENTES	2
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	7
1.4. HIPÓTESIS	9
1.5. OBJETIVOS.....	9
1.5.1. Objetivo general.....	9
1.5.2. Objetivos específicos	9
II. MARCO TEORICO.....	11
2.1. CALDERA DE VAPOR	11
2.1.1. Clasificación De Calderas.....	11
2.1.2. Partes del generador de vapor pirotubular	13
2.2. SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR.....	15
2.2.1. Economizadores.....	15
2.2.2. Clasificación de economizadores	32
2.2.2.1. De acuerdo a las disposiciones geométricas.....	32
2.2.2.2. De acuerdo a la dirección del flujo de los gases en relación a los tubos	35
2.2.2.3. De acuerdo a la dirección relativa del flujo de gas y de agua:	37
2.2.2.4. De acuerdo al tipo de superficie absorbente de calor:	39
2.2.2.5. De acuerdo al espacio entre tubos	43
2.3. INDICADORES ENERGÉTICOS	45

2.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA	46
III. MATERIALES Y MÉTODOS	48
3.1. AIRE COMBURENTE.....	48
3.2. GAS NATURAL	48
3.3. MÉTODO	50
3.3.1. Métodos de la Investigación	51
3.3.2. Procedimientos	51
3.3.3. Metodología de cálculo.....	54
IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES	77
4.1. DETERMINACIÓN DE EFICIENCIA DE GENERADOR DE VAPOR PIROTUBULAR 1500 BHP APLICANDO EL MÉTODO INDIRECTO	77
4.2. EFICIENCIA DEL CALDERO APLICANDO EL MÉTODO DIRECTO	83
4.3. PARÁMETROS DE LA COMBUSTIÓN	87
4.4. CÁLCULO DEL FLUJO DE GASES DE COMBUSTIÓN.....	94
4.5. COEFICIENTES CONVECTIVOS INTERNO Y EXTERNOS	95
4.6. DISEÑO TÉRMICO DEL ECONOMIZADOR.....	95
4.6.1. Diferencia de temperatura media logarítmica.....	96
4.6.2. Por el Lado de los Gases.....	97
4.6.3. Área del tubo liso.....	97
4.6.4. Área de la Aleta	97
4.6.5. Perímetro Proyectado.....	97
4.6.6. Diámetro Equivalente	98
4.6.7. Área de flujo de los gases	98
4.6.8. Flujo masico de los gases por unidad de área.....	99
4.6.9. Numero de Reynolds	99
4.6.10. Numero de Prandtl	99
4.6.11. Numero de Nusselt	100
4.6.12. Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta.....	100
4.6.13. Factor de Corrección	100
4.6.14. Eficiencia de la aleta	103
4.6.15. Área interna del tubo	103
4.6.16. Para el lado del agua.....	104

4.6.17. Área de flujo en el banco de tubos	104
4.6.18. Flujo volumétrico del agua.....	104
4.6.19. Velocidad del agua por los tubos	105
4.6.20. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua	105
4.6.21. Factor de corrección de <i>hi</i>	106
4.6.22. Factor de Obstrucción	106
4.6.23. Coeficiente global de transferencia de calor	108
4.6.24. Área de flujo de calor	109
4.6.25. Área de flujo por bancos de tubos	109
4.6.26. Numero de bancos de tubos	110
4.6.27. Efectividad de transferencia	110
4.6.28. Calor Máximo	111
4.6.29. Caída de presión en las tuberías	112
4.6.30. Volumen Neto	113
4.6.31. Superficie friccional	114
4.6.32. Diámetro Equivalente.....	114
4.6.33. Gravedad específica	114
4.6.34. Pérdida de presión por tiro	115
4.7. AHORRO DE COMBUSTIBLE	118
4.8. INDICADORES.....	121
4.8.1. Indicadores Energéticos.....	121
4.8.2. Indicadores Económicos.....	123
4.8.3. Indicadores Ambientales	125
4.9. DISCUSIONES	126
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	129
5.1. CONCLUSIONES.....	129
5.2. RECOMENDACIONES	130
VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	131
VII. ANEXOS	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos de propiedades físicas según el tipo de combustible	23
Tabla 2 Dimensiones de economizador para calderas a vapor según fabricante VRcooeler...	30
Tabla 3 Propiedades del aire	48
Tabla 4 Propiedades del gas natural.....	49
Tabla 5 Composición volumétrica del gas natural	49
Tabla 6 Parámetros obtenidos del análisis de gases de combustión	77
Tabla 7 Datos de operación del caldero pirotubular de 1500 BHP.....	84
Tabla 8 Número de moles del combustible.....	87
Tabla 9 Número de moles de cada componente.....	88
Tabla 10 Número de moles totales del aire suministrado	88
Tabla 11 Humedad del aire comburente	89
Tabla 12 Relación de gases de combustión.....	89
Tabla 13 Análisis de gases de combustión.....	90
Tabla 14 Propiedades físicas de los gases de combustión	90
Tabla 15 Selección de diámetro de tubos.....	96
Tabla 16 Factor de obstrucción de fluidos industriales.....	101
Tabla 17 Resistencia a las incrustaciones por agua.....	106
Tabla 18 Resultados de los parámetros para el diseño del economizador	116
Tabla 19 Datos técnicos y energéticos de la caldera pirotubular de 1500 BHP.....	121
Tabla 20 Mejoramiento de la eficiencia energética utilizando economizador.....	122
Tabla 21 Cálculo del flujo de caja del proyecto con duración de 4 temporadas.....	123
Tabla 22 Resumen de Indicadores económicos (VAN y TIR)	124

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Sistema de generación de vapor con sistemas auxiliares.....	11
Figura 2 Generador de vapor pirotubular	12
Figura 3 Quemador de caldera pirotubular	14
Figura 4 Instalación de un economizador en una caldera pirotubular.	16
Figura 5 Economizador de caldera.....	17
Figura 6 Imagen de un economizador integrado a caldera.....	21
Figura 7 Disposición de tubos en un economizador	22
Figura 8 Esquema de temperaturas de un generador de vapor pirotubular.....	24
Figura 9 Dimensiones de un economizador, según fabricante VRcooeler.	29
Figura 10 Economizador de tubos verticales	33
Figura 11 Economizador de tubos horizontales	34
Figura 12 Economizador de tubos helicoidal.....	35
Figura 13 Economizador de flujo longitudinal	36
Figura 14 Economizador de flujo cruzado	37
Figura 15 Flujo en paralelo	38
Figura 16 Flujo en contracorriente.....	39
Figura 17 Flujos cruzados de tubos lisos en línea y al tresbolillo.....	40
Figura 18 Tubos al tresbolillo con aletas longitudinales.....	41
Figura 19 Tubos con aletas anulares de perfil circular.....	42
Figura 20 Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular.....	42
Figura 21 Aletas anulares de perfil rectangular	43
Figura 22 Tipo de arreglo cuadrado de banco de tubos	44
Figura 23 Tipo de arreglo triangular de banco de tubos	45
Figura 24 Eficiencia de la aleta anular	63
Figura 25 Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua.....	66
Figura 26 Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua	67
Figura 27 Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos.....	71
Figura 28 Factor de configuración	74
Figura 29 Diagrama de Sankey aplicando el método indirecto	85
Figura 30 Diagrama de Sankey aplicando el método directo.....	86
Figura 31 Esqueletos de serpentinas a montar	155

Figura 32 Montaje de serpentinas (cañerías).....	155
Figura 33 Ensamblado de la carcasa del economizador.....	156
Figura 34 Instalación del economizador	157
Figura 35 Instalación de bomba de agua de alimentación	158
Figura 36 Uniones del economizador con la chimenea.....	159
Figura 37 Ensayo no destructivo y prueba hidráulica	160

RESUMEN

El trabajo de investigación de tesis tiene como objetivo diseñar e implementar un economizador para mejorar la eficiencia energética de la caldera a vapor de 1500 BHP en la empresa Copeinca-Chancay. La investigación desarrollada fue del tipo pre experimental, consistió en el uso de las NTP.350.300.2008 de cálculo de eficiencia energética de calderas pirotubulares y el balance de la primera ley de la termodinámica para cuantificar la cantidad de calor que se puede usar para el diseño térmico del economizador, para precalentar el agua de alimentación de la caldera. Los resultados del balance de energía indican que se extrajo 604.1 kW térmicos de flujo de calor para precalentar agua de alimentación hasta 114.5 °C aproximadamente se dispuso de 5.263 kg/s de gases de combustión y se obtuvo un arreglo geométrico de diseño de economizador con 312 tubos de 1 ½ pulgada cedula 40 en ASTM A-53, dispuestos en 26 filas y 12 columnas, el economizador alcanzó precalentar el agua hasta 114.5 °C. La investigación demostró que se puede mejorar la eficiencia energética hasta un 3%, presentando un VAN de S/. 112236.76 y un TIR de 40%. Además, el sistema puede ahorrar hasta 63.58 toneladas CO₂ durante la temporada.

PALABRAS CLAVES: Generador de vapor, caldera pirotubular, gases de combustión, economizador.

ABSTRACT

The objective of the thesis research work was to design and implement an economizer to improve the energy efficiency of the 1500 BHP steam boiler at Copeinca-Chancay. The research developed was of the pre-experimental type, consisted of the use of the NTP.350.300.2008 of calculation of energy efficiency of pyrotubular boilers and the balance of the first law of thermodynamics to quantify the amount of heat that can be used for the thermal design of the economizer, to preheat the feed water of the boiler. The energy balance results indicate that 604.1 thermal kW of heat flow were extracted to preheat feedwater to approximately 114.5 °C, 5,263 kg/s of flue gas were available, and a geometrical arrangement of economizer design with 312 1 ½ inch schedule 40 tubes in ASTM A-53 was obtained., arranged in 26 rows and 12 columns, the economizer achieved preheating the water to 114.5 °C. The research showed that energy efficiency can be improved up to 3%, presenting an NPV of S/. 112236.76 and an IRR of 40%. In addition, the system can save up to 63.58 tons of CO₂ during the season.

KEY WORDS: Steam generator, pyrotubular boiler, flue gas, economizer.

CAPITULO I

INTRODUCCION

I. INTRODUCCION

1.1. Realidad problemática

Las calderas a vapor que se usan en los procesos industriales dan soporte de energía térmica para diversos procesos por lo cual la operación eficiente de estos equipos es importante desde su desempeño, así como la economía de su operación al hacer uso o recirculación de flujos gaseoso que contienen una importante monto o nivel de calor que se elimina en los vapores y fluidos gaseosos residuales de ignición y reacción química (Guevara, 2009).

Actualmente las calderas a vapor de la empresa Copeinca S.A, en la planta situada en la ciudad de Chancay, sostienen la producción de vapor en condiciones normales sin embargo se ha detectado que una de las calderas de mayor capacidad de 1500 BHP tiene un potencial importante para mejorar su eficiencia y obtener ahorro en energía y economía de su operación siendo necesario establecer el ritmo de masa y la proporción de flujo de gases formados en la combustión y que es una función directa del combustible que usa y la relación de mezcla en presencia de aire para su combustión.

En planta las calderas a vapor no cuentan con sistema de recuperación de calor residual y los parámetros de monitoreo de gases de combustión dentro del programa de mantenimiento determina que es necesario aprovechar gradientes de calor que se eliminan por la chimenea por el importante flujo másico de gases y el modo y método en que funciona la caldera que en sus condiciones actuales de ingreso de agua de alimentación puede incrementarse hasta en 22°C si las condiciones de evaluación de balance de calor y de diseño del economizador es consistente en superficie de transferencia y equilibrio fluido dinámico.

¿Cómo influye el diseño y la implementación de un economizador en el rendimiento de la caldera a vapor de 1500 BHP en la empresa Copeinca -Chancay?

1.2. Antecedentes

Melendez (2005), en su tesis de pregrado sobre el análisis, elaboración y desarrollo de un economizador con montaje en una caldera acuotubular de 2900 BHP demostró que, con la implementación de un Economizador, se puede aumentar el uso de Petróleo Industrial No 6, lo que asegura una producción continua de vapor, evitando así las interrupciones no planificadas, las cuales son frecuentes en este tipo de instalaciones. En el Capítulo I, se ofrece una descripción breve sobre la historia del sistema de recaptación y recuperador de calor y el desarrollo y la transformación de estos dispositivos; además, se identifica el

problema que motivó la realización de esta investigación. Se presentan también los objetivos que guiaron el desarrollo de la tesis, además de la formulación de la hipótesis principal y sus limitaciones. En el Capítulo II, que abarca el Marco Teórico y Conceptual, se explican los conceptos esenciales para facilitar una mejor comprensión del estudio. Además, se detalla la Norma UNE relacionada con calderas, la cual es fundamental, ya que establece las regulaciones que deben cumplirse para la instalación de estos sistemas, garantizando así una construcción segura y eficiente. Finalmente, se presentan las fórmulas que se emplearán más adelante en los cálculos de diseño.

Guiot & Ramos (2018), en su trabajo de investigación. Elaboración de un economizador para una caldera de 500 BHP. El propósito fue diseñar un economizador que utilice los gases de combustión de una caldera de 500 BHP. Se empleó un enfoque cuantitativo y el enfoque y proceso de diseño y evaluación de contenedores a presión de la norma americana ASME, así como libros que siguen el Método y proceso de diseño para intercambiadores térmicos de tipo banco de tubos. Los hallazgos señalan que el proyecto es factible debido a que se financió a partir de recursos provenientes de la reducción y optimización del uso de combustible, considerando que anualmente genera un ahorro de USD 20 527.581 y el costo del equipo es de USD 37, 912.970. Además, el ahorro de petróleo fue del 8.77%, a lo largo y en el transcurso del proceso de intercambio térmicos y caloríficos, los vapores y fluidos gaseosos perdieron un 25.47% de su temperatura al pasar el economizador.

Pacheco & Vargas (2021), En su tesis titulada Recuperación de gases de caldera de 500 BHP para calentar agua en un equipo y elevar su temperatura en una máquina de extracción de piel de pescado en la empresa conservera la Chimbotana S.A.C, el propósito se trató de recuperar los vapores y gases generados por la caldera de 500 BHP, además de definir y analizar el movimiento y transferencia de energía útil utilizado por la máquina de extracción de piel, y medir, evaluar y determinar el flujo de calor útil proporcionado por los gases. La metodología de investigación se basó en la aplicación del equilibrio energético y de la masa en relación con la primera ley de la termodinámica, junto con el método de diseño de equipos de transferencia de calor. Se señala que la propuesta de ingeniería posibilita una disminución del uso de GLP en un 4.23%, con un área total de transferencia de calor de 21.03 m², compuesta por 12 pasos de 1 pulgada de tubería cédula 30.

Restrepo (2021), realizó una investigación titulada "Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP". Este estudio, de tipo experimental y con un enfoque cuantitativo, se propuso como finalidad principal, diseñar y crear un economizador para una caldera con el fin de aprovechar los gases de combustión y aumentar la eficiencia térmica de la caldera. La muestra del estudio consistió en una caldera pirotubular de 300 BHP ubicada en una instalación industrial en Colombia. El método incluyó un análisis energético de la caldera para evaluar su desempeño térmico y diagnosticar las pérdidas de calor. Se propusieron dos diseños de economizadores: uno con tubos rectos de acero al carbono dispuestos con aletas redondas de aluminio y otro similar, pero con aletas de cobre. El análisis comparativo se basó en la efectividad del intercambio de calor de ambos diseños, y el desempeño fue evaluado tanto con como sin el economizador. El resultado principal del estudio indicó que el uso del economizador permitió un aumento significativo en la eficiencia de la caldera, logrando disminuir la temperatura de los gases de combustión y optimizando el consumo de combustible. La principal conclusión fue que la instalación y adopción de un economizador en sistemas de calderas pirotubulares es una medida eficiente para mejorar el rendimiento energético y reducir los costos operativos.

Cano & Cueva (2012), efectuó una investigación en la Universidad Nacional del Santa, donde analizó el sistema de un precalentamiento de aire para el horno de calentamiento de palanquillas en Siderperú S.A. con el objetivo de lograr un ahorro de energía. Los resultados obtenidos fueron significativos: al elevar la temperatura del aire de 20°C a 300°C mediante los gases de la combustión que pasan de 600°C a 371°C, se logra mejorar el rendimiento del horno de 72,84% a 82%. Esto resulta en una reducción de 673,92 Toneladas de CO₂/año que dejan de ser emitidas al medio ambiente. Además, esta mejora en la eficiencia del horno permite acceder a proyectos de Mecanismo de Desarrollo Limpio (MDL) y bonos de carbono. No solo se disminuye y controla la liberación de gases de efecto invernadero, sino que también se aprovecha un potencial de energía remanente, lo que contribuye a una gestión más sostenible y responsable del consumo de energía en la industria siderúrgica.

Díaz (2018), realizó la investigación titulada "Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en

planta Hayduk Puerto Malabrigo." Esta investigación, de tipo experimental con enfoque cuantitativo, tuvo como objetivo principal diseñar un intercambiador de calor que permitiera aprovechar los gases residuales generados por los grupos electrógenos de la instalación destinada a disminuir y optimizar los costos en la generación de vapor. La muestra consistió en un grupo eléctrico de la planta pesquera Hayduk en Puerto Malabrigo, operando con calderas de 400 BHP. El método empleado a elaboración y desarrollo de un balance energético y masa, evaluando la proporción de gases escapados. Además, se implementó el dimensionamiento de un intercambiador tubular y el cálculo de su superficie. También se realizó y ejecutó un análisis económico y financiero para evaluar la viabilidad económica del proyecto, determinando indicadores clave como el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el período de retorno de la inversión (PRI). El principal resultado fue la recuperación de calor que permitió elevar la temperatura del agua en más de 20°C, lo que generó un ahorro significativo de combustible con un beneficio neto anual superior a 86,000 soles. La conclusión principal fue que la implementación del intercambiador de calor permitió una reducción del 4% en las emisiones de gases residuales y una mejora considerable en la eficiencia energética del proceso de generación de vapor.

Lopez (2017), realizó una investigación titulada "Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP." La investigación fue de tipo básico con un enfoque cuantitativo y nivel descriptivo. Se diseñó para reunir energía presente en los gases salientes con el propósito de mejorar el rendimiento térmico de la caldera. El estudio se llevó a cabo en el Hospital Nacional "Ramiro Priale", utilizando una caldera de 200 BHP. La muestra de estudio incluyó la caldera pirotubular en funcionamiento en el hospital. El método utilizado fue un análisis empírico y documental, donde se propuso la implementación de un economizador helicoidal que permita capturar la energía de los gases de escape. El diseño del estudio fue comparativo, evaluando el rendimiento térmico de la caldera antes y después de la instalación del economizador. El principal resultado de la investigación fue que el uso del economizador mejoró el rendimiento térmico de la caldera en un 5%, logrando disminuir la temperatura de los gases de escape y optimizando el consumo de combustible. La conclusión principal fue que la implementación de un economizador helicoidal permite una captación eficiente de la energía desperdiciada en los gases de escape, lo que contribuye a mejorar significativamente el rendimiento de la caldera.

Mamani & Ramos (2018), realizaron una investigación titulada "Optimización energética del generador de vapor (caldera) del comedor universitario de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno con capacidad de 150 kg de vapor/hora", un estudio experimental con enfoque cuantitativo. El diseño de la investigación siguió los lineamientos establecidos por la ASME (The American Society of Mechanical Engineers, Steam Generating Units Power Test Codes 4.1), y su objetivo fue optimizar la eficiencia energética de una caldera pirotubular en funcionamiento en el comedor universitario. La muestra del estudio consistió en una caldera con una potencia de 250 BHP y capacidad para generar 150 kg de vapor por hora, ubicada en la sala de máquinas del comedor de la universidad. El método de investigación incluyó la realización de un balance térmico de la caldera, el análisis de los gases de escape y la evaluación del rendimiento de la combustión. Para estas mediciones se utilizaron herramientas como una termocupla digital y un psicrómetro. Además, se implementó el uso de un diagrama Sankey, una innovación clave que permitió identificar las áreas de pérdidas energéticas y las posibles mejoras para optimizar la generación de vapor. El principal resultado mostró una eficiencia de la caldera del 66.99%, lo que se consideró aceptable ya que el equipo no operaba a plena carga, cuya eficiencia teórica sería del 72%. Finalmente, concluyeron que la optimización de la caldera podría lograrse reduciendo las pérdidas de calor en los gases de escape, mejorando la combustión y disminuyendo las pérdidas por convección y radiación, lo que llevaría a un aumento de la eficiencia y un mejor desempeño en el uso del generador de vapor en la universidad.

Paredes (2009), en su tesis sobre el análisis de un sistema de calentamiento de aire mediante los gases de escape en los calderos N°1, N°2 y N°3 de la Empresa Austral S.A., ubicada en el Puerto de Malabrigo, para obtener el título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa, demostró la viabilidad técnica y económica de implementar un calentador de aire. Este aprovechamiento se basa en el uso del calor residual de los gases de combustión de tres calderos, que tienen una temperatura inicial de 217°C y un flujo másico de 62,409 kg/h. A través de este sistema, se logró calentar el aire hasta 53.3°C, lo que permitió reducir el consumo de combustible de 135 Gal. R-6/h a 124.7 Gal. R-6/h.

1.3. Justificación

La investigación se justifica desde la perspectiva de la forma de uso energético y tecnológico de la caldera, además desde el aspecto económico de la operación y finalmente por su impacto ambiental.

La justificación energética y tecnológica se vinculan a razón de que los componentes o equipos integrados en el proceso lo podemos estudiar por sistemas, por ejemplo el sistema de alimentación de combustible y la unidad de quemador, solo este sistema debe de sostener un equilibrio fluido dinámico y termodinámico, desde que el combustible se transporta y los efectos de impulsión hasta que se atomiza en una boquilla para su quema, en este sentido si integramos el sistema eléctrico que produce un arco eléctrico para la ignición y formación de la llama. Es indispensable para su encendido y desarrollo de llama, podemos considerar que el desempeño energético de un tipo de tecnología es eficiente en la medida que estudiamos el requerimiento energético del fluido en su condición y de cómo se transporta para su combustión, muy aparte también las características geométricas y tecnología de los materiales que son criterios de desarrollo tecnológico del fabricante que han sido evaluadas con rigor experimental apropiadamente.

En consecuencia, la justificación energética de una determinada tecnología dependerá de conocer de manera muy profunda la utilidad del medio o agente energético, en este caso el combustible y su relación apropiada para oxidarla. Por lo cual es importante seleccionar tecnologías que mejores prestaciones brinden al fluido para extraer su máximo rendimiento térmico.

La importancia de la economía de operación está ligado directamente a la eficiencia y la selección tecnológica pues la medida de eficiencia de un sistema energético térmico significa menor fluido combustible para aporte de calor, si se valoriza el combustible, así como el costo de equipos y otras variables circundantes al proceso, entonces obtenemos un indicador económico que puede usarse para diferencia el impacto positivo o negativo que este proceso signifique.

La importancia del impacto ambiental es otro factor que resulta de la consecuencia de asegurar un proceso eficiente con buena selección tecnológica y de un buen desempeño de operación económica, al garantizar estos factores entonces se tendrán como mínimos dos indicadores ambientales regulables en este proceso, las emisiones de gases controlados y menos emisión de calor que salen en los gases residuales.

Sin embargo, por la orientación del estudio el trabajo involucra directamente el calor residual para aprovecharse en el sistema por medio de uso de otro fluido caloportador de uso como en la industria del proceso térmico.

La investigación se desarrolla considerando su importancia en el aspecto técnico de recuperar un importante aporte de calor residual que se emiten por la chimenea a la salida de los gases de combustión, el alto valor energético de estos gases hace posible recuperar el calor sin precipitar o condensarlos para transferir esta energía a un fluido de interés de uso en la caldera a vapor como puede ser el precalentamiento de agua de alimentación o calentar ligeramente el aire de combustión.

Los gases de combustión que se emiten impactan directamente al medioambiente con emisiones de materiales particulados y gases de efecto invernadero conocidos que deben de ser controlados mediante la legislación actual, sin embargo, la recuperación de calor de estos gases residuales significa también un menor impacto de calor y una mejora energética y económica en la operación de la caldera a vapor de 1500 BHP.

La mejora económica se hace viable al dejar de consumir combustible excedente para evaporar agua al interior debido a que se tiene que el agua de alimentación ingresar con valores cercanos a 90°C próximos a las condiciones evaporativas del sistema que se encuentra internamente a presión muy cercano a 7.5 bar. Esto significa un ahorro económico que se calculará en función de los galones de combustibles dejados de consumir debido a esta forma de recuperación de calor.

El economizador es un equipo de transferencia de calor muy importante en la operación eficiente de las calderas a vapor y su instalación depende de un estudio previo de régimen de fluido, gradiente térmico aprovechable y caída de presión a fin de diseñar el sistema de circulación de fluidos y la disposición de sus componentes y su área de transferencia de calor.

1.4. Hipótesis

El diseño e implementación de un economizador de la caldera a vapor de 1500 BHP mejora la eficiencia energética en 3%.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Determinar cómo influye el diseño y la implementación de un economizador en el rendimiento de la caldera a vapor de 1500 BHP en la empresa Copeinca – Chancay.

1.5.2. Objetivos específicos

- Aplicar el balance de energía en condiciones actuales de operación de la caldera pirotubular de 1500 BHP.
- Determinar el flujo másico y el gradiente térmico aprovechable de gases de combustión.
- Diseñar el área de transferencia y configuración del economizador.
- Evaluar los indicadores energéticos, económicos y ambientales de instalación.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

II. MARCO TEORICO

2.1. Caldera de vapor

Es un equipo donde el calor produce vapor a alta presión que suministra la reacción de combustión mediante un quemador de combustible.

Según Restrepo (2021), los generadores de vapor pirotubulares a presión que contienen un hogar o zona de combustión donde se desarrolla la llama. Además, este autor explica que el vapor de agua se genera a través de la transmisión y traspaso de calor generado por la combustión en la caldera hacia el agua, elevando e incrementando su temperatura y presión, resultando en su conversión a vapor.

Figura 1

Sistema de generación de vapor con sistemas auxiliares



Nota: Sistema de generación de vapor con sistemas auxiliares. Tomado de *Recuperación de calor en calderas de vapor, aceite térmico y agua caliente*, A. Ergos, 2014, Interempresas.

2.1.1. Clasificación De Calderas

Se pueden clasificar según su movilidad estas pueden ser fijas o estacionarias, según las presiones de trabajo, estas pueden ser, de baja presión (0-2,5 kg/cm²), de media presión (2,5 -10 kg/cm²), de alta presión (10-220 kg/cm²) y supercríticas (más de 200 kg/cm²).

Según la generación; pueden ser calderas de agua caliente, de vapor saturado o recalentado.

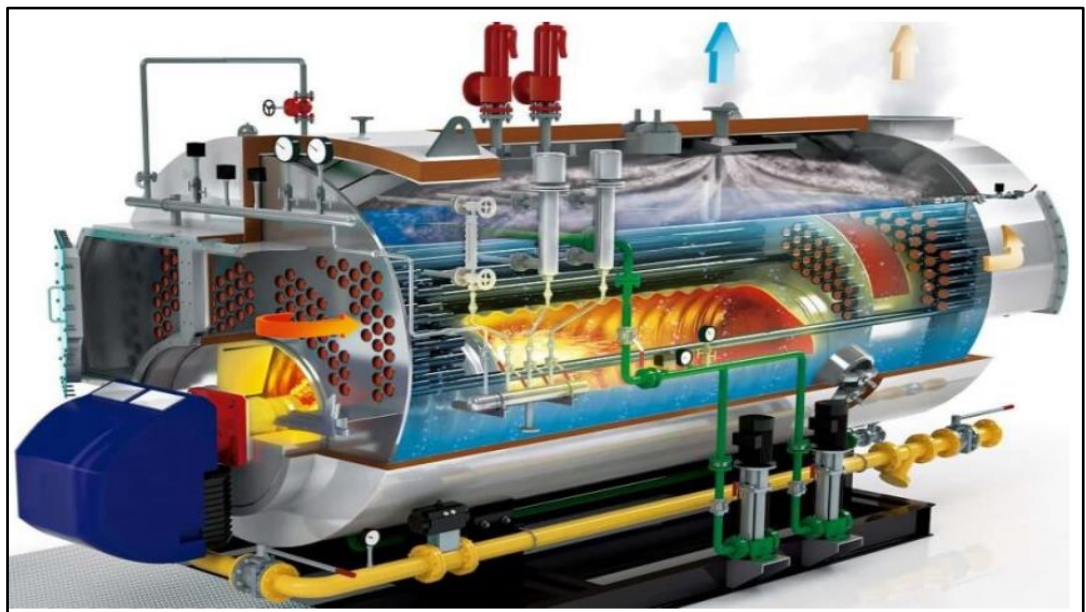
Según el ingreso de agua a la caldera, Puede ser de circulación natural, cuando el agua al interior se mueve por diferencia de temperatura o de circulación forzada si el agua circula mediante impulsión de una bomba (Mamani & Ramos, 2018).

Según la circulación del agua y de los gases en la zona de los tubos. Estas pueden ser pirotubulares o también llamados tubos de humos asimismo también pueden ser acuotubulares o de tubos de agua (Diaz, 2018).

La calefacción es el equipo térmico presurizado que contiene una sección donde contiene agua tratada fisicoquímicamente y una superficie de calefacción inmerso compuesto de banco de tubos por los que internamente circula gases u otro fluido con propiedades optimas de transporte de calor, el proceso térmico da como resultado vapor saturado. Según la página de internet especializado en venta de calderas (Mamani & Ramos, 2018).

Figura 2

Generador de vapor pirotubular



Nota: Generador de vapor pirotubular. Tomado de *Descripción de Calderas y Generadores de vapor* [Fotografía], por ClimaStar, 2019, ClimaStar.

2.1.2. Partes del generador de vapor pirotubular

Entre las partes principales se tiene:

- Cuerpo exterior de una caldera

Este elemento es de forma cilíndrica y alberga el fluido (agua/vapor) para prevenir su escape al exterior. Dentro se encuentran los sistemas auxiliares, así como los dispositivos de medición y control (Guiot & Ramos, 2018).

- Cámara de combustión

Puede ser producida de manera suave u ondulada, dependiendo del tamaño de la caldera y de la presión laboral que tenga. La llama de la combustión surge en su interior (Restrepo, 2021).

- Chimenea

Es la sección exterior de la caldera cuyo objetivo es generar el escape necesario para la expulsión de gases hacia la atmósfera y favorecer una combustión adecuada (Diaz, 2018).

- Tiro de combustión

Corriente de aire que entra y los gases de combustión que salen de un sistema de combustión, su objetivo es lograr la reversión de los gases y humos provenientes de la combustión (Guiot & Ramos, 2018).

- Quemador

Es un equipo o mecanismo diseñado para la combustión de combustible, que puede ser líquido, gaseoso o sólido. La función principal de este aparato es producir calor, usualmente a través de una llama. Normalmente, un quemador está vinculado a una caldera o a un generador de calor adecuada (Diaz, 2018).

Figura 3

Quemador de caldera pirotubular



Nota: Quemador de caldera pirotubular. Tomado de Calderas y plantas de calor multcombustibles diseñadas y fabricadas a medida [Fotografía], por Dabonn Energy, 2024, Dabonn Energy

Según el tipo de combustible que utilizan, los quemadores se dividen en tres categorías principales: quemadores de gas, quemadores de combustibles líquidos y quemadores de combustibles sólidos (Guiot & Ramos, 2018). Cada uno de estos tipos de quemadores cumple un papel específico en diversos procesos industriales, contribuyendo de forma significativa a la eficiencia y productividad de las instalaciones.

El carácter específico del equipo, en función de la clase de combustible utilizado, demanda su análisis individual. Por otro lado, esto implicará la repetición de ciertos conceptos de uso habitual, así como el reemplazo de argumentos habitualmente válidos (Díaz, 2018).

- Aire primario

Los aparatos para el incendio mezclan antes una cantidad de aire estequiométrica con el combustible inflamable antes de que la mezcla se prenda fuego. El aire primario es la porción del aire previamente combinado (Díaz, 2018). Usualmente, entre el 40% y el 60% del aire estequiométrico requerido se compone del aire primario. Según Restrepo (2021), el aire primario generalmente reduce la magnitud de la llama y reduce la producción de hollín. Si el aire primario excede el 60% del aire estequiométrico, el fuego podría propagarse dentro del aparato de combustión. Este fenómeno se conoce como retroceso.

- Contenido de Oxígeno en el aire

El volumen de oxígeno presente en el aire ejerce un impacto significativo en la longitud de las llamas. La figura 2.6 representa este fenómeno. Las mínimas disminuciones en la cantidad de oxígeno en el aire (valor promedio de 21%), causan un significativo prolongamiento de las llamas.

2.2. Sistemas De Recuperación De Calor

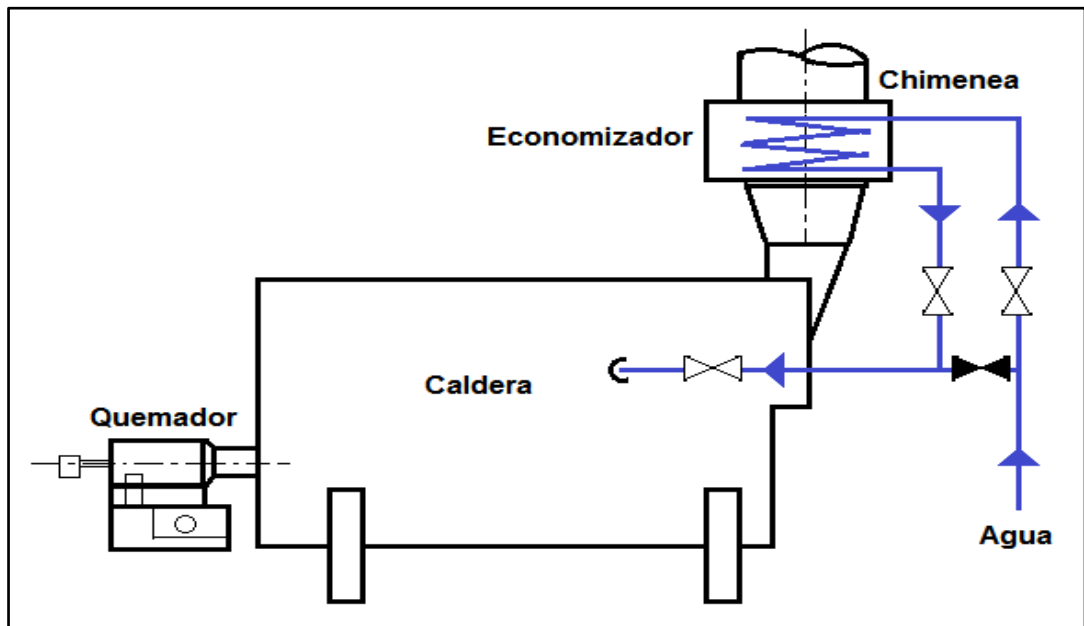
La contención de gases evacuados en chimenea por la cámara de combustión, son un desaprovechamiento energético y menoran el rendimiento de la caldera, pues presentan temperaturas mayores que el ambiente. Esto puede aprovecharse mediante dos equipos diferentes que trabajan bajo el principio de los intercambiadores de calor (convección y radiación), llamados economizadores y calentadores de aire. La instalación de estos equipos aumenta de la eficiencia de la caldera, menora el costo de producción de vapor y reduce el consumo de combustible de la caldera.

2.2.1. Economizadores

Es un sistema de transferencia de calor que consta de un área de tubos lisos, aletados o corrugados, a través de los cuales el agua de suministro circula y fluye hacia la caldera (Díaz, 2018). Esta agua se calienta al recibir, a través de transferencia de calor, una porción de la energía proveniente de los gases y residuos de combustión previos a su ingreso en el horno. Esto conduce a una disminución en el uso de combustible para producir vapor y, simultáneamente, a la disminución y mitigación del impacto ambiental generado por la polución térmica (Restrepo, 2021).

Figura 4

Instalación de un economizador en una caldera pirotubular.



Nota: El grafico muestra la Instalación de un economizador en una caldera pirotubular. Tomada de *Diseño térmico de un economizador de tubos aleteados* (p. 5), por A. Pérez, 2021, Nexa Revista Científica 34(06), 1521-1549.

Se considera que cada 22 °C de reducción del Calor y nivel térmico de los gases de combustión representa un aumento del 1% en la eficiencia de la caldera. El uso y colocación de un economizador o precalentador de aire se basa en varios factores (Restrepo, 2021).

Figura 5

Economizador de caldera



Nota: Economizador para gases de caldera. Tomado de *Economizadores* [Fotografía], por Tecni-Calderos, 2024, Tecni-Calderos.

Vazquez (2018), en su guía de medidas de ahorro verticales en la industria de la cerveza, menciona que un economizador, se define como un equipo para el intercambio térmico que consta de una serie de tubos que conducen agua de alimentación ubicada en la sección de salida de gases, evitando así su pérdida. Esta energía recuperada aporta un calentamiento extra al agua de consumo y, en consecuencia, disminuye la cantidad de combustible requerido para generar vapor, lo que resulta en un ahorro energético y económico. También es posible utilizar economizadores para calentar agua requerida en otros procesos, más allá del ciclo de agua de la caldera.

Vazquez (2018), menciona que, en aplicaciones industriales, es habitual preferir economizadores sobre precalentadores de aire por las siguientes razones:

La energía obtenida de los gases se convierte directamente en energía provechosa al ser transferida al agua, lo que resulta en un ahorro directo de carburante.

- Costo inicial más bajo
- No impacto con emisiones de NO_x
- Requerimientos de energía auxiliares reducidos (leves aumentos en las demandas para el bombeo del agua de consumo y la propulsión del aire para la combustión).

Vazquez (2018), argumenta que el economizador se utiliza con preferencia en calderas acuotubulares o piro-tubulares de potencia que exceda los 2MW. Un economizador es más económico que un precalentador de aire para calderas de baja presión de tamaño reducido, con una producción de vapor inferior a 22700 kg/h. Esto sucede debido a que el economizador, al calentar el agua para la caldera, suministra directamente potencia provechosa, mientras que el precalentador de aire no (Restrepo, 2021). En modelos de mayor tamaño, el precalentador de aire se enfrentará al economizador.

En el diseño de sistemas térmicos, uno de los aspectos que hay que tener en cuenta es el tamaño, ya que la transferencia de calor es más efectiva cuando hay una gran diferencial y variación de temperatura entre los gases de combustión y el agua que usamos (Díaz, 2018). Por ejemplo, como el agua de alimentación suele estar más fría que el agua que circula en la parte convectiva de la caldera, el economizador se encarga de captar mejor el calor de esos gases, lo que ayuda a que la caldera no necesite ser tan grande. Así, podemos comparar la superficie de la caldera con y sin el uso de un precalentador de aire (Restrepo, 2021).

Según la ubicación, Restrepo (2021), menciona que se pueden clasificar en dos grupos: los integrados y los separados. Los integrados son aquellos que consisten en bancos de tubos que pueden ser horizontales o verticales y están instalados dentro de la caldera. Los tubos verticales se parecen bastante a los bancos de tubos de la caldera y, a menudo, están conectados a los tambores. Por otro lado, los tubos horizontales están organizados en filas escalonadas.

Los economizadores separados se colocan después de cualquier zona de convección y quedan fuera de la caldera. Normalmente, se instalan de forma horizontal, y los gases de combustión pueden moverse en contracorriente o en flujo cruzado, ya sea en un solo paso o a través de varios. Por lo general, la opción más común es la

configuración en contracorriente, ya que esto ayuda a reducir el espacio que se necesita y a minimizar las pérdidas (Díaz, 2018).

En cuanto a los tubos, por lo general están hechos de hierro fundido o acero y su diámetro externo varía entre 19 y 50 mm (Mamani & Ramos, 2018). Los tubos de acero se utilizan en situaciones donde hay mucha presión, y tienen varias ventajas: son más delgados, requieren menos espacio, conducen mejor y además su precio inicial suele ser más bajo (Guiot & Ramos, 2018).

El hierro fundido es bastante común en aplicaciones de baja presión, sobre todo en aquellas donde hay riesgo de corrosión. En ocasiones, se opta por mezclar ambos materiales cuando se busca la mejor resistencia posible tanto a la corrosión interna como externa (Díaz, 2018).

Sobre la temperatura de salida del agua del economizador, es importante que se mantenga entre 35 y 75°C por debajo de la temperatura de saturación. Esto ayuda a evitar problemas como la evaporación, el golpe de ariete y el choque térmico. Por otro lado, si el agua que alimenta la caldera está muy caliente, puede causar problemas de cavitación en las bombas que impulsan el agua (Guiot & Ramos, 2018).

La corrosión interna es un tema importante en los economizadores, ya que se ven afectados por problemas como el oxígeno disuelto y la baja concentración de iones de hidrógeno (Guiot & Ramos, 2018). Cuando la temperatura del agua de alimentación sube al pasar por el economizador, el oxígeno que estaba en solución se libera y empieza a atacar la superficie interna de los tubos (Díaz, 2018). Para evitar esto, el agua de alimentación se precalienta a 100°C usando un calentador desgasificador, lo cual ayuda a eliminar el oxígeno disuelto. Además, se mantiene el pH del agua de alimentación entre 8 y 9, recirculando agua de la caldera hacia la entrada del economizador (Restrepo, 2021).

La corrosión externa puede ocurrir en los tubos cuando los gases de combustión alcanzan su temperatura de rocío. Por eso, es importante que el agua de alimentación que entra al economizador tenga una temperatura de al menos 100 °C (Restrepo, 2021). De esta manera, se evita la posible condensación de los gases, lo que podría causar problemas. En cuanto a los cambios de temperatura, la temperatura del agua en los economizadores suele estar entre 5,5 y 7 °C. Restrepo (2021), menciona que,

al instalar economizadores, se puede llegar a reducir el consumo de combustible de la caldera entre un 4 y un 7%.

La empresa Termodinámica S.A señala que los fabricantes indican que es un equipo que se puede adicionar a cualquier caldera y en las nuevas se debe de solicitar que venga incorporada ya sean de calderas de vapor, agua caliente o aceite térmico.

En la generación de vapor con los economizadores se logra ahorro de energía cuyo retorno de la inversión se da en un año, además incrementa la confiabilidad de la caldera al ingresar la temperatura más caliente a la caldera se evita los choques térmicos por lo tanto reduce la probabilidad de fallas, también mejora la calidad del vapor al ingresar a mayor temperatura el agua, se estabiliza la generación de vapor minimizando problemas de arrastre. Si se alimenta una caldera con agua a una temperatura más alta, va a ayudar a que funcione con una presión más estable (Restrepo, 2021). Así, se reducen esas fluctuaciones de presión que suelen ocurrir cuando añades agua.

El fabricante también recomienda agregar sistemas de alimentación continua o modulante para garantizar que haya un flujo de agua constante a través del economizador (Mamani & Ramos, 2018). Es crucial tener en cuenta un buen sistema de alimentación de agua que se adapte a cómo opera la planta. Esto incluye asegurar que haya medidas de seguridad en caso de posibles sobrepresiones y contar con automatización para controlar cualquier variación en las condiciones de operación (Guiot & Ramos, 2018).

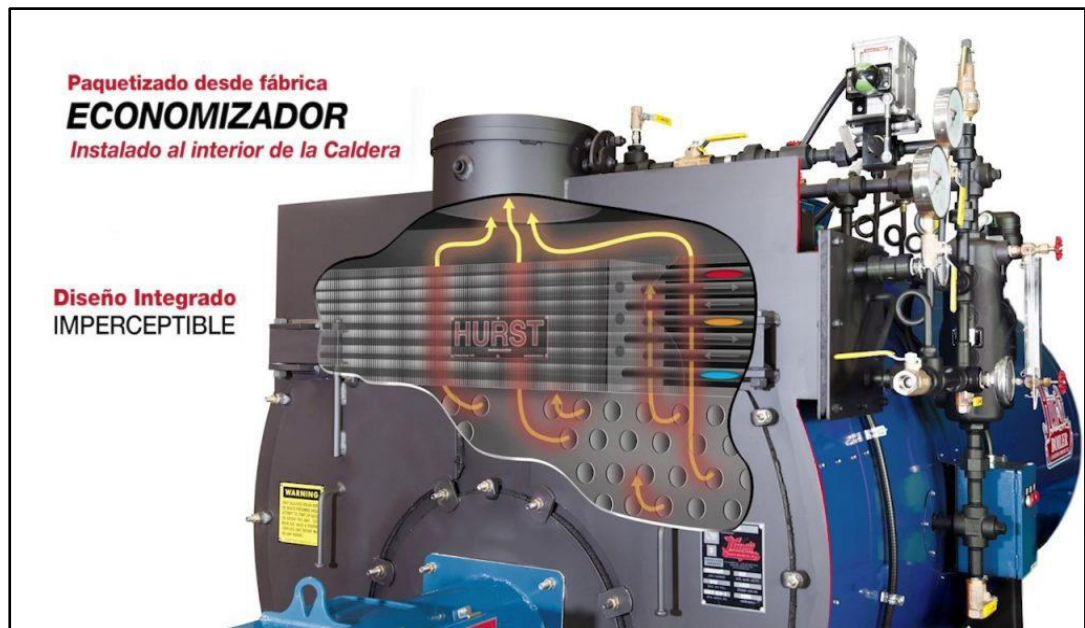
Además, Díaz (2018), menciona que para una caldera de 600 BHP que está funcionando con gas natural a un precio elevado y a un ritmo constante en plena carga, el gasto mensual es de alrededor de USD 59,400. Si se instala un economizador, se podrá bajar la temperatura de los gases de la combustión de 290 °C a 140 °C, lo que significa un ahorro mensual en combustible del 6%.

La empresa termodinámica S.A, refiere que es un equipo que reutiliza las elevadas temperaturas de los gases para calentar el agua, produciendo ahorros entre 3% a 4% directos en el combustible. Además, explican que un economizador es básicamente un mecanismo para transferir calor que trabaja con gases y agua. Este dispositivo captura y acumula los gases resultantes de la combustión después de que han pasado

por varias etapas, como la generación y el sobrecalentamiento. El calor que se captura se usa luego para precalentar y elevar la temperatura del agua de suministro de la caldera, lo que reduce el gasto de combustible y aprovecha mejor los recursos. Por cierto, también destacan las características principales del economizador:

Figura 6

Imagen de un economizador integrado a caldera



Nota: Imagen de un economizador integrado a caldera. Tomado de *T&E Hurst Stackmaster*, [Archivo de video], 2018, Calderas y Energía.

Se debe considerar:

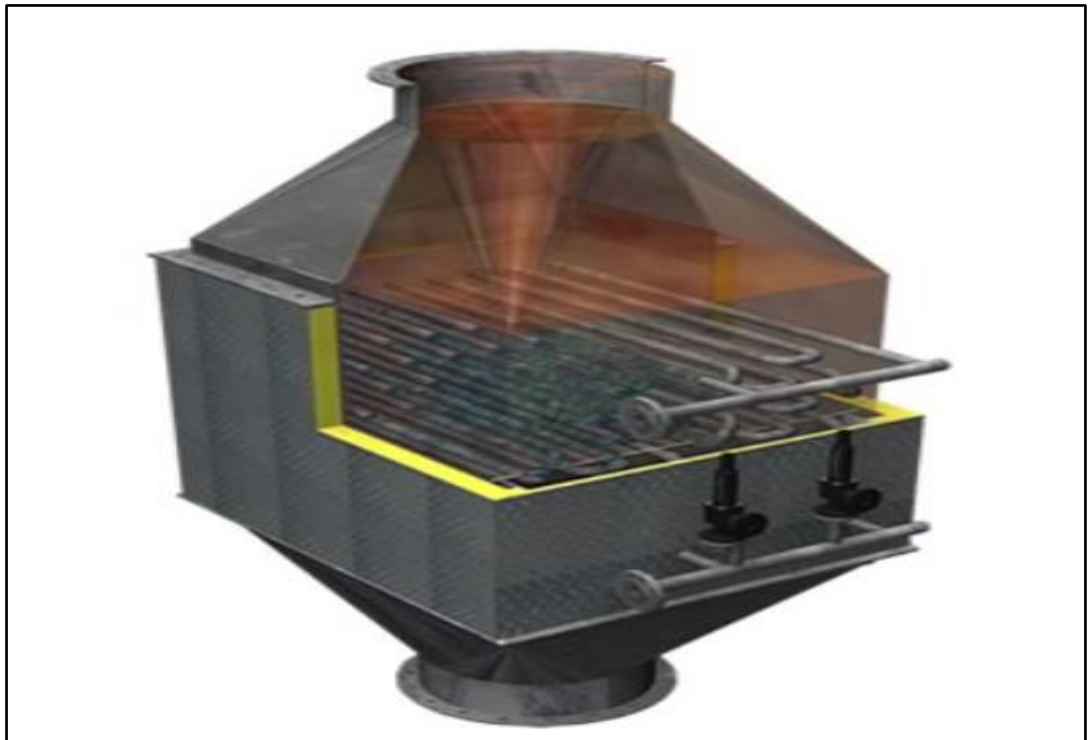
- Presión de diseño
- Presión de prueba
- Temperatura de diseño
- Temperatura de trabajo
- Caída de presión en el agua
- Presión de operación
- Incremento de temperatura
- Caída de presión máxima en gases
- Caída de presión en el lado del agua

Además, los tubos aletados que hemos fabricado son de acero inoxidable AISI 304, al igual que las placas portatubos. Por otro lado, el cuerpo está hecho de acero al carbono ASTM A-36 y tiene extremos bridados. También cuenta con un diseño compacto y desmontable, lo que facilita mucho su mantenimiento.

El material tiene un aislamiento térmico hecho de lana de mineral de roca que cumple con las normas ASTM C-547 tipo I y ASTM C-795. Su factor de conductividad térmica es de 0.043 W/mk a 100°C. Además, cuenta con una chaqueta de aluminio de 0.4 mm de grosor, que está rolada y tiene pestañas en los bordes.

Figura 7

Disposición de tubos en un economizador



Nota: Imagen de una disposición de tubos en un economizador. Tomado de *Economizador ECO Equipos de Eficiencia Energética*, [Fotografía], por Calderería López Hermanos, 2014, bmt Boilers.

Sin embargo, la empresa *Thermal Engineering LTDA* nos cuenta que el economizador es un intercambiador de calor con tubos aletados. Su función principal es recuperar parte del calor que se pierde en los gases de combustión de una caldera.

De esta forma, transfiere ese calor al agua que se alimenta, logrando así mejorar la eficiencia térmica.

Según Restrepo (2021), la capacidad de recuperación de calor de estos equipos se ve restringida por el punto de rocío ácido, también conocido como temperatura de condensación de los componentes ácidos presentes en los gases de combustión producidos por el combustible de la caldera. Este punto está influenciado por el contenido de azufre en el combustible, y el fabricante proporciona ciertos valores al respecto (Mamani & Ramos, 2018).

Tabla 1

Datos de propiedades físicas según el tipo de combustible

Combustible	Punto de rocío ácido	Temperatura mínima de chimenea	Temperatura admisible de agua de alimentación
Gas natural	65°C	121°C	100°C
Petróleo liviano	82°C	135°C	100°C
Petróleo bajo en azufre	93°C	148°C	104°C
Petróleo alto en azufre	110°C	160°C	115°C

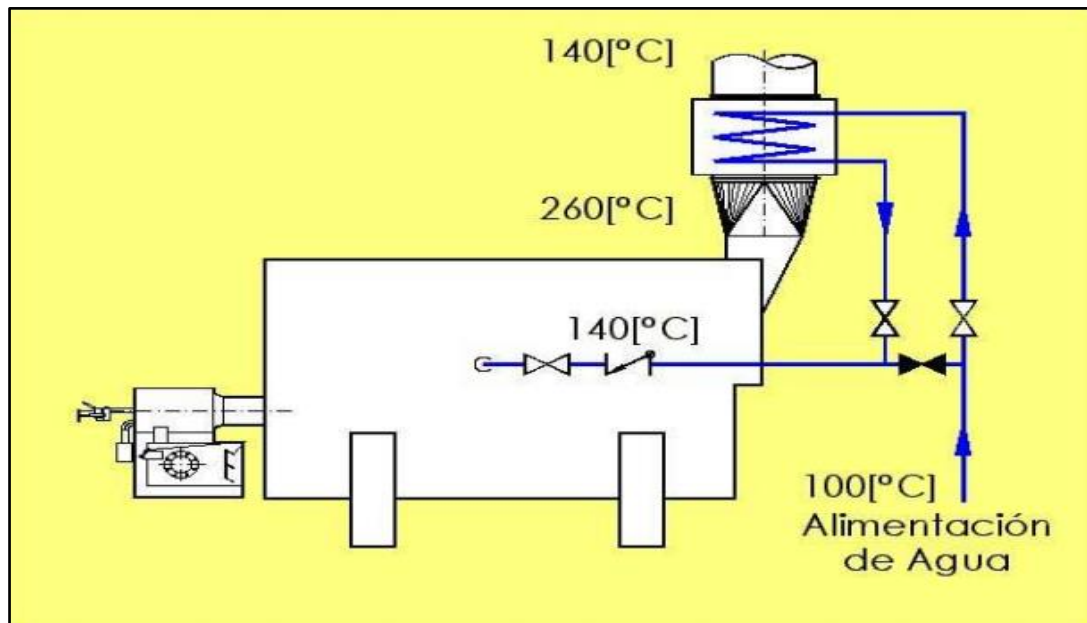
Nota: La tabla muestra los datos de propiedades físicas según el tipo de combustible. Tomado y adaptado del artículo técnicos de economizadores (p. 2). por A. Oelker, 2021, thermal engineering ltda.

Se destaca la importancia de que el diseño del economizador tenga en cuenta una baja pérdida de carga en el flujo de agua y de gases, con el fin de prevenir posibles complicaciones en la alimentación de agua y en la eliminación de gases de la combustión (Mamani & Ramos, 2018).

El economizador funciona a velocidades de agua que suelen oscilar entre 0.3 y 1.5 m/s, lo que garantiza que la pérdida de carga del equipo permanezca y se conserve bajo el 5% de la presión operativa de la caldera (Restrepo, 2021).

Figura 8

Esquema de temperaturas de un generador de vapor pirotubular



Nota: Esquema de temperaturas en partes de un generador de vapor pirotubular. Tomado de *artículo técnicos de economizadores* (p. 2). por A. Oelker, 2021, thermal engineering ltda.

La rapidez y flujo de los subproductos de la combustión a su paso por el economizador se ve restringida tanto por la pérdida de carga como por las propiedades abrasivas de las cenizas presentes en dichos gases. En el caso de calderas que funcionan con carbón, se sugiere una velocidad de 9 a 11 m/s como referencia. Los economizadores de tubos aletados presentan coeficientes de transferencia de calor que varían dependiendo de las velocidades y temperaturas del agua y los productos de la combustión. Por lo general, estos coeficientes oscilan entre 30 y 60 W/m²K (Mamani & Ramos, 2018).

Según Mamani & Ramos (2018), una de las ventajas clave de utilizar un economizador es la significativa reducción en los costos de combustible. Esto se debe a la mejora en la eficiencia de las calderas, lo que permite quemar menos combustible para producir el calor necesario para generar vapor.

Según Diaz (2018), reducir y bajar la temperatura de salida de los gases en 50°C, puede resultar en un aumento de la eficiencia del 1.5% y ahorros de combustible del

2.0%. Esta reducción de temperatura tiene un impacto positivo en el rendimiento del sistema.

Para analizar la rentabilidad de proyectos de instalaciones de un economizador en una caldera que opera con gas natural, es crucial considerar diversos aspectos. En este caso, se tiene una caldera de 10 ton/h con una temperatura de salida de gases de 290°C. Se estima un precio de 0.12 USS por Nm³ de gas natural y la temperatura de los productos de combustión al salir del economizador disminuye hasta 140°C.

La instalación de un economizador que reduzca la temperatura de los productos de la combustión a 140°C desde los 290°C actuales resultará en ahorros mensuales de combustible del 6%, lo que equivale a USS 3,564.00. Estos ahorros son significativos y representan una mejora en la eficiencia energética y económica de la caldera.

Para la Empresa Aningas Ergos S.A en su artículo publicado el en el año 2014, se explica que aumentar el rendimiento es posible al disminuir la temperatura de los humos mediante la instalación de uno o más economizadores en serie a la salida de los gases de la caldera. Esto conlleva a reducir la temperatura de los humos y utilizar de manera eficiente el calor residual. Se estima que por cada disminución de 20°C en la temperatura de los humos, se incrementa el rendimiento en un 1%.

Las calderas de vapor de tipo pirotubular, equipadas con quemadores, tienen la capacidad de alcanzar eficiencias que van desde el 61% hasta el 92%, dependiendo de las condiciones de trabajo. Para mejorar aún más su funcionamiento, se recomienda la adición de un economizador gases/agua, lo cual puede mejorar y aumentar la eficiencia en un 4% de manera económica. Además, la inclusión de un precalentador de aire de combustión adicional puede optimizar la eficiencia en un 3%.

Según la empresa, los economizadores en línea no se encuentran en la posición vertical de la caldera. Además, el circuito de agua tiene un sistema de desvío manual de gases integrado al equipo, lo que facilita la conservación, mantenimiento y revisión, reduciendo así el riesgo de corrosión por condensación.

Los economizadores en chimenea son una opción más compacta, ideal para calderas existentes con espacio limitado. Pueden utilizarse para precalentar y elevar la

temperatura del agua de alimentación de la caldera misma o de otro circuito independiente para diferentes aplicaciones. El fabricante recomienda esta alternativa.

Para evitar que se produzcan vaporizaciones en el economizador, se debe conservar la temperatura del agua de alimentación a la salida del economizador alrededor de 4°C por debajo de la temperatura de saturación del vapor en el interior de la caldera. Esto garantizará un funcionamiento eficiente y seguro del sistema de calderas.

Para evitar la condensación y la corrosión, es importante que los gases de salida estén entre 120 a 125°C. Sin embargo, existen economizadores especiales de acero inoxidable que pueden aprovechar el calor de condensación de manera eficiente. Estos diseños especiales permiten mantener una temperatura adecuada para prevenir problemas de condensación y corrosión, al tiempo que se aprovecha al máximo la energía térmica disponible.

Según las recomendaciones del fabricante, es preferible emplear tubos de acero al carbono equipados con aletas de aluminio o acero en la instalación de la caldera. Dependiendo del tipo de caldera, se requiere una separación específica entre las aletas, como, por ejemplo: 3mm (8 aletas por pulgada), 4mm (6 aletas por pulgada), 5mm (5 aletas por pulgada), 6mm (4 aletas por pulgada) y 8mm (3 aletas por pulgada). Estas aletas cuentan con diferentes coeficientes de transmisión de calor, lo que facilita su limpieza y mantenimiento.

Por otro lado, se destaca que, a pesar de su mayor costo, los precalentadores de gases/aire ofrecen una serie de beneficios adicionales:

- Optimiza y maximiza el uso del calor generado por los gases.
- El sistema de agua está exento de corrosión.
- Aptos y compatibles con gases de combustión de *fuel oil* que requieran economizadores especiales.
- Cuando el retorno de condensados a alta temperatura, típico de la industria cervecera, acerca la temperatura de entrada al economizador gases/agua a la del vapor, el calor recuperable es muy bajo.
- Se emplea también en calderas de agua sobrecalentada en las que la temperatura de retorno es muy cercana a la de la caldera, y la temperatura de los gases es relativamente baja.

Los precalentadores de aire para la combustión de gases/aire son necesarios tanto en calderas de vapor de agua sobrecalentada como en otras aplicaciones similares. Una diferencia clave radica en que, al subir la temperatura del aire de combustión, asimismo se incrementa la densidad del flujo calorífico por radiación de la llama. Este efecto puede ser ventajoso en calderas nuevas y adecuadamente dimensionadas. Sin embargo, en calderas antiguas o mal diseñadas donde no se haya considerado este aspecto, podría generarse un aumento en la temperatura de la película de aceite térmico dentro del serpentín de la caldera, lo cual podría ocasionar problemas operativos.

En instalaciones donde se presente esta condición, se hace necesario el uso de quemadores especiales diseñados para aire de combustión caliente. Por tanto, se sugiere optar por cambiar el quemador en este tipo de instalaciones para garantizar un funcionamiento óptimo.

Al reducir la temperatura de los humos y precalentar el aire de combustión, se logra una economía de combustible. Se debe considerar los siguientes efectos positivos de esta recuperación:

- Aumenta la temperatura de combustión
- Intensifica la transmisión de calor útil en la caldera de aceite térmico
- Disminuye las pérdidas por combustión incompleta
- Permite las pérdidas por combustión incompleta
- Permite el trabajo con niveles más reducidos de exceso de aire

En el caso de calderas de agua caliente, es importante tener en cuenta que la temperatura de los humos a la salida suele ser más baja que en otros tipos de calderas. Por esta razón, se recomienda utilizar economizadores de condensación fabricados en acero inoxidable, los cuales permiten precalentar el agua de retorno a la caldera y otros flujos de agua.

Estos economizadores son una excelente opción para mejorar la eficiencia del sistema de calefacción, ya que aprovechan el calor residual de los gases de combustión para aumentar la temperatura del agua que circula por la caldera, reduciendo el consumo de combustible y optimizando el equipo, lo que se traduce en un ahorro energético significativo.

Además, al construir estos economizadores en acero inoxidable, se garantiza su durabilidad y resistencia a la corrosión, lo que los convierte en una inversión a largo plazo para cualquier sistema de calefacción. En resumen, la utilización de economizadores de condensación en calderas de agua caliente es una práctica recomendada que contribuye a mejorar la eficiencia energética y reducir los costos de operación.

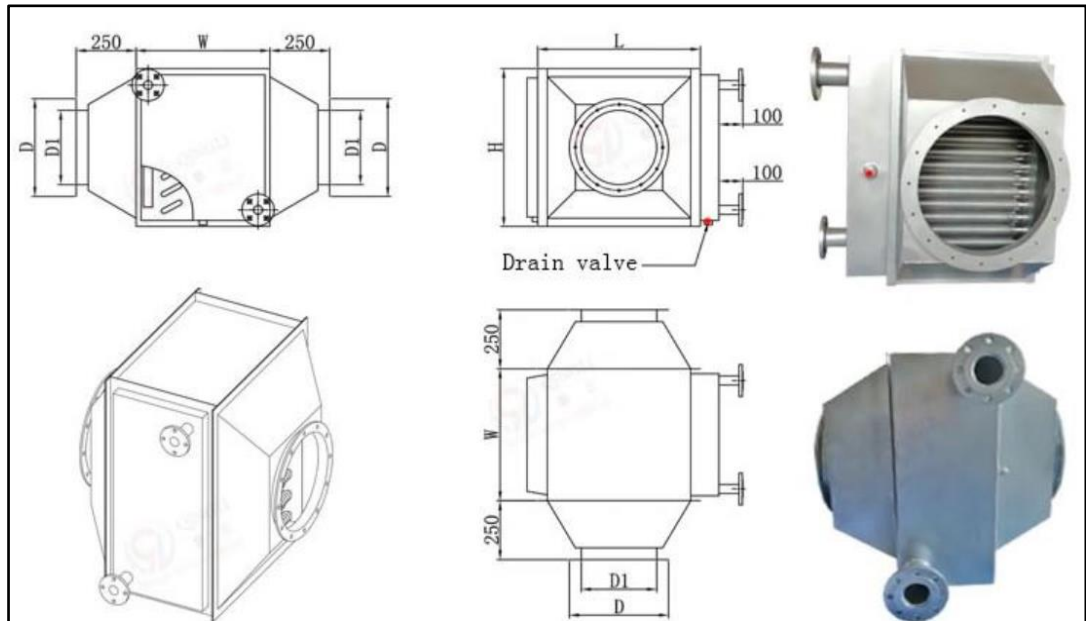
La empresa WRcooler se especializa en la fabricación de precalentadores de agua de alimentación y economizadores para plantas de gas y petróleo. Cada intercambiador de calor se diseña a medida para adaptarse a las necesidades específicas de cada caldera de vapor. Para poder ofrecer un producto óptimo, la empresa requiere cierta información clave, como el tipo de combustible utilizado, la temperatura del agua de alimentación, la temperatura deseada a la salida de los gases de combustión, la presión de la caldera y el volumen de vapor.

En el caso de los economizadores diseñados para calderas de vapor, WRcooler solicita datos como el tipo de combustible empleado, la temperatura de entrada de los gases de combustión, la temperatura objetivo a la salida de los mismos, y la presión de diseño. Gracias a esta información detallada, la empresa puede garantizar un rendimiento eficiente y a medida para cada cliente.

Según la información el fabricante presenta una tabla con valores de parámetros recomendados para operaciones.

Figura 9

Dimensiones de un economizador, según fabricante VRcooeler.



Nota: Tomado de Dimensionamiento de economizadores para calderas a vapor [Fotografía], por VRcooeler, 2024, VRcooeler.

Tabla 2

Dimensiones de economizador para calderas a vapor según fabricante VRcooeler

Nº	Volumen de gases de combustión (m³/h)	Caída de temperatura de gases de combustión (°C)	Flujo de agua (Ton/h)	L mm	H mm	W mm	D mm	D1 mm	Interfase	Recuperación de calor (kW)
1	≤970	280°C hasta 130°C	1	480	530	580	380	300	DN25	50
2	≤ 1463	280°C Hasta 130°C	1.5	580	530	580	380	300	DN32	75
3	≤ 1950	280°C Hasta 130°C	2	680	670	580	480	400	DN32	100
4	≤ 2925	280°C Hasta 130°C	3	780	810	580	480	400	DN40	150

Nota: La tabla muestra las dimensiones de economizador para calderas a vapor según fabricante VRcooeler. Tomado y Adaptado de *Intercambiadores de calor para calderas a vapor*, por VRcooler, 2024, VRcooler.

La Empresa mastersi, magdalena del mar, lima-Perú, en su entrada de blog publicada el 17 de enero de 2022, se explica que un economizador de caldera o recuperador de calor de gases de combustión es un dispositivo que permite aprovechar el calor residual que se genera en la chimenea de una caldera. Su función principal es recuperar el calor que de otra forma se perdería al ser expulsado a la atmósfera, ayudando a optimizar y aumentar la eficiencia energética del sistema.

Además, se destaca que los economizadores pueden ser instalados tanto durante la puesta en marcha de una nueva caldera como en el reacondicionamiento de un sistema existente. Esta medida es un método eficaz y eficiente para reducir el uso de combustible y los costos de energía, generando ahorros significativos a largo plazo.

El economizador suele estar diseñado para adaptarse a una caldera específica, por lo que un tamaño único no es adecuado para todas las aplicaciones. Es importante tener en cuenta que el tamaño de esta unidad puede generar un efecto notable y considerable en la eficiencia del sistema, por lo tanto, es importante seleccionar el economizador adecuado para garantizar su eficacia. No todos los economizadores son iguales, Por esta razón, es esencial elegir el que mejor se adapte y satisfaga las necesidades del sistema.

Para evaluar las dimensiones de un nuevo economizador, es necesario calcular su rendimiento en función de las temperaturas reales de la chimenea de la caldera. Posteriormente, se procede a comparar los economizadores teniendo en cuenta el servicio garantizado por el fabricante o la temperatura mínima garantizada de la chimenea. Es importante destacar que una temperatura de chimenea más baja indica una mayor recuperación de calor, lo cual es deseable para mejorar la eficiencia del sistema. De acuerdo con el fabricante, por cada reducción de 40 °F (4,44 °C), en la temperatura de la chimenea, se puede ahorrar aproximadamente un 1% en combustible. En resumen, una temperatura de chimenea más baja y un mayor rendimiento son indicadores de un mejor desempeño del economizador en términos de ahorro energético.

Según el fabricante, los economizadores son dispositivos diseñados para recuperar la energía térmica que suele perderse a través del escape de la chimenea. Para aprovechar este calor residual puede ser aprovechado eficientemente si se cuenta con un sistema de fluido capaz de absorber esta cantidad de calor de forma efectiva. Además, es fundamental que el fluido utilizado para captar el calor se encuentre a

una temperatura inferior a la del gas de combustión. En el caso de la mayoría de las calderas de vapor, el fluido elegido para esta tarea es el agua de alimentación de la caldera.

Según el funcionamiento de la operación, se ha observado que la temperatura de salida de la chimenea de la caldera de vapor de alta presión varía usualmente entre 400 °F y 650 °F. Esta emisión de alta temperatura representa una pérdida de energía que podría ser aprovechada de mejor manera. Es en esta situación donde entran en juego los economizadores de calderas, los cuales se encargan de reducir esta pérdida de calor y optimizar el rendimiento del sistema.

2.2.2. Clasificación de economizadores

Se disponen de diversas maneras y métodos para clasificar los intercambiadores de calor, dependiendo de diferentes variables como la disposición geométrica, la dirección del flujo de los gases en relación a los tubos, la dirección del flujo de gases y agua, el tipo de superficie de absorción de calor y el espacio entre los tubos. Dentro de las disposiciones geométricas se encuentran los intercambiadores de calor con tubos verticales, horizontales, helicoidales, de flujo longitudinal, de flujo cruzado, de flujo paralelo y contracorriente, así como los intercambiadores con tubos lisos o con superficies extendidas.

2.2.2.1. De acuerdo a las disposiciones geométricas

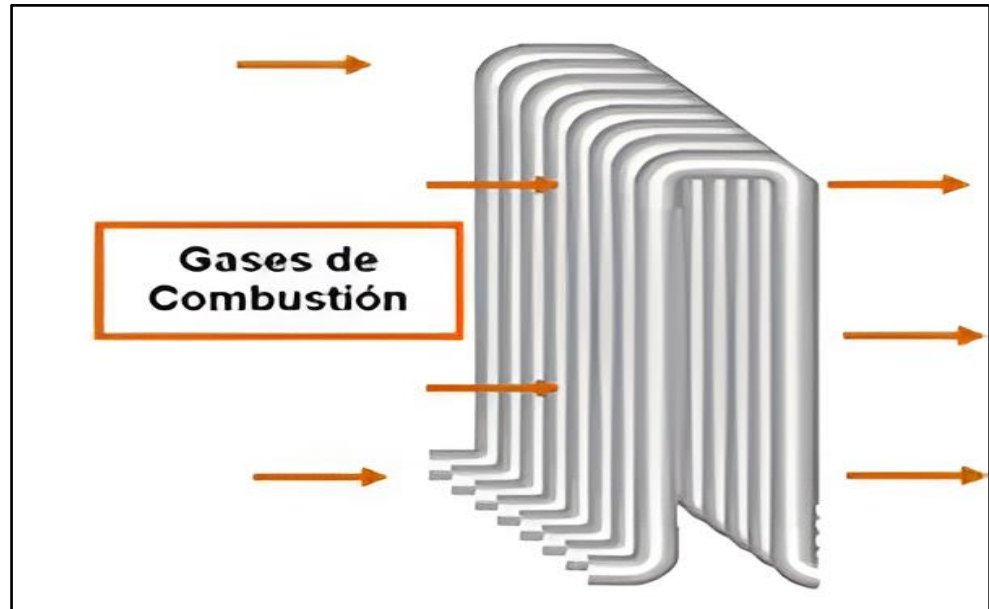
Tubos verticales

Este economizador consta de colector inferior y superior, enlazados por un conjunto de tubos verticales que conforman la superficie de calentamiento.

El colector inferior inyecta agua por los tubos hasta el colector superior. Los gases se transportan de dos formas lo largo de los tubos, primero entra por la parte superior y bajando en forma recta a contracorriente del flujo de agua, o atravesando los tubos en un paso o múltiples pasajes.

Figura 10

Economizador de tubos verticales



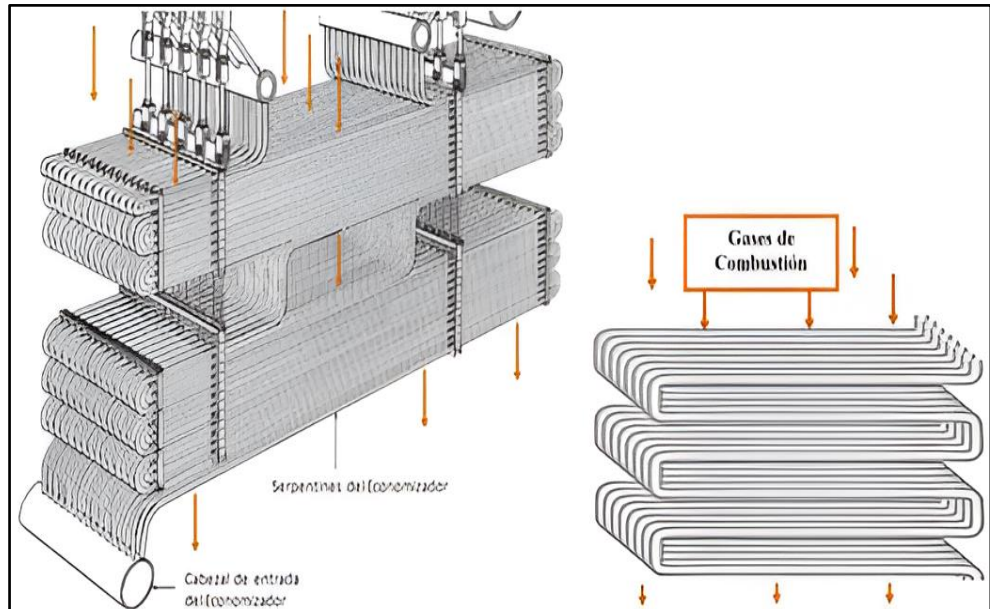
Nota: Economizador de tubos verticales. Tomado de *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP* (p. 19), por H. López, 2017.

Tubos Horizontales

el agua ingresa por el colector inferior pasando por unas tuberías en forma de serpentín horizontal que constituye la superficie de calentamiento y un colector superior donde se almacena el agua para su salida.

Figura 11

Economizador de tubos horizontales



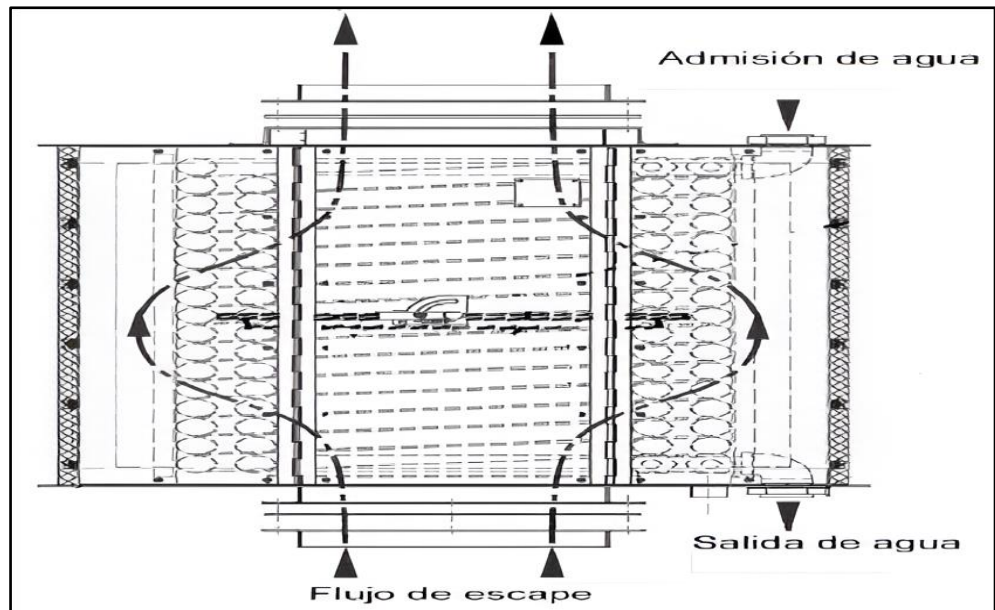
Nota: Economizador de tubos horizontales. Tomado de Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP (p. 19), por H. López, 2017.

Tubos Helicoidales

Contiene un colector superior e inferior donde el serpentín de tubos es uno de los medios más cómodos para aprovechar para transferencia de calor. Habitualmente, se elaboran doblando longitudes distintas de tubería de cobre, acero o aleaciones, para darle forma de hélices, o serpientes helicoidales dobles en los que la entrada y salida están convenientemente localizadas lado a lado.

Figura 12

Economizador de tubos helicoidal



Nota: Economizador de tubos helicoidal. Tomado de *Economizer* (p. 1-7), por Cleaver Brooks, 2008, Cleaver Brooks.

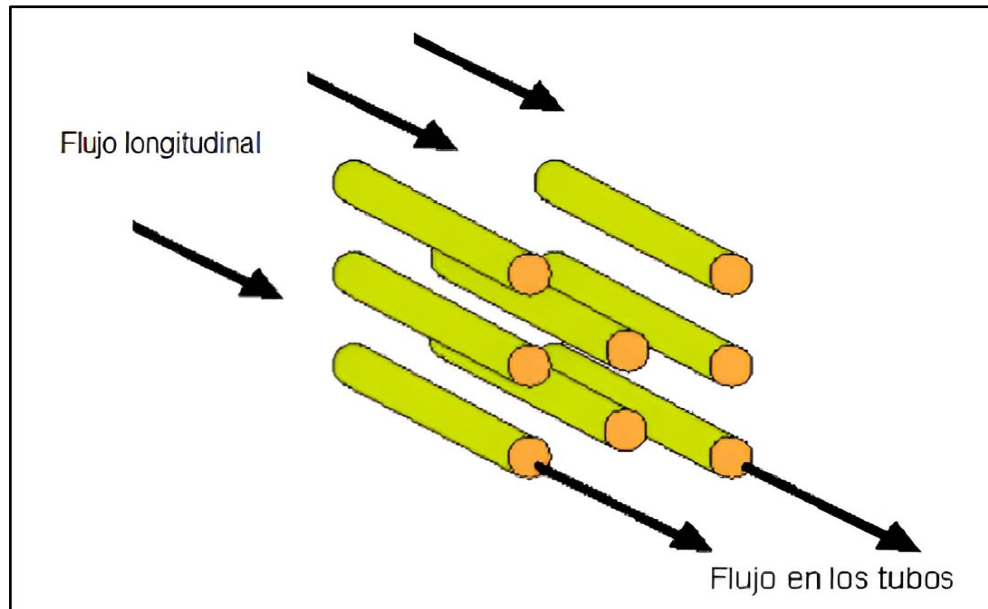
2.2.2.2. De acuerdo a la dirección del flujo de los gases en relación a los tubos

De flujo longitudinal

El gas se desplaza dentro del economizador paralelo a la trayectoria del flujo del agua.

Figura 13

Economizador de flujo longitudinal



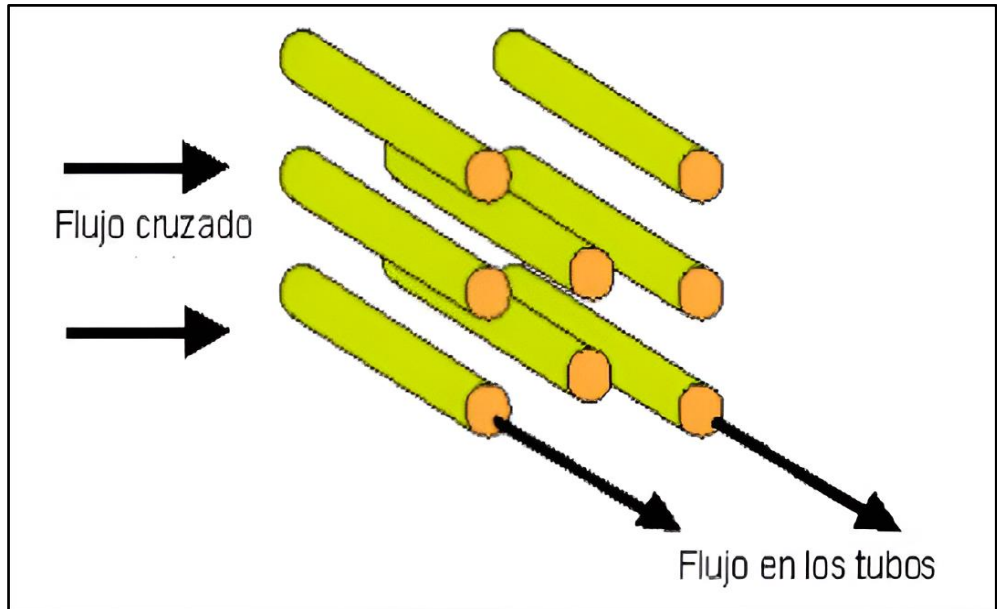
Nota: Economizador de flujo longitudinal. Tomado de *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP* (p. 20), por H. López, 2017.

De flujo cruzado

El gas se desplaza dentro del economizador perpendicularmente a la trayectoria del flujo de agua.

Figura 14

Economizador de flujo cruzado



Nota: Economizador de flujo cruzado. Tomado de *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP* (p. 21), por H. López, 2017.

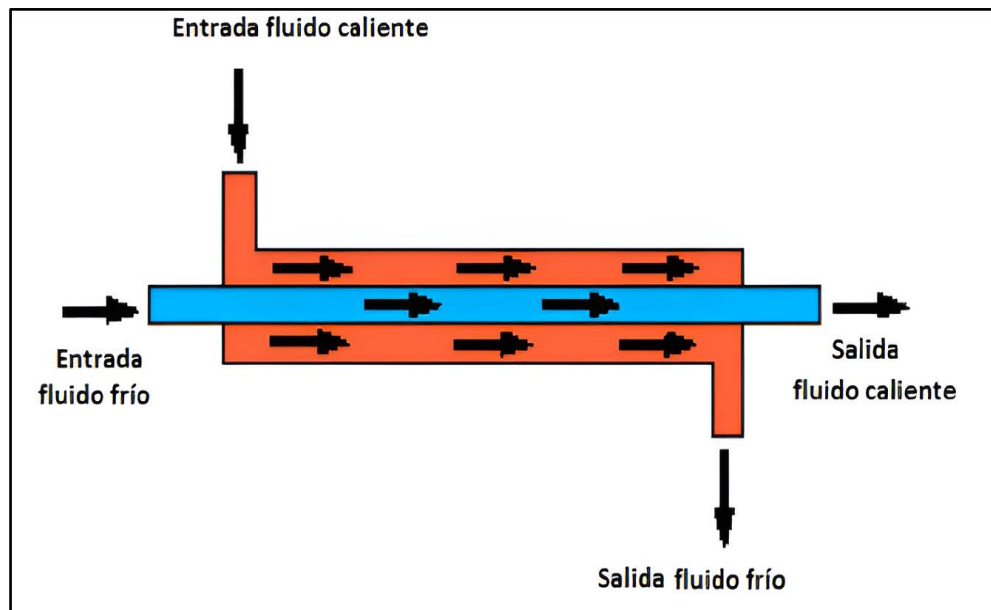
2.2.2.3. De acuerdo a la dirección relativa del flujo de gas y de agua:

De flujos en paralelo

Los fluidos entran por el mismo extremo del intercambiador, siendo el flujo de ambos en el mismo sentido. En este caso la transferencia de calor es mínima.

Figura 15

Flujo en paralelo



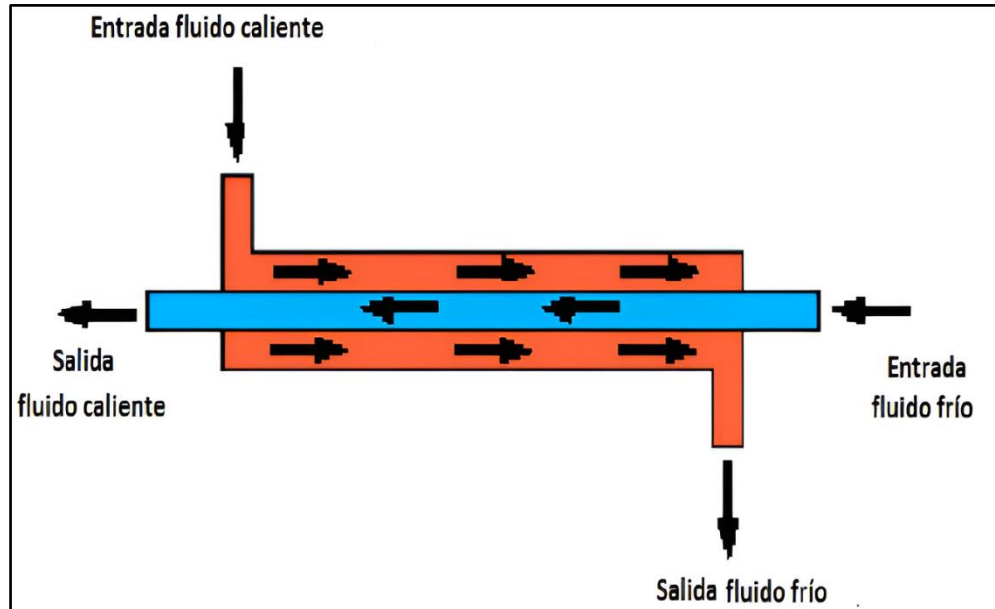
Nota: Economizador de flujo paralelo. Tomado de *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP* (p. 21), por H. López, 2017.

De flujos contracorriente

Los dos fluidos entran por extremos opuestos, siendo el flujo en sentidos opuestos. Se incrementa la cantidad de calor transferido y se observa que el fluido caliente tiende a alcanzar la temperatura de entrada del fluido frío.

Figura 16

Flujo en contracorriente



Nota: Economizador de flujo contracorriente. Tomado de *Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP* (p. 22), por H. López, 2017.

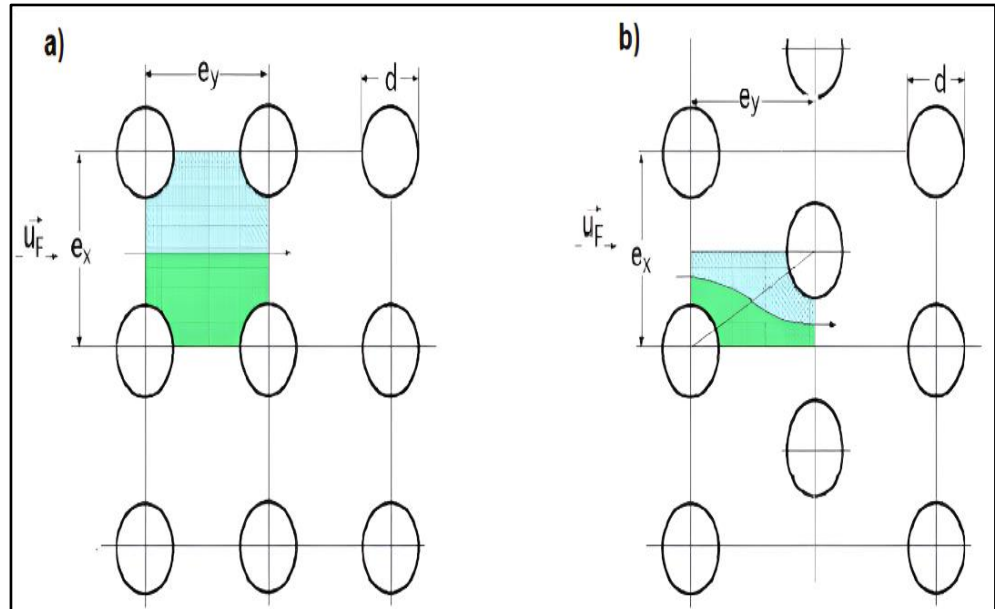
2.2.2.4. De acuerdo al tipo de superficie absorbente de calor:

De tubos desnudos o lisos

En un economizador, el diseño más común y fiable es el que incorpora tubos desnudos (superficie exterior lisa), en alineación regular y al tresbolillo, con flujos cruzados. Los tubos desnudos y alineación regular (a) reducen una posible erosión y obturación provocadas por la ceniza en polvo, en comparación con la disposición al tresbolillo (b) cuando se quema carbón, la ceniza en polvo de los humos crea siempre un ambiente sucio y erosivo, por lo que el banco de tubos que constituye el economizador debe ofrecer la máxima facilidad para su limpieza con sopladores (Restrepo, 2021).

Figura 17

Flujos cruzados de tubos lisos en línea y al tresbolillo



Nota: Economizador de flujos cruzados de tubos lisos en línea y al tresbolillo. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 40), por N. Restrepo, 2021.

De tubos con superficies extendidas

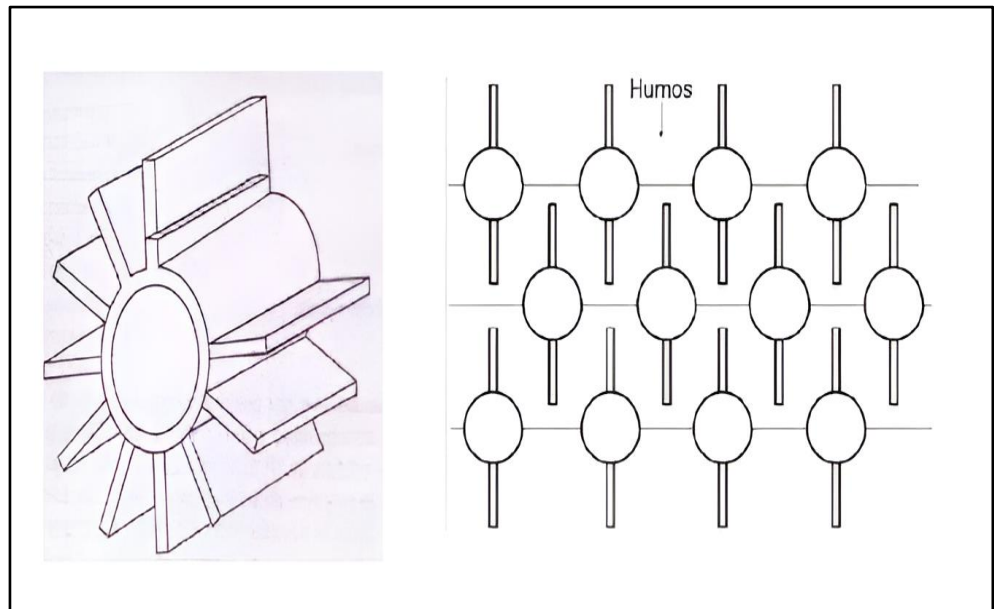
Llamados también tubos aleteados que son elementos principales de cualquier intercambiador de calor del tipo gas líquido. Las aletas son económicas, de menos precio al de la superficie tubular propiamente dicha, que permiten menorar el tamaño y el coste del economizador. No siempre se recomienda, ya que éstas pueden crear complicaciones operativas; en las calderas que funcionan con combustibles sólidos. (Restrepo, 2021).

Aletas longitudinales:

Una disposición de tubos aleteados longitudinalmente dispuestos al tresbolillo y formando parte de un intercambiador de calor de flujos cruzados, se presenta en la Figura 18. Este tipo de aleta tiene mayor resistencia hidráulica, pero son muy costosas. Habitualmente se emplea para líquidos viscosos y en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede exceder un máximo.

Figura 18

Tubos al tresbolillo con aletas longitudinales



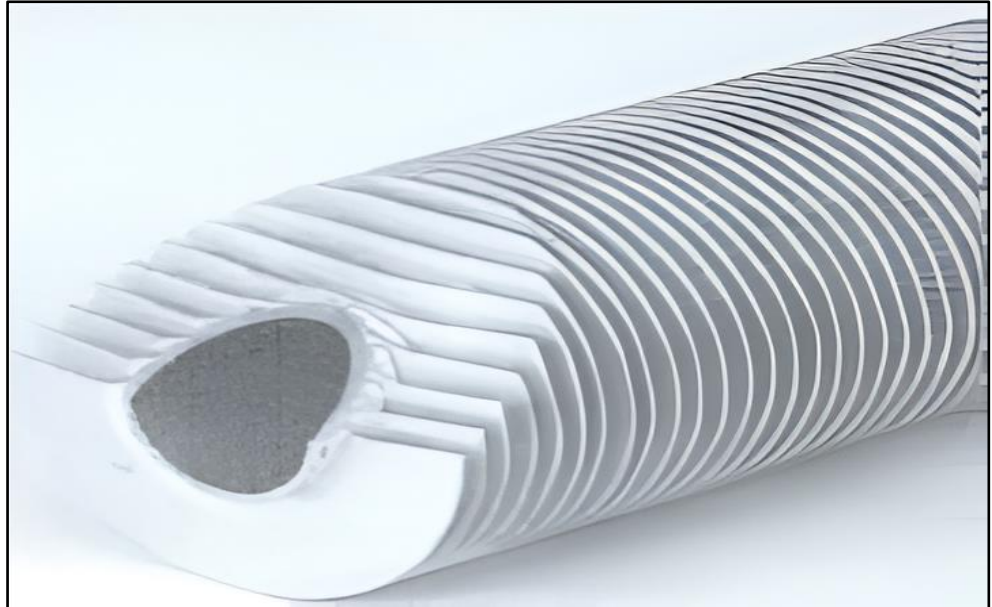
Nota: Economizador de tubos al tresbolillo con aletas longitudinales. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 42), por N. Restrepo, 2021.

Aletas anulares de perfil circulares:

Este es un tubo aleteado que presenta mucha eficiencia. Su mejor rendimiento en transferencia de calor, baja caída de presión y su tamaño compacto son sus principales características (Restrepo, 2021).

Figura 19

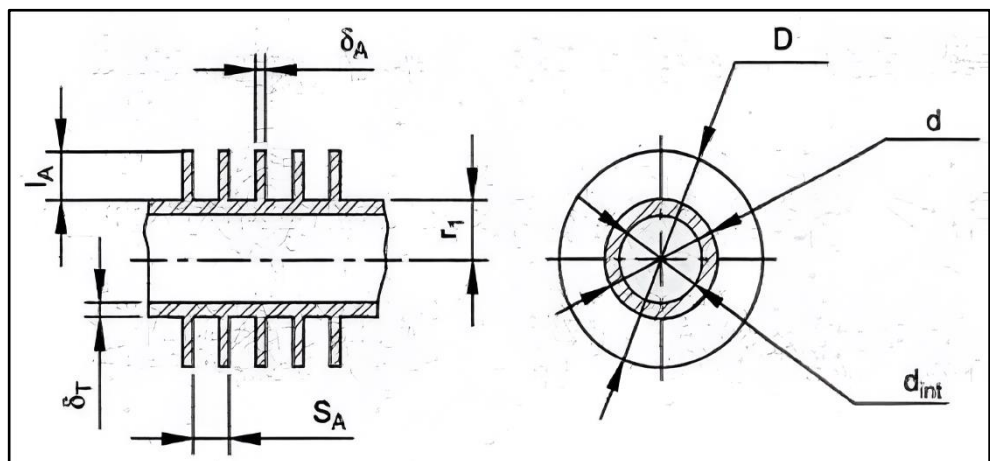
Tubos con aletas anulares de perfil circular



Nota: Economizador de tubos con aletas anulares de perfil circular. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 42), por N. Restrepo, 2021.

Figura 20

Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular



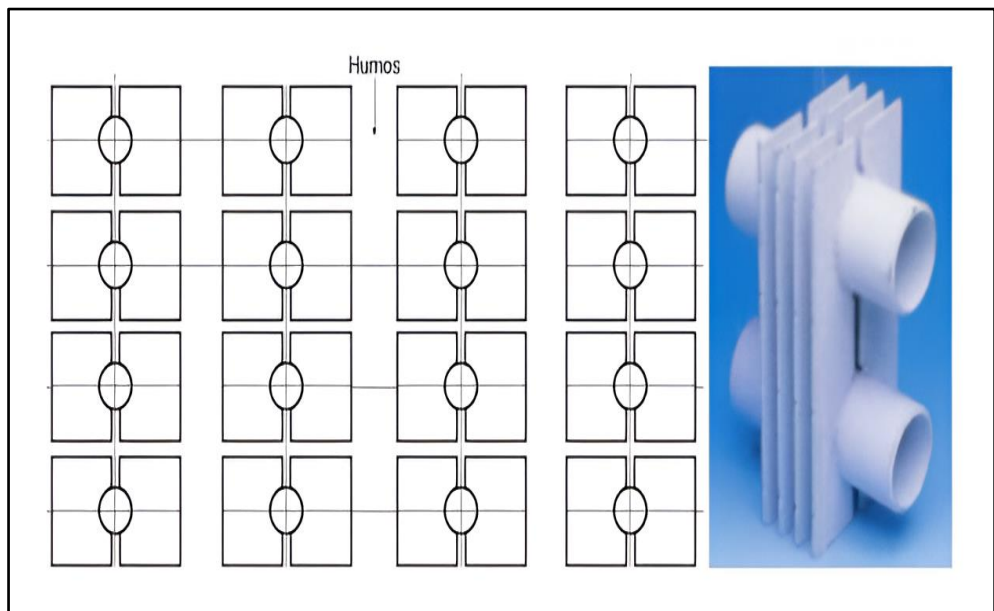
Nota: Características geométricas del tubo con aletas anulares de perfil circular. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 43), por N. Restrepo, 2021.

Aletas anulares de perfil rectangular:

Cada aleta se compone de dos partes iguales que se sueldan por la parte exterior del tubo, este tipo de aleta se monta alienada en bancos de tubos dispuestos horizontalmente, siendo el flujo cruzado de humos vertical descendente (figura 21). Este tipo de aletas en economizadores se utiliza en unidades viejas que se han actualizado mediante la modernización de algunos de sus componentes.

Figura 21

Aletas anulares de perfil rectangular



Nota: Aletas anulares de perfil rectangular. Tomado de Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP (p. 44), por N. Restrepo, 2021.

2.2.2.5. De acuerdo al espacio entre tubos

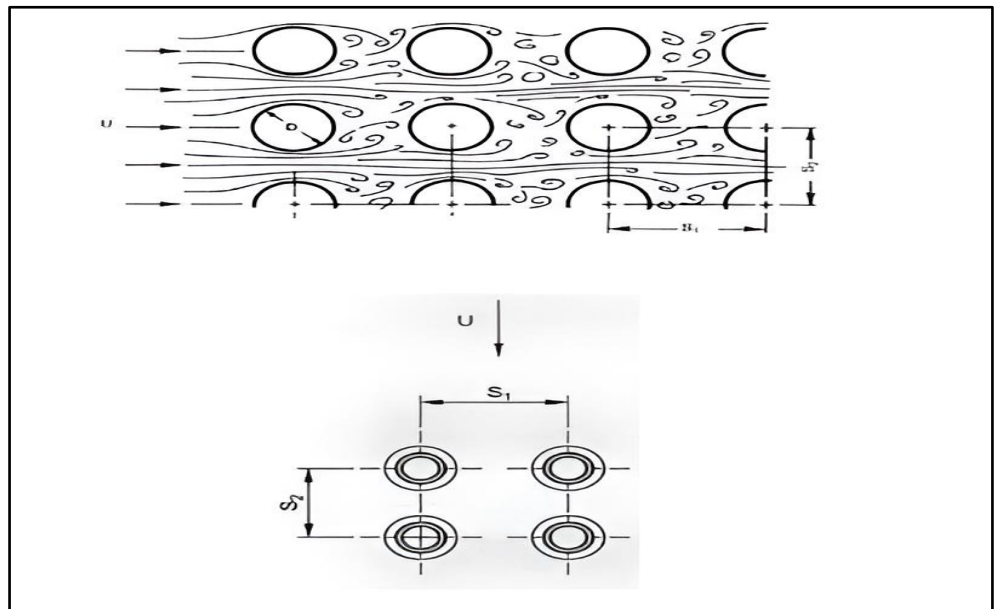
Banco de tubos: Son considerados arreglos de tubos cuya disposición este asociado a la circulación de flujos internos y externos con el fin de intercambiar calor. Su estudio térmico corresponde al área de transferencia de calor considerando el número de filas y su ordenamiento de tubos que puede ser escalonado, cuadrado, rómbico etc, sus correlaciones son empíricas y asocia a velocidades transversales y caída de presión.

Arreglo tipo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en un espaciado cuadrado de 1" y de 1" diámetro exterior en un espaciado en cuadro de $1\frac{1}{4}$ ".

Figura 22

Tipo de arreglo cuadrado de banco de tubos



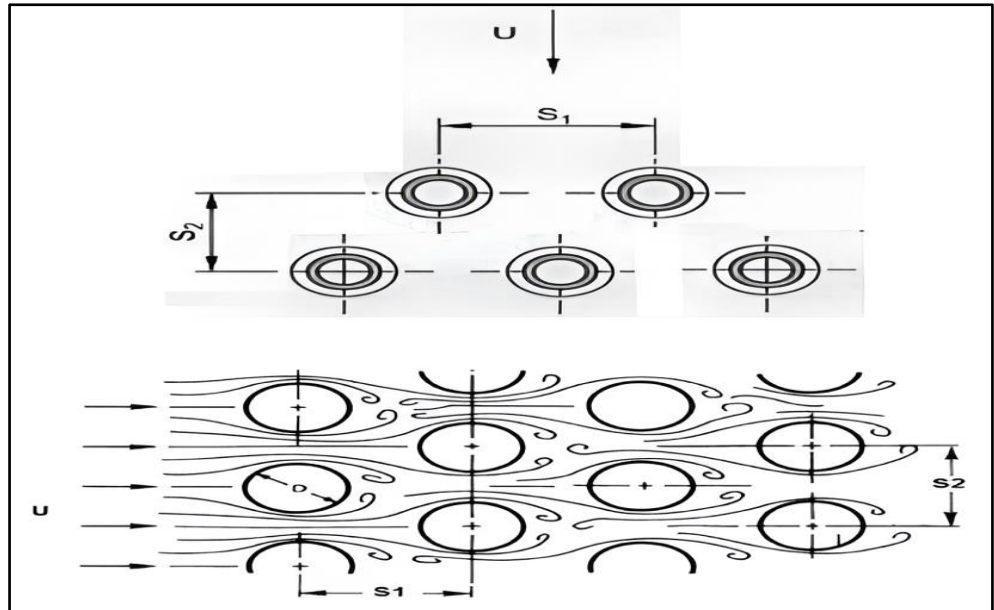
Nota: Tipo de arreglo cuadrado de banco de tubos. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 45), por N. Restrepo, 2021.

Arreglo tipo triangular

Para arreglos triangulares éstos son, de $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en espaciado triangular de $\frac{15}{16}$ ", $\frac{3}{4}$ " diámetro exterior en un arreglo triangular de 1", y 1" diámetro exterior en un arreglo triangular de 1".

Figura 23

Tipo de arreglo triangular de banco de tubos



Nota: Tipo de arreglo triangular de banco de tubos. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 46), por N. Restrepo, 2021.

2.3. Indicadores energéticos

Los indicadores son elaborados en función de la planta consumidora en análisis, yasea de producción o de servicios. Se pueden elaborar en función de los costos de facturación del insumo energético utilizado en forma horaria, mensual o anual.

- Indicadores energéticos

Son usados para evaluar la eficiencia energética de los procesos y operaciones y de esa manera determinan el potencial de ahorro de energía.

- Indicadores económicos

Son indicadores que tiene como parámetro de comparación al costo de facturación del insumo energético consumido en relación al parámetro de producción.

2.4. Evaluación económica

- Valor actual neto

El VAN es un indicador financiero que mide los flujos de los ingresos y egresos futuros que tendrá un proyecto, para determinar, si luego de descontar la inversión inicial, queda alguna ganancia.

- Tasa interna de retorno

La TIR está definida como la tasa de interés con la cual el valor neto (VAN) de una inversión sea igual a cero ($VAN=0$). Es un indicador de rentabilidad relativa del proyecto.

- Periodo de repago

Permite conocer el periodo en que la inversión realizada se recuperara, sin considerar la actualización del dinero.

- Rentabilidad

Permite conocer el porcentaje que representa el ahorro anual neto, respecto a la inversión inicial, tomándose en cuenta la vida útil estimada del proyecto.

CAPITULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

III. Materiales y Métodos

3.1. Aire comburente

Durante el proceso de combustión, el aire proporciona el oxígeno necesario para que se produzca la reacción química. Este aire, principalmente compuesto por nitrógeno (N_2) y oxígeno (O_2), también contiene bajos niveles de gases inertes y vapor de agua en su composición.

Tabla 3

Propiedades del aire

N°	Parámetro	Valor	Unidad
1	Calor específico a presión constante	1.0041	kJ/kg
2	Densidad	1.21	kg/m ³

Nota: La tabla muestra las propiedades del aire. Tomado y Adaptado de *Transferencia de calor y masa* (p. 860), por Y. Cengel, 2007, McGraw-Hill.

3.2. Gas Natural

El gas es un hidrocarburo mezcla de gases ligeros de origen natural. Principalmente contiene metano, normalmente incluye cantidades variables de otros alcanos y a veces un pequeño porcentaje de dióxido de carbono, nitrógeno, ácido sulfhídrico y helio. Se forma cuando varias capas de plantas en descomposición y materia animal se exponen a calor intenso y presión bajo la superficie de la Tierra durante millones de años. La energía que inicialmente obtienen las plantas del sol se almacena en forma de enlaces químicos en el gas. Constituye una importante fuente de energía fósil liberada por su combustión. Se extrae de yacimientos independientes o junto a yacimientos petrolíferos o de carbón.

Tabla 4*Propiedades del gas natural*

Combustible	Densidad kg/m³	PCI KJ/KG	PCS KJ/KG
Gas Natural	0.737	39900	44000
Gas de hulla	0.5		46900
Gas de coquería	0.56	31400	35250
Gas de aire		10000	12000
Hidrogeno	0.0899	120011	141853

Nota: La tabla muestra propiedades del gas natural. Tomado y Adaptado de *Poder Calorífico de las Sustancias más Comunes*, por Un Lugar de Esparcimiento, 2011, Un Lugar de Esparcimiento.

Tabla 5*Composición volumétrica del gas natural*

GAS NATURAL			
Componente	Formula	Porcentaje %	Masa Molar
Metano	CH ₄	98.9953	16
Nitrógeno	N ₂	0.5422	28
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1292	44
Etano	C ₂ H ₆	0.2361	30
Propano	C ₃ H ₈	0.0377	44
Butano	C ₄ H ₁₀	0.0274	58
Pentano	C ₅ H ₁₂	0.0081	72
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.024	86
Total		100	378

Nota: Composición volumétrica del gas natural. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 72), por N. Restrepo, 2021.

3.3. Método

De acuerdo con Tantalean (2015), el Método descriptivo-propósito es una forma de estudio que se enfoca en recopilar información sobre un fenómeno, realizando primero un diagnóstico y evaluación, luego un análisis y fundamentación teórica, y finalmente proponiendo una solución. Esta investigación se divide en dos fases: la descriptiva y la propositiva. En la primera fase se lleva a cabo el diagnóstico y la evaluación, mientras que en la segunda fase se realiza el análisis y la fundamentación teórica, para luego ofrecer una propuesta de solución al problema identificado.

Tipo de diseño pre experimental

El diseño de la investigación es pre experimental, ya que no se manipulan las variables en estudio, sino que el investigador se limita a observar el fenómeno en condiciones naturales. Aunque analiza el fenómeno, no puede modificarlo ni alterarlo, lo que conlleva a una alta confiabilidad en los estímulos y respuestas entre las variables definidas por el investigador. Esta investigación se basa en la aplicación recurrente de la técnica, lo que le otorga una sólida base para el estudio.



O1: Recuperación de gases de combustión

O2: Eficiencia de caldera

X: Sistema con economizador de gases de combustión

G.E: Caldera pirotubular N°1 de 1500 BHP de Empresa Copeinca S.A

3.3.1. Métodos de la Investigación

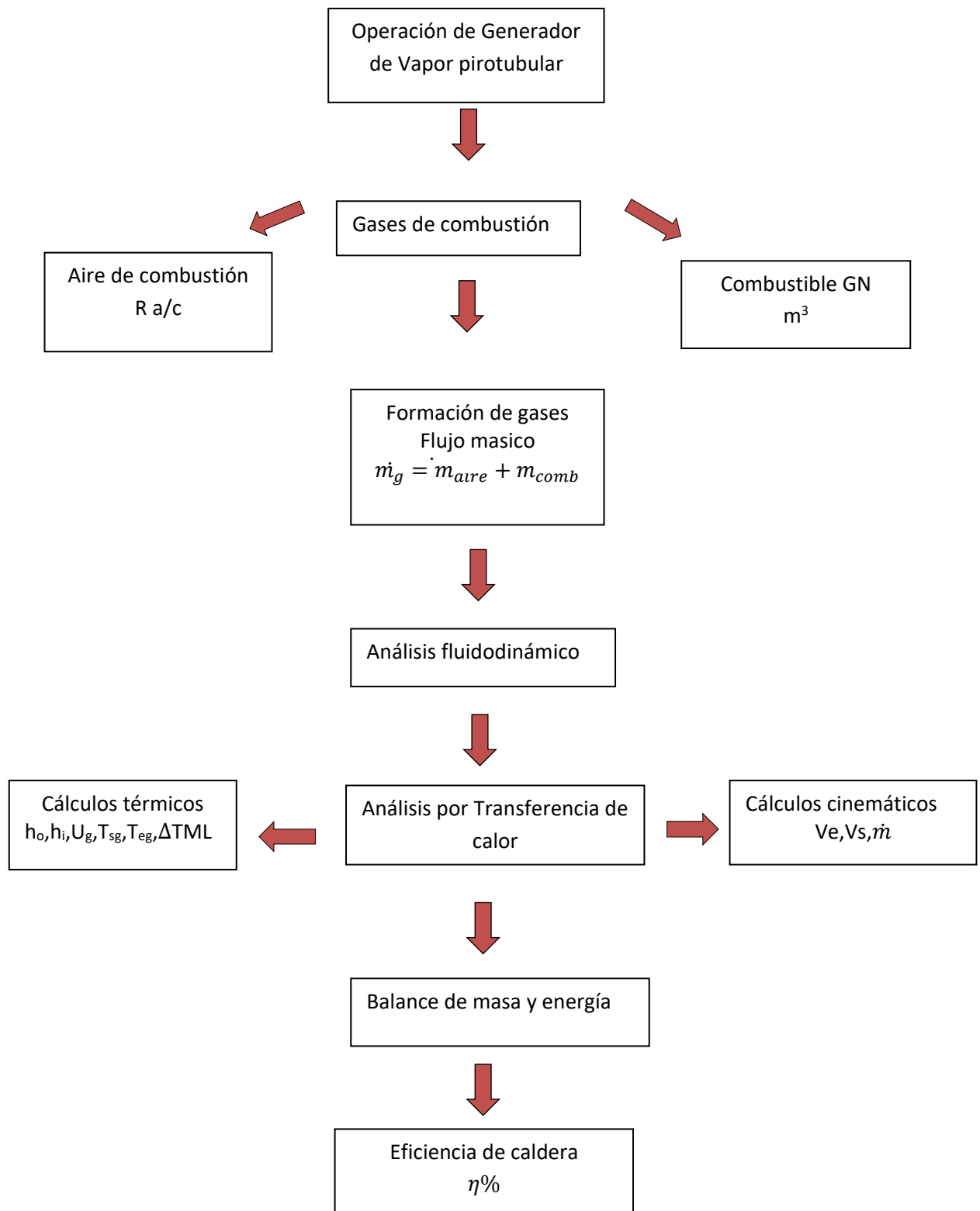
Según Tamayo (2007), el método de investigación utilizado es cuantitativo y correlacional debido a su aplicabilidad. Este método implica contrastar teorías previas mediante hipótesis generadas a partir de las mismas. Para llevar a cabo esta investigación, es fundamental obtener y seleccionar una muestra representativa del fenómeno o población en estudio, ya sea de forma aleatoria o por criterio del investigador.

Dentro de la metodología no experimental, se encuentra la investigación correlacional, cuyo objetivo es encontrar explicaciones a través del estudio de las relaciones entre variables en contextos naturales, sin manipulación alguna de estas. Este tipo de investigación busca determinar en qué medida un cambio en una variable está relacionado con las modificaciones experimentadas en otras variables. Para evaluar la intensidad y la dirección de las relaciones entre variables, se emplea el coeficiente de correlación, cuyo valor estadístico puede variar dependiendo de la naturaleza de las variables estudiadas (García Meseguer M., 2012). Este coeficiente es una herramienta fundamental en el análisis estadístico para comprender cómo se relacionan entre sí diferentes fenómenos o elementos.

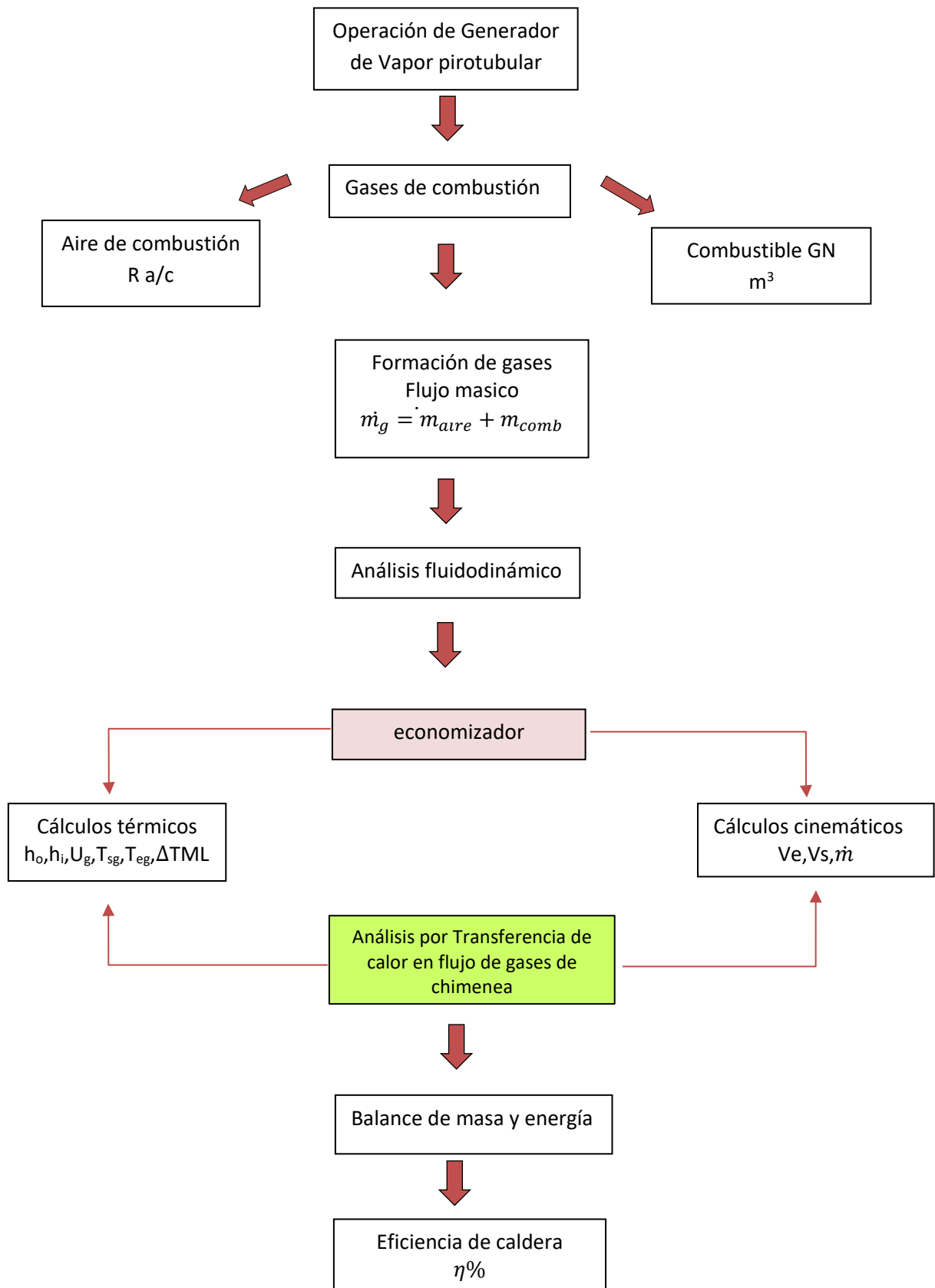
3.3.2. Procedimientos

La investigación tiene las siguientes etapas distribuida en dos bloques de acciones que completan los pasos u objetivos de la investigación y que son suficientes para probar la hipótesis de estudio.

Esquema de estudio sin propuesta de economizador



Esquema de estudio con propuesta de economizador



3.3.3. Metodología de cálculo

Se describe al detalle el proceso de cálculo empleado para determinar los resultados y la discusión realizada con relación al funcionamiento del caldero 1, el cual tiene una potencia de 1500 BHP. En este sentido, se presentará la secuencia de cálculos realizados para evaluar el rendimiento de dicho equipo y se discutirán los resultados y descubrimientos obtenidos a lo largo del proceso de análisis

Rendimiento de la caldera pirotubular

El rendimiento de una caldera puede calcularse por dos métodos:

Método Directo

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_s * h_a)}{\dot{m}_c * PCI} \quad Ec. 1$$

Dónde:

\dot{m}_v : Masa del vapor

h_s : Entalpía del vapor saturado

h_a : Entalpía del agua de alimentación

\dot{m}_c : Masa del combustible

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible

Método Indirecto

Aplicación de NTP.350.300.2008

Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos (P_1)

$$P_1 = k * \frac{T_g * T_a}{[CO_2]} \quad Ec. 2$$

Dónde:

k: Constante de Siegert

T_g : Temperatura de gases a la salida de la chimenea

T_a : Temperatura del ambiente

$[CO_2]$: Concentración volumétrica de dióxido de carbono en los gases de escape

Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases (P_2)

$$P_2 = \frac{\{([H_2O] + 9 * [H]) * (210 - 4,2 * T_a + 2,1 * T_g)\}}{PCS} \quad Ec. 3$$

Dónde:

$[H_2O]$: Porcentaje en peso de agua contenido en el combustible

$[H]$: Porcentaje en peso de hidrogeno contenido en el combustible

T_a : Temperatura del ambiente

T_g : Temperatura de gases a la salida de la chimenea

PCS: Poder Calorífico Superior del combustible

Pérdida por inquemados gaseosos (P_3)

$$P_3 = k_1 * \frac{[CO]}{([CO_2] + [CO])} \quad Ec. 4$$

Dónde:

k_1 : Constante utilizada para el cálculo de inquemados gaseosos

$[CO]$: Concentración volumétrica de monóxido de carbono en los gases de escape

$[CO_2]$: Concentración volumétrica de dióxido de carbono en los gases de escape

Pérdida por inquemados sólidos (P_4)

$$P_4 = 0.14 * B^2 + 0.08 * B + 0.07 \quad Ec. 5$$

Dónde:

B: Índice de Bacharach

Pérdida por convección (P_5)

$$P_5 = 80 * \left(\frac{Q_{P5}}{W_c} \right) \quad Ec. 6$$

Calculando

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad Ec. 7$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad Ec. 8$$

$$W_c = 9.81 * BHP \quad Ec. 9$$

Reemplazando se obtiene

$$Q_{P5} = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g * (T_{sg} - T_a) \quad Ec. 10$$

Dónde:

Q_{P5} : Calor perdido por convección

W_c : Potencia de la caldera

h_{cf} : Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido

h_{cg} : Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión

T_a : Temperatura del ambiente

T_{sf} : Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido

T_{sg} : Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión

v : Velocidad del viento alrededor de la caldera

Pérdida por radiación (P_6)

$$P_6 = 80 * (Q_{P6}/W_c) \quad Ec. 11$$

Calculando

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * \epsilon * [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad Ec. 12$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * \epsilon * [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad Ec. 13$$

$$W_c = 9.81 * BHP \quad Ec. 14$$

Reemplazando se obtiene

$$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g) \quad Ec. 15$$

Dónde:

Q_{P6} : Calor perdido por radiación

W_c : Potencia de la caldera

q_{rf} : Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido

q_{rg} : Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión

T_a : Temperatura del ambiente

T_{sf} : Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido

T_{sg} : Temperatura de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión

ε : Emisividad de la superficie

Cálculo de la eficiencia térmica de la caldera

$$\eta = 100\% - \sum_1^6 P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 \quad Ec. 16$$

La ecuación que se utiliza para calcular el flujo de calor disponible generado por el flujo másico de los gases de combustión que provienen del generador de vapor (Q_g) es la siguiente:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * C_{p_g} * (T_{gent} - T_{gsal}) \quad Ec. 17$$

Dónde:

\dot{Q}_g : Flujo de calor disponible de los gases de combustión

\dot{m}_g : Flujo masico de gases de la combustión

C_{p_g} : Calor especifico a presión constante de los gases de combustión

T_{gsal} : Temperatura de los gases de la combustión salientes del economizador

T_{gent} : Temperatura de los gases de la combustión entrantes al economizador

El flujo de calor absorbido por el aire (\dot{Q}_a), se calcula en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{fa} - T_{amb}) \quad Ec. 18$$

Dónde:

\dot{Q}_a : Flujo de calor absorbido por el aire

\dot{m}_a : Flujo masico de aire de la combustión

C_{p_g} : Calor especifico a presión constante del aire.

T_{fa} : Temperatura del aire a la salida del economizador

T_{amb} : Temperatura ambiental

Diseño del Economizador

La transferencia de calor que permite el diseño del precalentador de aire-gas se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_a = \dot{Q}_T \quad Ec. 19$$

$$\dot{Q}_T = A_T * LMTD * U_T \quad Ec. 20$$

Dónde:

A_T : Área total de transferencia de calor

$MLDT$: Diferencia Media Logarítmica de Temperatura

U_T : Coeficiente global de transferencia de calor

Diferencia de temperatura media logarítmica

Para hacer el cálculo de $MLDT$ se debe tener claro cuál va a ser el arreglo que va a tener el intercambiador, para este caso se toma como arreglo el flujo cruzado

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad Ec. 21$$

Por el Lado de los Gases

Área del tubo liso

$$A_O = 12\pi D_t \quad Ec. 22$$

Dónde:

A_O : Área del tubo liso

D_t : Diámetro del tubo

Área de la Aleta

$$A_f = \left[\frac{\pi}{4} ((2L_f + D_t)^2 - D_t^2) * 2 * \frac{1ft^2}{144in^2} + \pi * e * (2L_f + D_t) * \frac{1ft^2}{144in^2} \right] * N_f * 12 \frac{in}{ft} \quad Ec. 23$$

Dónde:

A_f : Área de la aleta

L_f : Longitud de la aleta

D_t : Diámetro del tubo

e : Espesor de la aleta

N_f : Número de aletas por pulgada

Perímetro Proyectado

$$PP = 2N_f * 2L_f * 12 \frac{in}{ft} + 2 \left(12 \frac{in}{ft} - 12 \frac{in}{ft} * N_f * e \right) \quad Ec. 24$$

Dónde:

PP : Perímetro proyectado

L_f : Longitud de la aleta

e : Espesor de la aleta

N_f : Numero de aletas por pulgada

Diámetro Equivalente

Para hallar h_f se inicia calculando el diámetro equivalente del ducto de los gases

$$D_{e.al} = \frac{2(A_f + A_o)}{\pi * PP} \quad Ec. 25$$

El diámetro equivalente se realiza haciendo suposiciones como por ejemplo, 8 aletas por pulgada

Área de flujo de los gases

El área de flujo de los gases es el espacio libre entre los tubos y las paredes del ducto

$$A_S = A_D - N_t * D_t * L_t - N_t \left(2e * L_f * N_f * \frac{12in}{ft} * Ancho \right) \quad Ec. 26$$

Dónde:

A_S : Área de flujo de los gases

A_D : Área de la caja del economizador

N_t : Numero de tubos

L_t : Longitud de los tubos

N_f : Numero de aletas por pulgada

D_t : Diámetro del tubo

L_f : Longitud de la aleta

e : Espesor de la aleta

Flujo masico de los gases por unidad de área

Se requiere para poder hallar el número de Nusselt

$$G_S = \frac{\dot{m}_g}{A_S} \quad Ec. 27$$

Dónde:

\dot{m}_g : Flujo masico de gases de combustión

A_S : Área de flujo de los gases

Numero de Reynolds

Se requiere para poder hallar el número de Nusselt del gas

$$R_e = \frac{D_e * G_s}{\mu} \quad Ec. 28$$

Dónde:

D_e : Diámetro equivalente

G_s : Flujo masico de los gases por unidad de área

μ : Viscosidad cinemática

Numero de Prandtl

Se requiere para poder hallar el número de Nusselt del gas

$$P_r = \frac{C_{p_g} * \mu}{k} \quad Ec. 29$$

Dónde:

C_{p_g} : Calor especifico del gas

k : Conductividad térmica del gas

μ : Viscosidad cinemática

Numero de Nusselt

Se requiere para poder hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección de gas

$$N_u = \frac{h_f * D_e}{k} = 0.321 R_e^{0.61} P_r^{0.33} \quad Ec. 30$$

Dónde:

N_u : Numero de Nusselt

h_f : Coeficiente de transferencia de calor por convección del gas

D_e : Diámetro equivalente

k : Conductividad térmica del gas

R_e : Numero de Reynolds

P_r : Numero de Prandtl

Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta

Con el valor de Nusselt se procede hallar el coeficiente de transferencia de calor

$$h_f = \frac{N_u * k}{D_e} \quad Ec. 31$$

Dónde:

h_f : Coeficiente de transferencia de calor por convección del gas

D_e : Diámetro equivalente

k : Conductividad térmica del gas

N_u : Numero de Nusselt

Factor Corrección

Las incrustaciones o ensuciamiento que provocan los gases de combustión hacen que la conductividad térmica entre los gases y los tubos se vean afectados, se debe ajustar el coeficiente de transferencia de calor por convección según el tipo de obstrucción

$$h'_f = \frac{h_{do} * h_f}{h_{do} + h_f} \quad Ec. 32$$

Dónde:

h'_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido con el factor de obstrucción

h_{do} : Coeficiente de obstrucción equivalente al reciproco del factor de obstrucción fuera del tubo

h_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta

Se tiene que corregir el coeficiente, ya que la transferencia de calor del sistema cambia por las aletas del tubo

$$h'_{fi} = (\Omega * A_f + A_o) * \frac{h'_f}{A_i} \quad Ec. 33$$

Dónde:

h'_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido con el factor de obstrucción

Ω : Eficiencia de la aleta

A_f : Área de la aleta

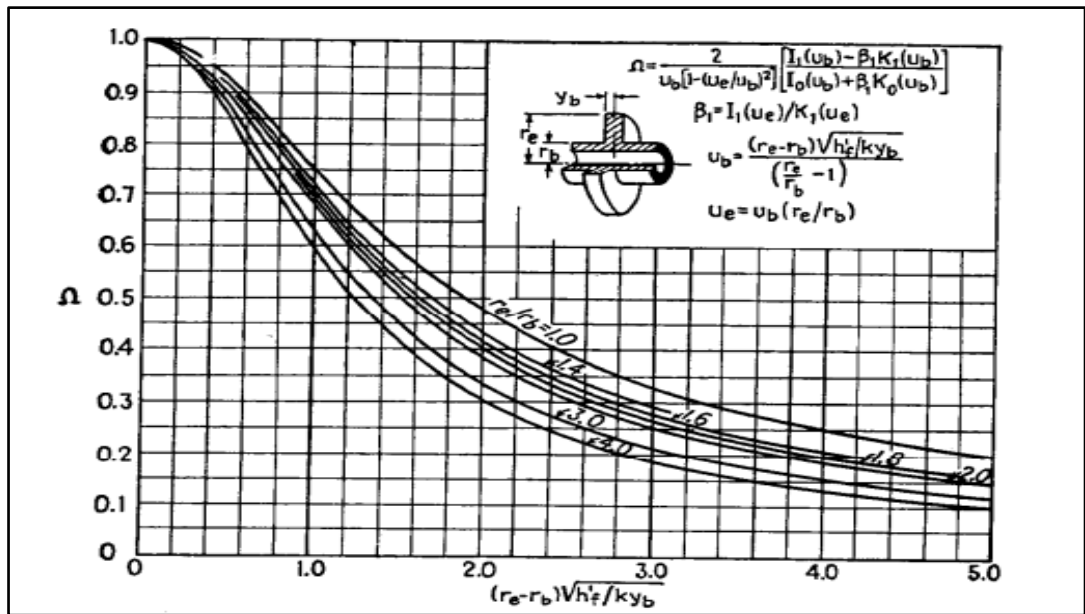
A_i : Área de tubo teniendo en cuenta su diámetro interno

A_o : Área del tubo liso

Hallamos la eficiencia de la aleta mediante la figura 24, utilizando los valores calculados en la ecuación 34.

Figura 24

Eficiencia de la aleta anular



Nota: Eficiencia de aleta anular. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 621), por D. Kern, 1999, CECSA.

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{k y_b}} \quad \text{Ec. 34}$$

$\frac{r_e}{r_b}$ (relacion radio de la aleta con el radio del tubo)

Dónde:

r_e : Radio de la aleta

r_b : Radio del tubo

k : Conductividad térmica

y_b : Espesor de la aleta

h'_f : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido con el factor de obstrucción

Área interna del tubo

$$A_i = \pi * D_{ti} \quad Ec.35$$

Dónde:

A_i : Área interna del tubo

D_{ti} : Diámetro interno del tubo

Para el lado de agua

Para el fluido que va dentro de los tubos, suponemos que todo el flujo másico se moverá por cada banco de tubos

Área de flujo en el banco de tubos

$$a_t = N_t * a'_t \quad Ec.36$$

Dónde:

a_t : Área de flujo en el banco de tubos

N_t : Numero de tubos por banco

a'_t : Área de flujo por tubo

Flujo volumétrico del agua

$$G_t = \frac{\dot{m}_a}{a_t} \quad Ec.37$$

Dónde:

G_t : Flujo volumétrico del agua

\dot{m}_a : Flujo masico del agua

a_t : Área de flujo en el banco de tubos

Velocidad del agua por los tubos

La densidad del agua para una temperatura media es de 105.22 °C

$$V = \frac{G_t}{\rho_a} \quad Ec. 38$$

Dónde:

V : Velocidad del agua

G_t : Flujo volumétrico del agua

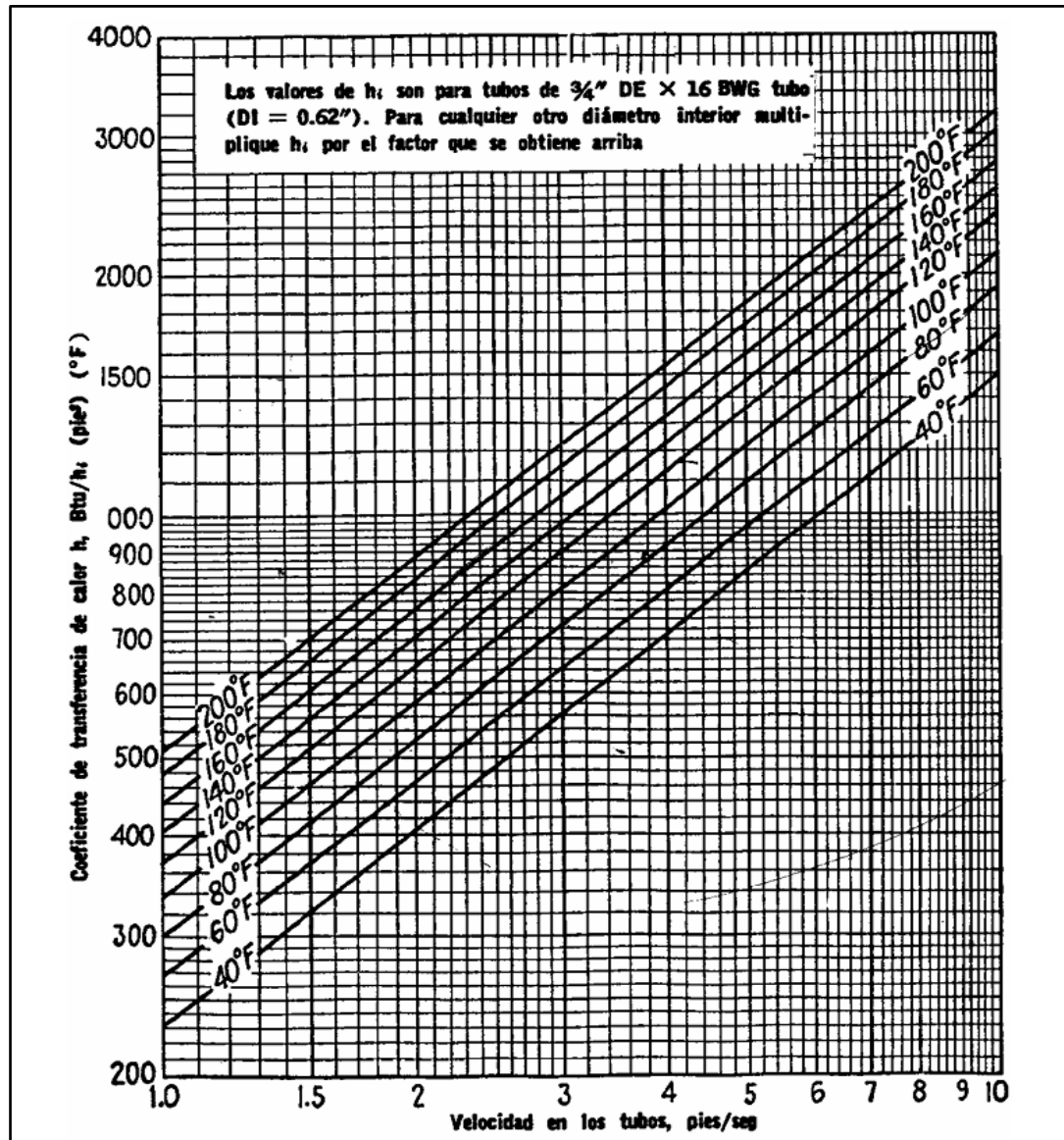
ρ_a : Densidad del agua

Coefficiente de transferencia de calor por convección para el agua

El coeficiente de transferencia de calor por dentro del tubo se hallará mediante la siguiente figura:

Figura 25

Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua

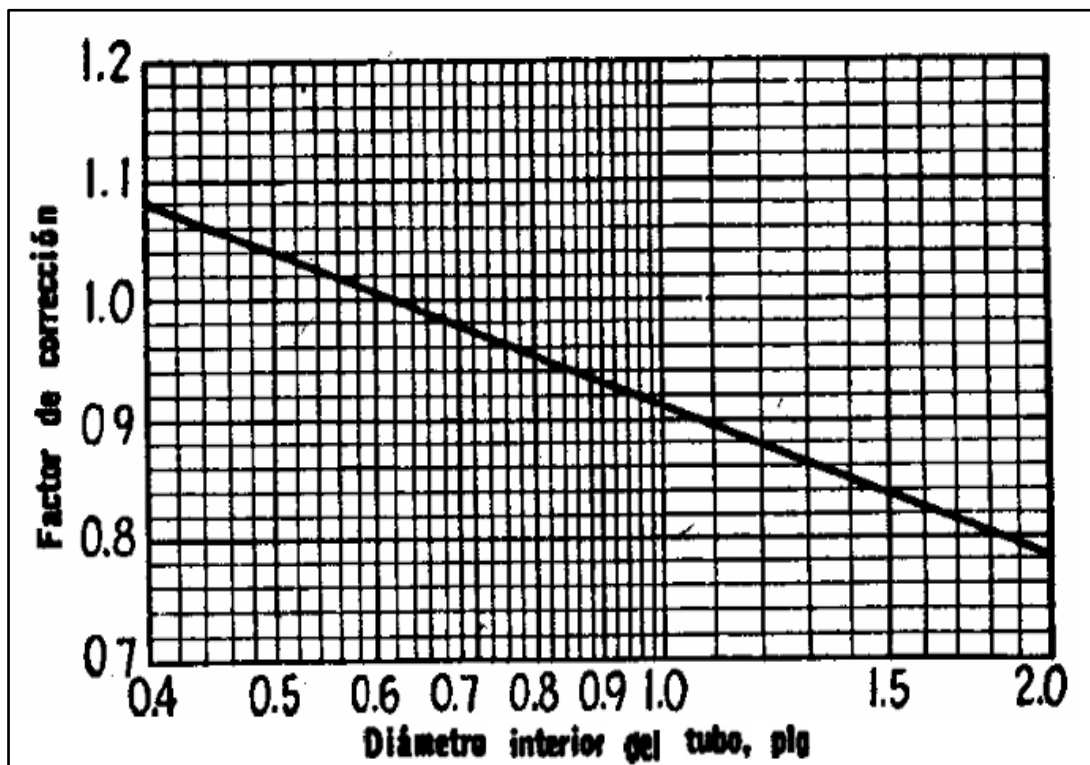


Nota: Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 940), por D. Kern, 1999, CECOSA.

El factor de corrección para h_i se obtiene en la figura 26.

Figura 26

Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua



Nota: Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 940), por D. Kern, 1999, CECSA.

Coefficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor permite dimensionar la capacidad del medio para disipar energía

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi} * h'_i}{h'_{fi} + h'_i} \quad Ec. 39$$

Dónde:

U_{Di} : Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie interior del tubo

h'_i : Coeficiente de transferencia de calor para el fluido por dentro del tubo corregido para el factor de obstrucción

h'_{fi} : Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta corregido a la superficie interior de la tubería

Área de flujo de calor

El número de bancos de tubos que tendrá el economizador se obtiene luego de calcular el área de flujo con el coeficiente universal de transferencia de calor

$$A = \frac{Q_a}{U_{Di} * MLDT} \quad Ec. 40$$

$$Q_a = m_a(h_{sal} - h_{ent}) \quad Ec. 41$$

Dónde:

A : Área de flujo de calor

Q_a : Flujo calor del agua

U_{Di} : Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie interior del tubo

$MLDT$: Diferencia media logarítmica de temperaturas

h_{sal} : Entalpia del agua a la salida del economizador

h_{ent} : Entalpia del agua en la entrada del economizador

Área de flujo por bancos de tubos

$$A_b = N_t * L_t * a_t \quad Ec. 42$$

Dónde:

A_b : Área de flujo por bancos de tubos

N_t : Numero de tubos

L_t : Longitud del tubo

a_t : Área de flujo en el banco de tubos

Numero de bancos de tubos

$$N_{bt} = \frac{A}{A_b} \quad Ec. 43$$

Dónde:

N_{bt} : Numero de bancos de tubos

A : Área de flujo de calor

A_b : Área de flujo por bancos de tubos

Efectividad de transferencia

$$C_h = \dot{m}_g * C_{p_g} \quad Ec. 44$$

$$C_c = \dot{m}_a * C_{p_a} \quad Ec. 45$$

Dónde:

C_h : Capacidad calorífica del fluido caliente

C_c : Capacidad calorífica del fluido frio

\dot{m}_g : Flujo masico de los gases de combustión

\dot{m}_a : Flujo masico del agua

C_{p_g} : Calor específico de los gases de combustión

C_{p_a} : Calor especifico del agua

Se debe realizar una comparación de C_h y C_c , para encontrar la capacidad calórica mínima (C_{min}) que corresponde al menor de los valores; se utiliza este factor para calcular el calor máximo

Calor Máximo

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h-ent} - T_{c-ent}) \quad Ec. 46$$

Dónde:

Q_{max} : Calor máximo

C_{min} : Capacidad calorífica mínima

T_{h-ent} : Temperatura de entrada de los gases de combustión

T_{c-ent} : Temperatura de entra del agua de alimentación

Efectividad de transferencia de calor

$$\varepsilon = \frac{Q_a}{Q_{max}} * 100 \quad Ec. 47$$

Dónde:

ε : Efectividad de transferencia de calor

Q_a : Flujo calor del agua

Q_{max} : Calor máximo

Caída de presión en las tuberías

$$R_{et} = \frac{D_{it} * G_t}{\mu_{agua}} \quad Ec. 48$$

Dónde:

R_{et} : Numero de Reynolds para el agua

D_{it} : Diámetro interno del tubo

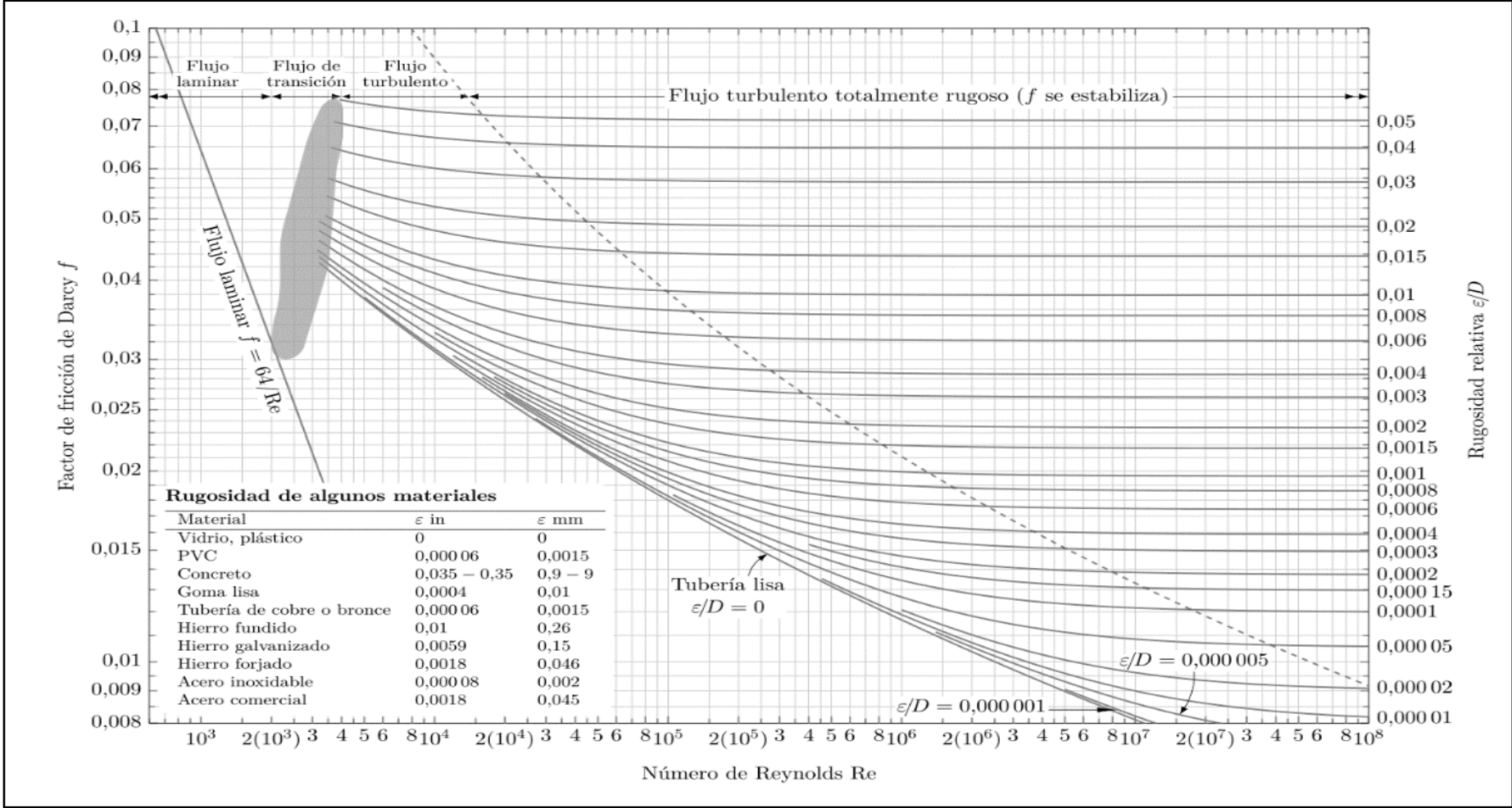
G_t : Flujo volumétrico por unidad de área

μ_a : Viscosidad cinemática del agua

Se selecciona el valor del factor de fricción f en la siguiente figura:

Figura 27

Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos



Nota: Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos. Tomado de *Diagrama de Moody*, por Wikipedia, 2024, Wikipedia.

Las pérdidas de presión en las tuberías se hallarán en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_T = \frac{f * G_t^2 * L * N_{bt}}{5.22 * 10^{10} * D_{it} * \phi_t} \quad Ec. 49$$

Dónde:

ΔP_T : Caída de presión en las tuberías

f : Factor de fricción

G_t : Flujo volumétrico por unidad de área

L : Longitud del tubo

D_{it} : Diámetro interno del tubo

ϕ_t : Relación de viscosidad

N_{bt} : Numero de banco de tubos

Volumen Neto

$$VN = L * A * p - \frac{1}{2} (N * T_t) * \frac{\pi(D_t^2)}{4} * L - \frac{1}{2} (N * T_t) * \left(\frac{\pi(2L_F + D_t)^2 - D_t^2}{4} \right) * e * N_f * L \quad Ec. 50$$

Dónde:

L : Largo de la caja del economizador

A : Ancho de la caja del economizador

p : Paso

N : Numero de tubos

T_t : Numero de banco de tubos

D_t : Diámetro del tubo

L_F : Longitud de la aleta

e : Espesor de la aleta

N_f : Numero de aletas por pulgada

Superficie friccional

$$SF = \frac{1}{2} * N * T_t * A_o * A \quad Ec. 51$$

Dónde:

SF : Superficie friccional

N : Numero de tubos

T_t : Numero de banco de tubos

A_o : Área del tubo liso

A : Ancho de la caja del economizador

Diámetro Volumétrico Equivalente

$$D'_{ev} = \frac{4 * VN}{SF} \quad Ec. 52$$

Dónde:

D'_{ev} : Diámetro volumétrico equivalente

VN : Volumen neto

SF : Superficie friccional

Gravedad Especifica

$$S = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}} \quad Ec. 53$$

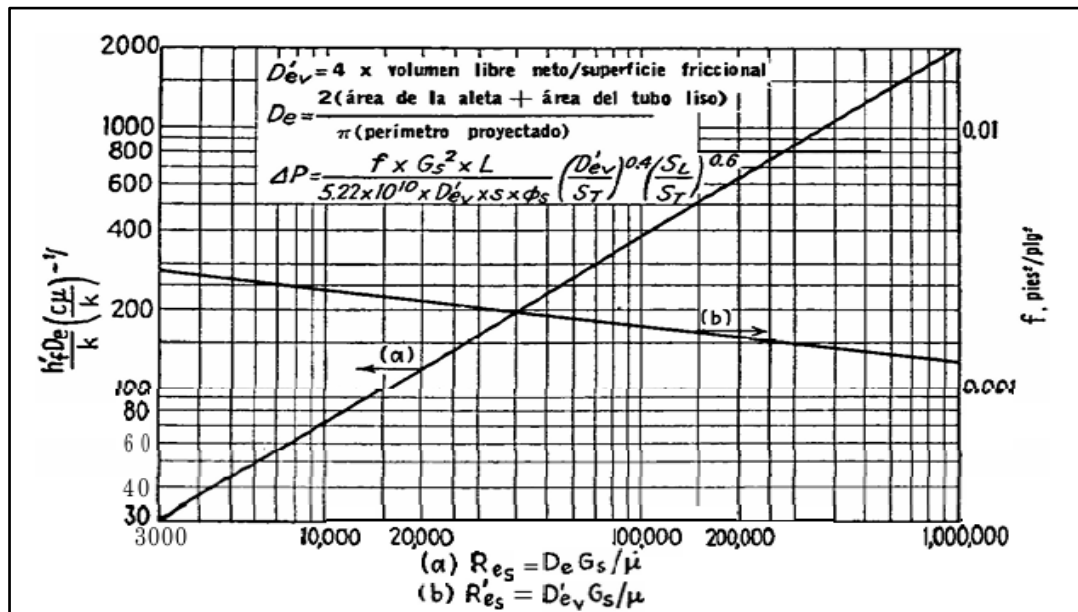
La densidad del gas se encuentra utilizando la ecuación de gases ideales

$$P_h V = nRT_h \quad Ec. 54$$

Se halla el factor de configuración f con respecto al Número de Reynolds del gas

Figura 28

Factor de configuración



Nota: Factor de configuración. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 635), por D. Kern, 1999, CECSA.

Trayectoria de calor en los tubos

L_p es la trayectoria en la que el gas va a realizar la transferencia de calor con los tubos, la cual se supone que es la distancia entre la primera hilera de tubos y la última hilera del economizador. Esta distancia está determinada por los números de pasos o niveles que tiene el equipo

$$L_p = N_p * S_L \quad \text{Ec. 55}$$

Donde:

L_p : Trayectoria de calor en los tubos

N_p : Numero de pasos en el economizador

S_L : Paso horizontal

Pérdida de presión por tiro

$$\Delta P_s = \frac{f * G_s * L_p}{5 * 10^{10} * D'_{ev} * S * \phi_s} * \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6} \quad Ec. 56$$

Donde:

ΔP_s : Perdida de presión por tiro

f : Factor de configuración relacionada con el número de Reynolds

G_s : Flujo masico de los gases por unidad de área

L_p : Trayectoria de calor en los tubos

D'_{ev} : Diámetro volumétrico equivalente

S : Gravedad especifica

ϕ_s : Relación de viscosidad

S_T : Paso vertical

S_L : Paso horizontal

CAPITULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIONES

IV. Resultados y Discusiones

4.1. Determinación de eficiencia de generador de vapor pirotubular 1500 BHP aplicando el método Indirecto

Cálculo de la eficiencia actual de la caldera pirotubular N° 6-1500 BHP. Eficiencia de caldera N° 03 de 1500 BHP, sin regulación de combustión.

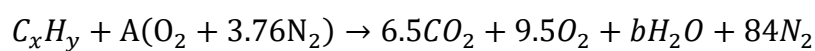
Tabla 6

Parámetros obtenidos del análisis de gases de combustión

Parámetros	Símb.	unidades	valor
Presión de operación	Pop.	Psi	110
Oxígeno	O ₂	%	9.5
Monóxido de Carbono	CO	ppm	76
Dióxido de Carbono	CO ₂	%	6.5
Temperatura de humos	Tg	°C	269.98
Exceso de Aire	Ea	%	44
Opacidad	Op.		2
Temperatura ambiente	Ta	°C	33.2
Hidrogeno	H	%	24.5*
Agua	H ₂ O	%	0

Nota: *El porcentaje de hidrogeno en el combustible se calculó con el balance real estequiométrico. *El porcentaje de agua en el combustible se consideró 0% por ser una cantidad mínima.

Se establece el balance real estequiométrico de reacción de combustión en el generador de vapor pirotubular 1500 BHP



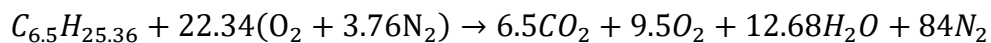
$$C: \quad x = 6.5$$

$$N_2: \quad 3.76A = 84 \rightarrow A = 22.34$$

$$O: \quad 2A = 2 * 6.5 + 2 * 9.5 + b \rightarrow b = 12.68$$

$$H: \quad y = 2b \rightarrow y = 25.36$$

Ecuación de reacción estequiométrica



$$\text{masa Carbono } C_{6.5} = 6.5 \text{ kmol} * 12 \text{ kg/kmol}$$

$$\text{masa Carbono } C_{6.5} = 78 \text{ kg}$$

$$\text{masa Hidrogeno } H_{25.36} = 25.36 \text{ kmol} * 1 \text{ kg/kmol}$$

$$\text{masa Hidrogeno } H_{25.36} = 25.36 \text{ kg}$$

$$\text{masa } C_{6.5}H_{25.36} = \text{masa Carbono } C_{6.5} + \text{masa Hidrogeno } H_{25.36}$$

$$\text{masa } C_{6.5}H_{25.36} = 78 \text{ kg} + 25.36 \text{ kg}$$

$$\text{masa } C_{6.5}H_{25.36} = 103.36 \text{ kg}$$

$$\%C = \frac{\text{masa Carbono } C_{6.5}}{\text{masa } C_{6.5}H_{25.36}}$$

$$\%C = \frac{78 \text{ kg}}{103.36 \text{ kg}} * 100$$

$$\%C = 75.5\%$$

$$\%H = \frac{\text{masa Hidrogeno } H_{25.36}}{\text{masa } C_{6.5}H_{25.36}}$$

$$\%H = \frac{25.36 \text{ kg}}{103.36 \text{ kg}} * 100$$

$$\%H = 24.5\%$$

Relación aire-combustible

En masa

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{NM_{\text{aire}}}{NM_C + NM_H} = \frac{[22.34 * 4.76 \text{ kmol}][28.97 \text{ kg/kmol}]}{6.5 \text{ kmol} * 12 \text{ kg/kmol} + 25.36 \text{ kmol} * 1 \text{ kg/kmol}}$$

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = 29.80 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}}$$

Aplicación de NTP.350.300.2008, Método Indirecto.

Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos (P_1)

$$P_1 = k * \left\{ \frac{(T_g - T_a)}{[CO_2]} \right\} \%$$

Constante de Sievert $k = 0.53$,reemplazando se tiene

$$P_1 = 0.35 * \left\{ \frac{(269.98 - 33.2)}{[6.5]} \right\} \%$$

$$P_1 = 12.72 \%$$

Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases (P_2)

$$P_2 = \frac{\{([H_2O] + 9 * [H]) * (210 - 4,2 * T_a + 2,1 * T_g)\}}{PCS}$$

$$H = 24.5 \%$$

$$H_2O = 0 \%$$

$$T_g: 269.98. ^\circ\text{C}$$

$$T_a: 33.2^\circ\text{C}$$

$$[H_2O]: 0 \%$$

$$[H]: 24.5 \%$$

$$P_2 = \frac{\{(0 + 9 * [24.5]) * (210 - 4,2 * (33.2) + 2,1 * (269.98))\}}{42099}$$

$$P_2 = 3.34 \%$$

Pérdida por inquemados gaseosos (P_3)

$$P_3 = k_1 * \left\{ \frac{[CO]}{([CO_2] + [CO])} \right\}$$

Dónde k_1 : 40

$[CO_2]$: 6.5 %

$[CO]$: 76 ppm = 0.0076 %

$$P_3 = 40 * \left\{ \frac{[0.000076]}{([6.5] + [0.000076])} \right\} \%$$

$$P_3 = 0.00047\%$$

Pérdida por inquemados sólidos (P_4)

$$P_4 = 0.14 * B^2 + 0.08 * B + 0.07$$

De tabla de índice de Bacharach: B=2

$$P_4 = 0.14 * (2)^2 + 0.08 * (2) + 0.07$$

$$P_4 = 0.79\%$$

Pérdida por convección (P₅)

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

Calculando

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$$
$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (67.5^\circ\text{C} - 33.2^\circ\text{C})^{0.25} * \left(2.857 * \left(0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) + 1 \right)^{0.5} = 6.506 * 10^{-3} \frac{\text{KW}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Calculando

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$$
$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (81.4^\circ\text{C} - 33.2^\circ\text{C})^{0.25} * \left(2.857 * 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} + 1 \right)^{0.5} = 7.084 * 10^{-3} \frac{\text{KW}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Calculando

$$W_c = 9.81 * \text{BHP} = 9.81 * 1500 = 14715 \text{ KW}$$

Reemplazando se obtiene

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

$$Q_{P5} = 6.506 * 10^{-3} \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{C}} * 76.10 \text{m}^2 * ((67.5 + 273.15)\text{K} - (33.2 + 273.15)\text{K}) + 7.084$$
$$* 10^{-3} * 24 \text{m}^2 * ((81.4 + 273.15)\text{K} - (33.2 + 273.15)\text{K})$$

$$Q_{P5} = 25.180 \text{ KW}$$

Reemplazando se obtiene

$$P_5 = 80 * \left(\frac{25.180 \text{ KW}}{14715 \text{ KW}} \right)$$

$$P_5 = 0.137\%$$

Pérdida por radiación (P_6)

$$P_6 = 80 * (Q_{P6}/W_c)$$

Calculando : q_{rf}

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

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * 0.96 * [(67.5 + 273.15)^4 - (33.2 + 273.15)^4]$$

$$q_{rf} = 0.258 \frac{\text{KW}}{m^2}$$

Calculando : q_{rg}

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

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * 0.96 * [(81.4 + 273.15)^4 - (33.2 + 273.15)^4]$$

$$q_{rg} = 0.387 \frac{\text{KW}}{m^2}$$

Calculando

$$W_c = 9.81 * \text{BHP} = 9.81 * 1500 = 14715 \text{ KW}$$

Calculando el calor Q_{p6}

$$Q_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g)$$

$$Q_{P6} = \left(0.258 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2} * 76.10\text{m}^2 \right) + \left(0.387 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2} * 24\text{m}^2 \right)$$

$$Q_{P6} = 28.90 \text{ KW}$$

Reemplazando finalmente

$$P_6 = 80 * (Q_{P6}/W_C)$$

$$P_6 = 80 * \left(\frac{28.90 \text{ KW}}{14715 \text{ KW}} \right)$$

$$P_6 = 0.157\%$$

Cálculo de la eficiencia térmica de la caldera en régimen de llama mínima de combustión.

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

$$\eta = 100\% - (12.72 + 3.34 + 0.00047 + 0.79 + 0.137 + 0.157)\%$$

$$\eta = 82.86 \%$$

4.2. Eficiencia del caldero aplicando el método directo

Según (Nordelo y Rubio, 2010), el método directo, se basa en relacionar directamente la producción del generador de vapor con el consumo, y determinar la eficiencia como el porcentaje que representa el calor útil (producción) del calor disponible (consumo).

$$RENDIMIENTO = \frac{CALOR \text{ UTIL}}{CALOR \text{ DISPONIBLE}}$$

Para nuestro calculo con el método directo el cálculo estará dado por la siguiente ecuación

$$\eta = \frac{m_{\text{vapor}} (h_s - h_a)}{m_{\text{combustible}} \text{PCI}}$$

Para ello contaremos con los siguientes parámetros, que fueron obtenidos de los datos de la empresa según la TEMPORADA DE PRODUCCION 2021-2, del día 07 de mayo del 2021 y los valores de las entalpías de líquido saturado a 95°C y vapor saturado a 110 psi según las tablas de Yunus Cengel.

Tabla 7

Datos de operación del caldero pirotubular de 1500 BHP

Parámetros	Valor
Masa del vapor (kg)	328500
Masa del combustible (m3)	32050
hs: entalpia del vapor saturado (kj/kg) a 110 psi	2767.83
ha: entalpia del agua de alimentación(kj/kg) a 95°C	397.1
PCI: poder calorífico inferior (kcal/kg)	9534
Densidad del gas (kg/m3)	0.737

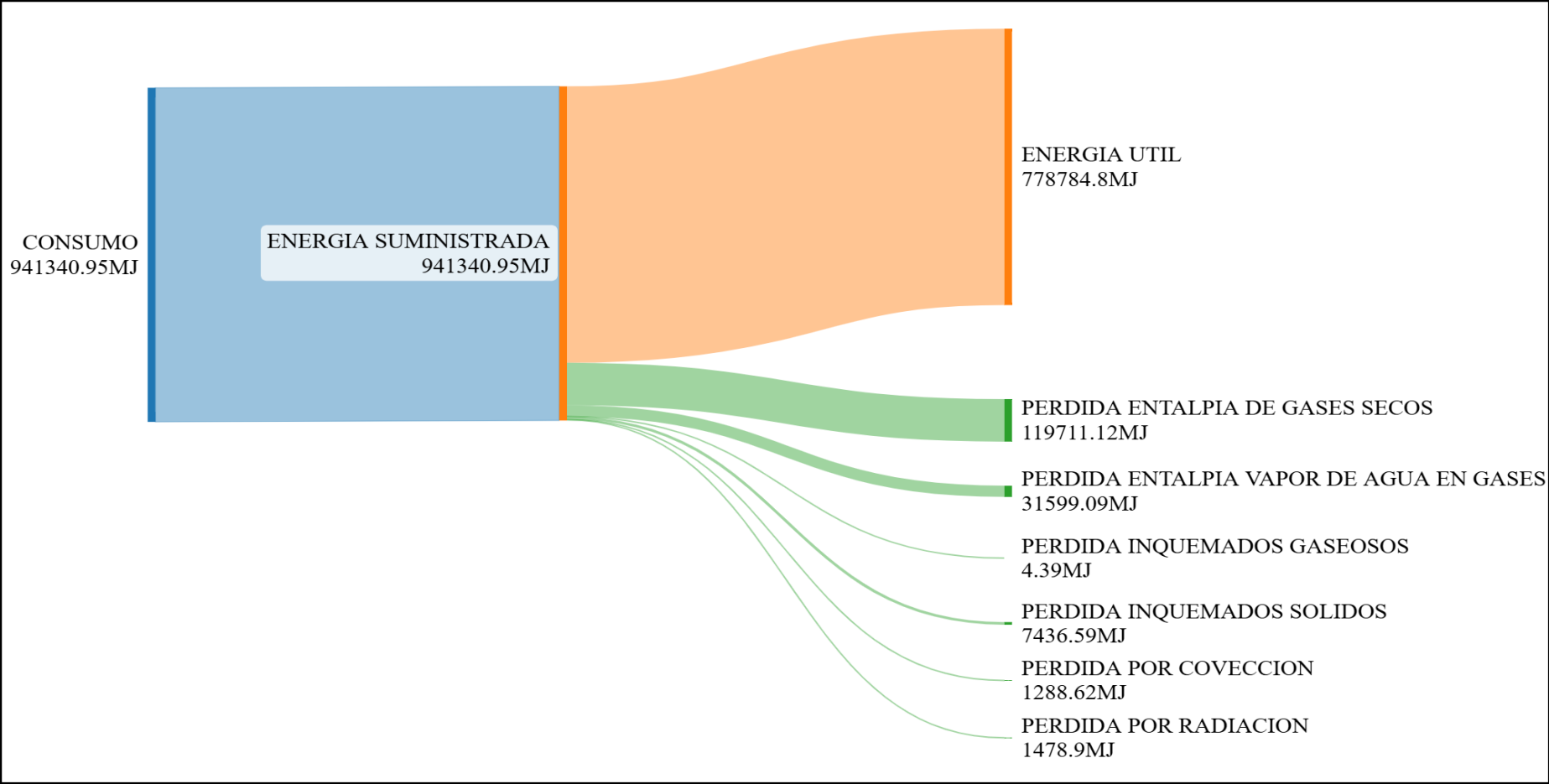
Con los siguientes datos, reemplazamos en la ecuación 1:

$$\eta = \frac{328500 \text{ kg} (2767.83 - 397.1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{32050 \text{ m}^3 * 9534 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} * 0.737 \text{ kg/m}^3} * 100$$

$$\eta = 82.73 \%$$

Figura 29

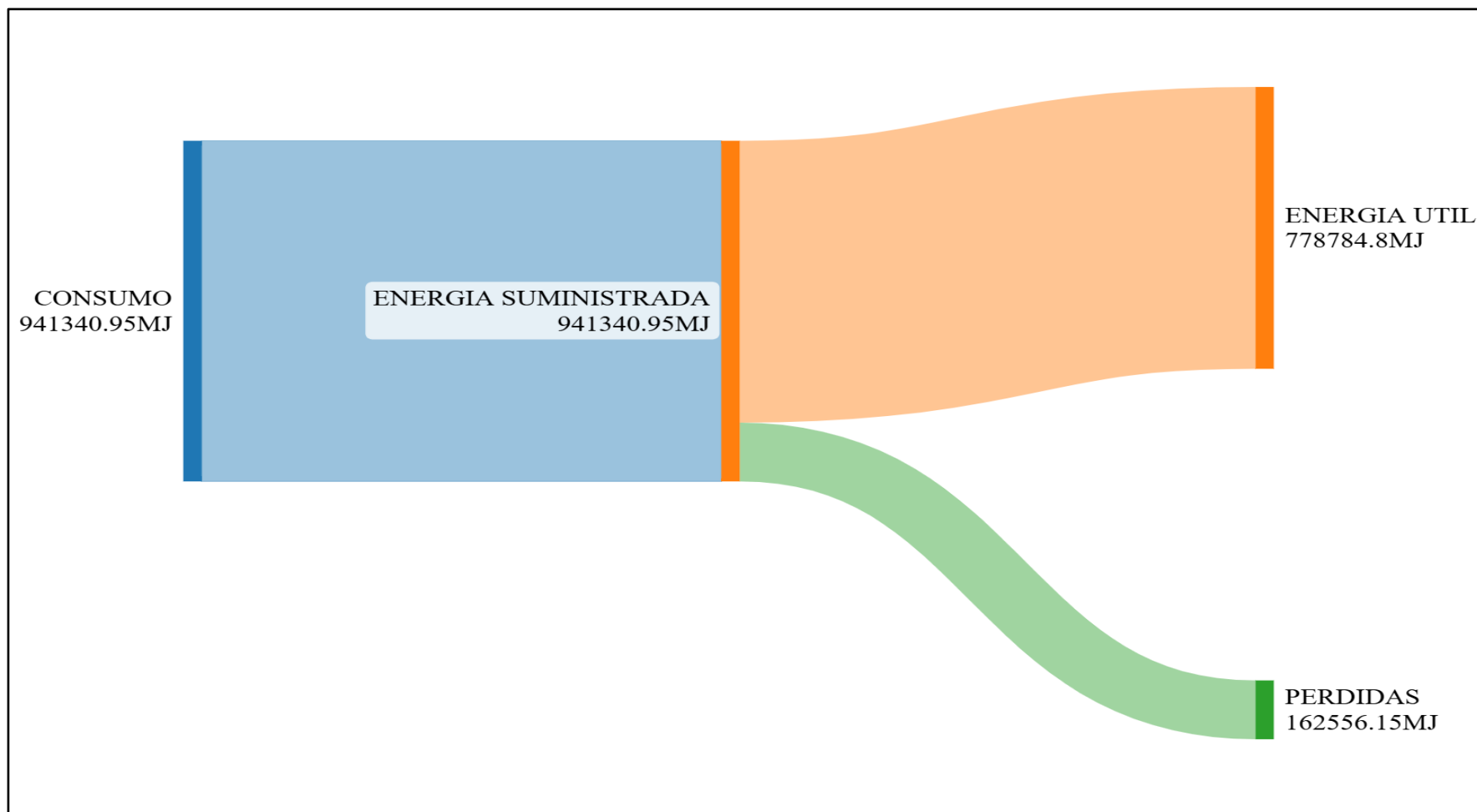
Diagrama de Sankey aplicando el método indirecto



Nota: Tomado de la simulación de diagramas de Sankey en el software Sankeymatic.

Figura 30

Diagrama de Sankey aplicando el método directo



Nota: Tomado de la simulación de diagramas de Sankey en el software Sankeymatic.

4.3. Parámetros De La Combustión

El número de moles se obtiene dividiendo el porcentaje en peso de cada componente por su peso molecular de cada componente (Tabla 5), se muestra en la siguiente tabla 8.

Tabla 8

Número de moles del combustible

TOMANDO 100 KG DE COMBUSTIBLE	
Componente	Numero de Moles Reactivos (Kmol)
CH ₄	6.18720625
N ₂	0.019364286
CO ₂	0.002936364
C ₂ H ₆	0.00787
C ₃ H ₈	0.000856818
C ₄ H ₁₀	0.000472414
C ₅ H ₁₂	0.0001125
C ₆ H ₁₄	0.00027907
Total	6.219097701

Se halla el balance de las reacciones químicas presentes para cada uno de los reactivos y productos en la combustión del gas natural y así poder hallar la cantidad de moles por cada 100 kg de combustible, se muestra en la siguiente tabla 9.

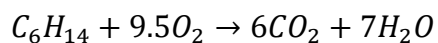
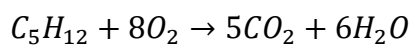
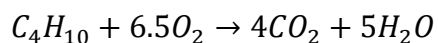
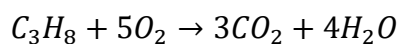
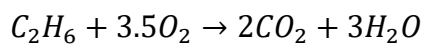
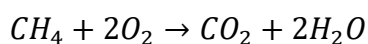


Tabla 9*Número de moles de cada componente*

Numero de Moles de cada Componente (Kmol)				
Componente	O2	H2O	CO2	N2
CH ₄	12.3744125	12.3744125	6.18720625	
N ₂				0.019364286
CO ₂				0.002936364
C ₂ H ₆	0.027545	0.02361	0.01574	
C ₃ H ₈	0.004284091	0.003427273	0.002570455	
C ₄ H ₁₀	0.00307069	0.002362069	0.001889655	
C ₅ H ₁₂	0.0009	0.000675	0.0005625	
C ₆ H ₁₄	0.002651163	0.001953488	0.001674419	
Total	12.41286344	12.40644033	6.209643278	0.022300649

Hallamos el número de moles del oxígeno teórico, número de moles del oxígeno suministrado, el exceso de aire, número de moles del nitrógeno suministrado en el aire, el número de moles del nitrógeno en los gases de combustión y el número de moles del aire suministrado, se muestra en la siguiente tabla 10.

Tabla 10*Número de moles totales del aire suministrado*

Componente	Numero de Moles (Kmol)
O ₂ teórico	12.41286344
O ₂ suministrado	17.87452335
Exceso de aire	5.461659914
N ₂ suministrado aire	67.20820781
N ₂ gases combustión	67.23050846
Aire suministrado	85.08273116

$$\text{Humedad} = \text{Relacion de humedad} * PM_{\frac{\text{aire}}{\text{agua}}}$$

$$\text{Humedad del aire} = \text{aire total suministrado} * \text{humedad}$$

Tabla 11*Humedad del aire comburente*

Humedad aire comburente	
Temperatura ambiente	33.2
PM aire (Kg/Kmol)	28.97
PM agua (Kg/Kmol)	18.015
Humedad Relativa	31.77%
Relación Humedad (Kg humedad/Kg aire seco)	0.0158
Humedad Absoluta (Kmol agua/Kmol aire)	0.025408049
Humedad aire (Kmol agua)	2.16178619

Hallamos la relación de kilogramos de gases de combustión por kilogramo de combustible, se muestra en la siguiente tabla 12.

Tabla 12*Relación de gases de combustión*

Relación Gases Combustión (Kg gases/Kg comb)			
	Kmol/Kg comb	PM/100	(Kg gases/Kg comb)
O ₂	5.461659914	0.32	1.747731172
H ₂ O	12.40644033	0.18	2.233159259
CO ₂	6.209643278	0.44	2.732243042
N ₂	67.23050846	0.28	18.82454237
Humedad aire	2.16178619	0.18015	0.389445782
Total			25.92712163

Tabla 13*Análisis de gases de combustión*

Análisis Gases Combustión				
	Fracción Molar (yi)	Masa Molar (Mi)	Masa Molar Mezcla (Mm)	Fracción Masa (fmi)
O ₂	0.067409379	32	2.157100134	0.075228854
H ₂ O	0.08613217	18	1.550379068	0.05406946
CO ₂	0.105381657	44	4.636792915	0.161708124
N ₂	0.726056006	28	20.32956816	0.708993562
Total	0.984979213	30.5	28.67384028	1

Las propiedades físicas de los componentes de los gases de combustión a 1 atm y 269.98 °C, se muestran en la siguiente tabla 14.

Tabla 14*Propiedades físicas de los gases de combustión*

Propiedades Físicas Gases de Combustión 1 atm 269.98 °C			
	Calos Especifico (Cpi) Kj/Kg °C	Conductividad Térmica (ki) W/m°C	Viscosidad Dinámica (μ) Kg/ms
O ₂	0.98737352	0.045297526	3.22181E-05
H ₂ O	1.9783876	0.040390962	1.92642E-05
CO ₂	1.04054704	0.03582846	2.56012E-05
N ₂	1.063996	0.041342836	2.74243E-05

Calor específico

$$C_{p_g} = \sum \beta_i * C_{p_i}$$

$$C_{p_g} = 1.103880552 \frac{Kj}{Kg \text{ } ^\circ C}$$

Conductividad térmica

$$k_g = \frac{\sum \gamma_i * k_i * \sqrt[3]{\alpha_i}}{\sum \gamma_i * \sqrt[3]{\alpha_i}}$$

$$k_g = 0.040872076 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

Viscosidad dinámica

$$\mu_g = \frac{\sum \gamma_i * \mu_i * \sqrt{\alpha_i}}{\sum \gamma_i * \sqrt{\alpha_i}}$$

$$\mu_g = 2.69651 * 10^{-5} \frac{Kg}{m \text{ } s}$$

La densidad del gas se encuentra utilizando la ecuación de gases ideales y se halla con la ecuación....

$$P_h V = n R T_h$$

En donde se puede hacer la siguiente relación para obtener la densidad del gas

$$P_h V = \frac{m}{M_h} R T_h$$

$$P_h \frac{V}{m} = \frac{R T_h}{M_h}$$

$$\frac{P_h}{\rho_h} = \frac{R T_h}{M_h}$$

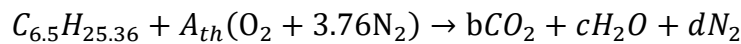
Se llega a la siguiente ecuación

$$\rho_h = \frac{M_h P_h}{RT_h}$$

$$\rho_h = \frac{110 \text{ psi} * 30.5 \text{ kg} * 2.2046226218 \frac{\text{lbm}}{\text{kg}}}{10.73 \frac{\text{psi ft}^3}{\text{lbm } ^\circ R} * 977.634^\circ R}$$

$$\rho_h = 0.02311803546 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$$

Se establece el balance estequiométrico de reacción de combustión en el generador de vapor pirotubular 1500 BHP



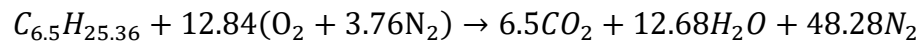
$$C: \quad b = 6.5$$

$$H: \quad 25.36 = 2c \rightarrow c = 12.68$$

$$O: \quad 2A_{th} = 2b + c \rightarrow 2A_{th} = 2 * 6.5 + 12.68 \rightarrow A_{th} = 12.84$$

$$N_2: \quad 3.76A_{th} = d \rightarrow 3.76 * 12.84 = d \rightarrow d = 48.28$$

Ecuación de reacción estequiométrica



Relación aire-combustible

En moles

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{A_{th}[1 + 3.76]}{1} = \frac{12.84[1 + 3.76]}{1}$$

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = 61.12 \frac{\text{kmol de aire}}{\text{kmol de combustible}}$$

En masa

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{NM_{\text{aire}}}{NM_C + NM_H} = \frac{[12.84 * 4.76 \text{ kmol}][28.97 \text{ kg/kmol}]}{6.5 \text{ kmol} * 12 \text{ kg/kmol} + 25.36 \text{ kmol} * 1 \text{ kg/kmol}}$$

$$R_{\frac{\text{aire}}{\text{comb}}} = 17.13 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}}$$

Determinación del flujo de aire

$$m_{\text{aire}} = 17.13 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}} * m_{\text{comb}} \quad (1)$$

Se tiene por dato que el consumo diario de GN en promedio es de 33600 m³, para obtener el flujo másico se dividirá entre 24h del día.

$$m_{\text{comb GN}} = \frac{32050 \text{ m}^3}{24\text{h}} = 1335.42 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El generador opera 18 horas diario, por lo tanto, se tendrá un flujo de consumo de GN real.

$$m_{\text{comb GN}} = \frac{0.75 * 32050 \text{ m}^3}{24\text{h}} = 1001.56 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Usando la densidad del GN: 0.737 Kg/m³

$$m_{\text{comb GN,masico}} = 1001.56 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \rho_{\text{GN}}$$

$$m_{\text{comb GN,masico}} = 1001.56 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 0.737 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1\text{h}}{3600 \text{ s}}$$

$$m_{\text{comb GN,masico}} = 0.205 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Reemplazando en la ecuación (1) se tiene.

$$m_{\text{aire}} = 17.13 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}} * 0.205 \frac{\text{kg de combustible}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{aire}} = 3.51 \frac{\text{kg de aire}}{\text{s}}$$

Del dato el generador de vapor registra un exceso de aire del 44 %

$$m_{\text{aire}} = 1.44 * 17.13 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de combustible}} * 0.205 \frac{\text{kg de combustible}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{aire}} = 5.058 \frac{\text{kg de aire}}{\text{s}}$$

4.4. Cálculo Del Flujo De Gases De Combustión

$$m_{\text{gases de comb}} = m_{\text{aire}} + m_{\text{comb}}$$

$$m_{\text{gases de comb}} = 5.058 \frac{\text{kg de aire}}{\text{s}} + 0.205 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{gases de comb}} = 5.263 \text{ kg /s}$$

Balance de materia y energía en el sistema de intercambio de calor

$$\dot{m}_g * C_{p_{cg}} * (T_{\text{gases,entrada}} - T_{\text{gases,salida}}) = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * ((T_{\text{salida,agua alim}} - T_{\text{entrada,agua alim}}))$$

El consumo de agua en un día es de 800 m³, utilizando la densidad del agua a 1000 kg/m³ para una ratio de 24 horas, se tiene un flujo másico de agua de:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{800\text{m}^3 * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{24\text{h} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}}} = 9.259 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

En el balance de materia y energía, calcularemos la temperatura a la salida del agua de alimentación del economizador.

$$5.263 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.10388 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (269.98 - 140)^\circ\text{C} = 9.259 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (T_{\text{salida,agua alim}} - 95)^\circ\text{C}$$

$$(T_{\text{salida,agua alim}} - 95)^\circ\text{C} = 19.5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{salida,agua alim}} = 114.5^\circ\text{C}$$

El agua de alimentación se calentaría de 95°C a 114.5 °C empleando gases de combustión que ingresarían al economizador a 269.98 °C, disminuyendo su temperatura hasta 140 °C.

4.5. Coeficientes Convectivos Interno Y Externos

Estimando la temperatura media de los gases a la entrada y salida del economizador

$$T_{\text{media}} = \frac{T_{\text{gases,entrada}} + T_{\text{gases,salida}}}{2} = \frac{269.98^\circ\text{C} + 140^\circ\text{C}}{2} = 204.99^\circ\text{C}$$

4.6. Diseño térmico del economizador

Se selecciona tuberías de acero al carbono SCH 40 de 1 ½” ASTM A-53 para intercambiadores de calor.

Diámetro exterior = 38.10 mm.

Diámetro interior = 33.9 mm.

Espesor = 2.1 mm.

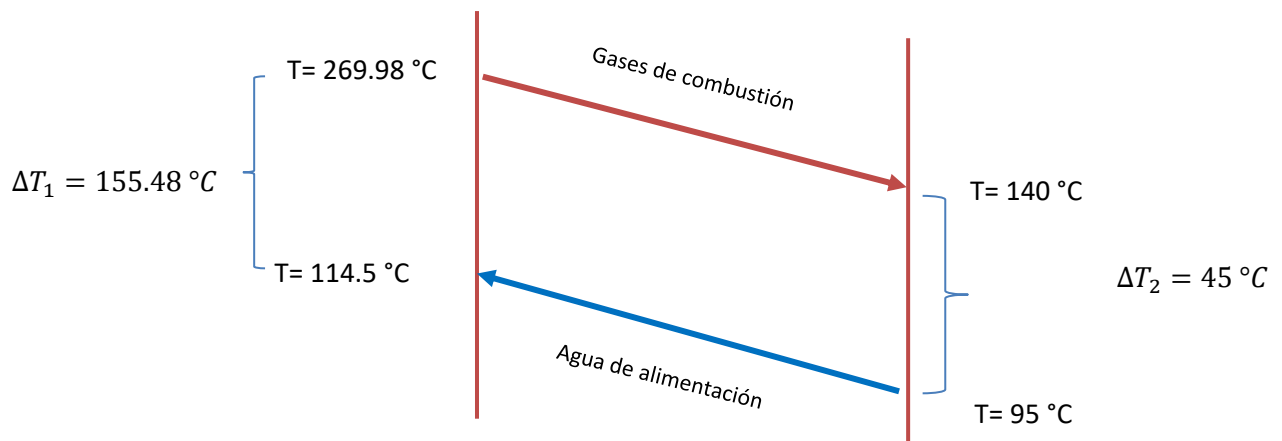
Tabla 15

Selección de diámetro de tubos

Tipo de tubería	Diámetro exterior	Diámetro interior	Espesor
Acero al carbono SCH 40 ASTM A-53	38.10 mm	33.9 mm	2.1 mm

Nota: Tomado de Selección de diámetro de tubos, por Grupo Vemacero, 2024, Grupo Vemacero.

4.6.1. Diferencia de temperatura media logarítmica



Del diagrama obtenemos la diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{155.48 - 45}{\ln \frac{155.48}{45}}$$

$$\Delta T_{ML} = 89.11\text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.6.2. Por el Lado de los Gases

4.6.3. Área del tubo liso

$$A_o = 12\pi D_t$$

$$A_o = \frac{12in}{ft} * 3.14 * 1.5in * \frac{ft^2}{144in^2}$$

$$A_o = 0.39270 ft^2$$

$$A_o = 0.03648 m^2$$

4.6.4. Área de la Aleta

Para aletas de Aluminio:

$$A_{f.al} = \left[\frac{\pi}{4} ((2L_f + D_t)^2 - D_t^2) * 2 * \frac{1ft^2}{144in^2} + \pi * e * (2L_f + D_t) * \frac{1ft^2}{144in^2} \right] * N_f * 12 \frac{in}{ft}$$

$$A_{f.al} = \left[\frac{\pi}{4} ((2 * 0.5886in + 1.5in)^2 - 1.5in^2) * 2 * \frac{1ft^2}{144in^2} + \pi * 0.011811in * (2 * 0.5886in + 1.5in) * \frac{1ft^2}{144in^2} \right] * 8 \frac{aletas}{in} * 12 \frac{in}{ft}$$

$$A_{f.al} = 5.2157 ft^2$$

$$A_{f.al} = 0.48456 m^2$$

4.6.5. Perímetro Proyectado

Para aletas de Aluminio:

$$PP_{al} = 2N_f * 2L_f * 12 \frac{in}{ft} + 2 \left(12 \frac{in}{ft} - 12 \frac{in}{ft} * N_f * e \right)$$

$$PP_{al} = 2 * 8 \frac{aletas}{in} * 2 * 0.5886in * 12 \frac{in}{ft} + 2 \left(12 \frac{in}{ft} - 12 \frac{in}{ft} * 8 \frac{aletas}{in} * 0.011811in \right)$$

$$PP_{al} = 20.646 ft$$

$$PP_{al} = 6.29297 m$$

4.6.6. Diámetro Equivalente

Para aletas de Aluminio:

$$D_{e.al} = \frac{2(A_f + A_o)}{\pi * PP}$$

$$D_{e.al} = \frac{2(5.2157 \text{ ft}^2 + 0.39270 \text{ ft})}{\pi * 20.819 \text{ ft}}$$

$$D_{e.al} = 0.17293 \text{ ft}$$

$$D_{e.al} = 0.05271 \text{ m}$$

4.6.7. Área de flujo de los gases

El área de flujo de los gases es el espacio libre existente entre los tubos y las paredes del ducto (Se selecciona geometría del banco de tubos).

Para aletas de Aluminio:

$$A_{S.al} = A_D - N_t * D_t * L_t - N_t \left(2e * L_f * N_f * \frac{12in}{ft} * Ancho \right)$$

$$A_{S.al} = 5.5 \text{ ft} * 8 \text{ ft} * \frac{144in^2}{ft^2} - 8 \text{ tubos} * 1.5in * 90in \\ - 8 \text{ tubos} \left(2 * 0.011811in * 0.5886in * 8 \frac{aletas}{in} * \frac{12in}{ft} * 5.5 \text{ ft} \right)$$

$$A_{S.al} = 5197.26989 \text{ in}^2 = 36.09215 \text{ ft}^2$$

$$A_{S.al} = 3.35307 \text{ m}^2$$

4.6.8. Flujo masico de los gases por unidad de área

Para aletas de Aluminio:

$$G_S = \frac{m_{\text{gases de comb}}}{A_S}$$

$$G_S = \frac{41770.54389 \frac{lbm}{h}}{36.09215 ft^2}$$

$$G_S = 1157.330377 \frac{lbm}{h ft^2}$$

$$G_S = 5650.54983 \frac{Kg}{h m^2}$$

4.6.9. Numero de Reynolds

Para aletas de Aluminio:

$$R_e = \frac{D_e * G_S}{\mu}$$

$$R_e = \frac{0.17149 ft * 1157.330377 \frac{lbm}{h ft^2}}{0.065231273 \frac{lbm}{h ft}}$$

$$R_e = 3068.18139$$

4.6.10. Numero de Prandtl

$$P_r = \frac{C_{Pg} * \mu}{k}$$

$$P_r = \frac{0.26365734 \frac{BTU}{lbm \text{ } ^\circ F} * 0.065231273 \frac{lbm}{h ft}}{0.023631253 \frac{BTU}{h ft \text{ } ^\circ F}}$$

$$P_r = 0.72779$$

4.6.11. Numero de Nusselt

Para aletas de Aluminio:

$$N_u = \frac{h_f * D_e}{k} = 0.321 R_e^{0.61} P_r^{0.33}$$

$$N_u = 0.321 * 3068.18139^{0.61} * 0.72779^{0.33}$$

$$N_u = 38.72268$$

4.6.12. Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta

Para aletas de Aluminio:

$$h_f = \frac{N_u * k}{D_e}$$

$$h_f = \frac{38.72268 * 0.023631253 \frac{BTU}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}}{0.17293 \text{ ft}}$$

$$h_f = 5.29142 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

$$h_f = 30.04610 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

4.6.13. Factor de Corrección

El coeficiente de transferencia de calor por convección se debe ajustar según el tipo de obstrucción, se seleccionó el factor de obstrucción, que se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16*Factor de obstrucción de fluidos industriales*

Fluidos Industriales	$R_f(m^2 \cdot K/W)$
Aceites	
Aceite Combustible n.2	0.000352
Aceite Combustible n.6	0.000881
Aceite de Transformador	0.000176
Aceite Lubricante para Motor	0.000176
Aceite de Enfriamiento	0.000705
Gases y Vapores	
Gas Manufacturado	0.001761
Gases de Escape del Motor	0.001761
Vapor (Sin Aceite)	0.000088
Vapor de Escape (Con Aceite)	0.000264-0.000352
Vapores de Refrigerante (Con Aceite)	0.000352
Aire Comprimido	0.000176
Vapor de Amoniac	0.000176
Vapor de CO_2	0.000176
Vapor de Cloro	0.000352
Gas de Combustión de Carbón	0.001761
Gas de Combustión de Gas Natural	0.000881
Líquidos	
Sales Fundidas de Transferencia de Calor	0.000088
Líquidos Refrigerantes	0.000176
Fluido Hidráulico	0.000176
Medios Orgánicos Industriales de Transferencia de Calor	0.000352

Nota: La tabla muestra factor de obstrucción de fluidos industriales. Tomado y Adaptado de *Heat Exchangers: selection, rating and thermal desing* (p. 251), por S. Kakac & H. Liu, 2012, CRC Press.

Siendo $R_{do} = 0.000264 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$

$$h_{do} = \frac{1}{0.000264 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$h_{do} = 3787.8787 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_{do} = 667.0840291 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

El ensuciamiento provocado por los gases de combustión a los tubos del economizador afecta la conductividad térmica y por ello se recalcula el coeficiente de transferencia de calor por convección del gas corregido.

Para aletas de Aluminio:

$$h'_f = \frac{h_{do} * h_f}{h_{do} + h_f}$$

$$h'_f = \frac{667.0840291 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} * 5.29142 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}}{667.0840291 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} + 5.29142 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}}$$

$$h'_f = 5.24978 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

$$h'_f = 29.80965 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se le debe hacer otro ajuste al coeficiente de transferencia de calor por convección debido a las aletas del tubo.

$$h'_{fi} = (\Omega * A_f + A_o) * \frac{h'_f}{A_i}$$

4.6.14. Eficiencia de la aleta

Para aletas de Aluminio:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{ky_b}}$$

$$(1.3386in - 0.75in) * \frac{1ft}{12in} * \sqrt{\frac{5.24978 \frac{BTU}{h ft^2 ^\circ F}}{136.9386 \frac{BTU}{h ft ^\circ F} * 0.011811in}} = 0.088369704$$

Relación radio de la aleta con el radio del tubo

$$\frac{r_e}{r_b}$$

$$\frac{1.3386in}{0.75in} = 1.7848$$

Hallamos la eficiencia de la aleta (consultar Anexo 4, según corresponda)

$$\Omega_{al} = 0.98$$

4.6.15. Área interna del tubo

$$A_i = \pi * D_{ti}$$

$$A_i = \pi * 1.334646in * \frac{1ft^2}{144in^2}$$

$$A_i = 0.34941ft^2$$

$$A_i = 0.03246 m^2$$

Para aletas de Aluminio:

$$h'_{fi} = (\Omega * A_f + A_o) * \frac{h'_f}{A_i}$$

$$h'_{fi} = (0.98 * 5.2157 \text{ ft}^2 + 0.39270 \text{ ft}^2) * \frac{5.24978 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}}{0.34941 \text{ ft}^2}$$

$$h'_{fi} = 82.69760 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h'_{fi} = 469.57873 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4.6.16. Para el lado del agua

4.6.17. Área de flujo en el banco de tubos

$$a_t = N_t * a'_t$$

$$a_t = 8 \text{ tubos} * (\pi * 0.667323^2) * \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2}$$

$$a_t = 0.077723 \text{ ft}^2$$

$$a_t = 0.0072207 \text{ m}^2$$

4.6.18. Flujo volumétrico del agua

$$G_t = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{a_t}$$

$$G_t = \frac{73485.36308 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{0.077723 \text{ ft}^2}$$

$$G_t = 945477.6991 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

$$G_t = 4616200.318 \frac{Kg}{hm^2}$$

4.6.19. Velocidad del agua por los tubos

La densidad del agua se toma para una temperatura media de 104.75 °C

$$V = \frac{G_t}{\rho}$$

$$V = \frac{945477.6991 \frac{lb}{h \, ft^2}}{59.58125 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$V = 15868.71322 \frac{ft}{h}$$

$$V = 4.40798 \frac{ft}{s}$$

$$V = 1.34355 \frac{m}{s}$$

4.6.20. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua

Con la velocidad y la temperatura media del agua por los tubos se halla el coeficiente de transferencia de calor por dentro del tubo (consultar Anexo 5, según corresponda).

$$h_i = 1830 \frac{BTU}{ft^2 \, ^\circ F}$$

$$h_i = 10391.289 \frac{W}{m^2 \, ^\circ C}$$

4.6.21. Factor de corrección de h_i

Hallamos el factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua (consultar Anexo 6, según corresponda).

$$FC = 0.85$$

4.6.22. Factor de Obstrucción

Se halla en las tablas estandarizadas de resistencias de incrustación para el agua, que se muestra en la Tabla 17.

Tabla 17

Resistencia a las incrustaciones por agua

Resistencias a las Incrustaciones del Agua

Temperatura del medio de calentamiento	Temperatura de la velocidad del agua (m/s)		$R_f (m^2 \cdot K/W)$	
	Arriba de 115°C 50°C		115°C a 205°C Encima de 50°C	
350.000176	Menos de 0.9	Mas de 0.9	Menos de 0.9	Mas de 0.9
			Torre de Enfriamiento y estanque de aspersión artificial	Maquillaje tratado 0.052
	0.000528	0.000352		
Torre de Enfriamiento y estanque de aspersión artificial				

Maquillaje Tratado	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Sin Tratar	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
Agua de				
Ciudad o de	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Pozo				
Agua del Rio				
Mínimo	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Promedio	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Fangoso o Limoso	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Duro (más de 15 granos/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Chaqueta de Motor	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Destilado o de Ciclo Cerrado				
Condensado	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Agua de				
Alimentación de Caldera	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Tratada				
Purga de Caldera	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Nota: La tabla muestra resistencias a las incrustaciones por agua. Tomado y Adaptado de *Heat Exchangers: selection, rating and thermal desing* (p. 256), por S. Kakac & H. Liu, 2012, CRC Press.

$$F_{oi} = 0.000088 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$h_{di} = \frac{1}{0.000088 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}}$$

$$h_{di} = 11363.64 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$h_{di} = 2001.136 \frac{BTU}{ft^2 \text{ } ^\circ F}$$

Por consiguiente, hallamos el coeficiente de transferencia de calor por convección corregido para el agua.

$$h'_i = \frac{h_{di} * h_i}{h_{di} + h_i}$$

$$h'_i = \frac{2001.136 \frac{BTU}{ft^2 \text{ } ^\circ F} * 1830 \frac{BTU}{ft^2 \text{ } ^\circ F}}{2001.136 \frac{BTU}{ft^2 \text{ } ^\circ F} + 1830 \frac{BTU}{ft^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$h'_i = 955.87293 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F}$$

$$h'_i = 5427.73326 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

4.6.23. Coeficiente global de transferencia de calor

Para aletas de Aluminio:

$$U_{Di} = \frac{h'_{fi} * h'_i}{h'_{fi} + h'_i}$$

$$U_{Di} = \frac{82.69760 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F} * 955.87293 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F}}{82.69760 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F} + 955.87293 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F}}$$

$$U_{Di} = 76.11269 \frac{BTU}{h \text{ } ft^2 \text{ } ^\circ F}$$

$$U_{Di} = 432.19067 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

4.6.24. Área de flujo de calor

$$Q_{agua} = m_{agua}(h_{sal} - h_{ent})$$

$$Q_{agua} = 73485.36308 \frac{lb}{h} * (206.5780015 \frac{BTU}{lb} - 170.7224233 \frac{BTU}{lb})$$

$$Q_{agua} = 2634860.183 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{agua} = 2779935.584 \frac{Kj}{h}$$

Para aletas de Aluminio:

$$A = \frac{Q_{agua}}{U_{Di} * MLDT}$$

$$A = \frac{2634860.183 \frac{BTU}{h}}{76.11269 \frac{BTU}{h ft^2 ^\circ F} * 192.398^\circ F}$$

$$A = 179.92850 ft^2$$

$$A = 16.71590 m^2$$

4.6.25. Área de flujo por bancos de tubos

$$A_b = N_t * L_t * a_t$$

$$A_b = 8 tubos * 7.4997 ft * 0.077723 ft^2$$

$$A_b = 4.66319 ft^2$$

$$A_b = 0.43322 m^2$$

4.6.26. Numero de bancos de tubos

Para aletas de Aluminio:

$$N_{bt} = \frac{A}{A_b}$$

$$N_{bt} = \frac{179.92850 \text{ } ft^2}{4.66319 \text{ } ft^2}$$

$$N_{bt} = 38.58482 \cong 39$$

4.6.27. Efectividad de transferencia

Este concepto nos indica el calor que se aprovechó. Para ende se consideran las ecuaciones 44 y 45.

Para fluido caliente

$$C_h = m_{\text{gases de comb}} * C_{p_{\text{gases de comb}}}$$

$$C_h = 41770.54389 \frac{lb}{h} * 0.26365734 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

$$C_h = 11013.1105 \frac{BTU}{h \text{ } ^\circ F}$$

$$C_h = 20915.00404 \frac{Kj}{h \text{ } ^\circ C}$$

Para fluido frio

$$C_c = m_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}}$$

$$C_c = 73485.36308 \frac{lb}{h} * 0.998375848 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

$$C_h = 73366.01168 \frac{BTU}{h \text{ } ^\circ F}$$

$$C_h = 139329.432 \frac{Kj}{h \text{ } ^\circ C}$$

Al comparar C_h y C_c , se puede concluir que la capacidad calorífica mínima C_{min} corresponde al fluido caliente, entonces se usa C_h para calcular el calor máximo.

4.6.28. Calor Máximo

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h-ent} - h_{c-ent})$$

$$Q_{max} = 11013.1105 \frac{BTU}{h \text{ } ^\circ F} (517.964 \text{ } ^\circ F - 203 \text{ } ^\circ F)$$

$$Q_{max} = 3468733.336 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{max} = 874106.0971 \frac{Kcal}{h}$$

Hallamos la efectividad de transferencia de calor del sistema mediante la siguiente ecuación 47.

$$\varepsilon = \frac{Q_{agua}}{Q_{max}} * 100$$

$$\varepsilon = \frac{2634860.183 \frac{BTU}{h}}{3468733.336 \frac{BTU}{h}} * 100$$

$$\varepsilon = 75.96\%$$

4.6.29. Caída de presión en las tuberías

Para seleccionar el valor del factor de fricción f , es necesario primero calcular el valor del número de Reynolds para el agua con la ecuación 48.

$$R_{et} = \frac{D_{it} * G_t}{\mu_{agua}}$$

$$R_{et} = \frac{1.334646in * \frac{1ft}{12in} * 945477.6991 \frac{lb}{h ft^2}}{0.5926766 \frac{lb}{h ft}}$$

$$R_{et} = 177426.4574$$

Hallamos el factor de fricción para flujos en tuberías y tubos (consultar en Anexo 7, según corresponda).

$$f = 0.00018$$

$$\phi = 1$$

Las pérdidas de presión en las tuberías se hallan por medio de la ecuación 49.

Para aletas de Aluminio:

$$\Delta P_T = \frac{f * G_t^2 * L * N_{bt}}{5.22 * 10^{10} * D_{it} * \phi_t}$$

$$\Delta P_T = \frac{0.00018 * (945477.6991 \frac{lb}{h ft^2})^2 * 7.5 ft * 39}{5.22 * 10^{10} * 0.11122 ft * 1}$$

$$\Delta P_T = 8.10676 \frac{lb}{ft^2} * \frac{1 ft^2}{144 in^2}$$

$$\Delta P_T = 0.05630 \frac{lb}{in^2}$$

$$\Delta P_T = 0.38815 Kpa$$

La pérdida de presión por tiro se halla con la ecuación 56.

$$\Delta P_s = \frac{f * G_s * L_p}{5 * 10^{10} * D'_{ev} * S * \phi_s} * \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6}$$

4.6.30. Volumen Neto

Para aletas de Aluminio:

$$VN = L * A * p - \frac{1}{2} (N * T_t) * \frac{\pi (D_t^2)}{4} * L - \frac{1}{2} (N * T_t) * \left(\frac{\pi (2L_F + D_t)^2 - D_t^2}{4} \right) * e * N_f * L$$

$$\begin{aligned} VN &= 8ft * 5.5ft * 4in * \frac{1ft}{12in} - \frac{1}{2} (39 * 8) * \frac{\pi (1.5in^2)}{4} * 5.5ft * \frac{1ft^2}{144in^2} - \frac{1}{2} (39 * 8) \\ &* \left(\frac{\pi (2 * 0.5856in + 1.5in)^2 - 1.5in^2}{4} \right) * \frac{1ft^2}{144in^2} * 0.011811 * \frac{8 aletas}{in} \\ &* 5.5ft \end{aligned}$$

$$VN = 1.28485 ft^3$$

$$VN = 0.03638 m^3$$

4.6.31. Superficie friccional

Para aletas de Aluminio:

$$SF = \frac{1}{2} * N * T_t * A_o * L$$

$$SF = \frac{1}{2} * 39 * 8 * 0.39270 ft^2 * 8 ft$$

$$SF = 490.08845 ft^2$$

$$SF = 45.53069 m^2$$

4.6.32. Diámetro Equivalente

Para aletas de Aluminio:

$$D'_{ev} = \frac{4 * VN}{SF}$$

$$D'_{ev} = \frac{4 * 1.28485 ft^3}{490.08845 ft^2}$$

$$D'_{ev} = 0.01049 ft$$

$$D'_{ev} = 0.00320 m$$

4.6.33. Gravedad específica

$$S = \frac{\rho_{\text{gases de comb}}}{\rho_{\text{aire}}}$$

$$S = \frac{0.023118035 \frac{lbm}{ft^3}}{0.071907022 \frac{lbm}{ft^3}}$$

$$S = 0.32150$$

Se halla el factor de configuración f relacionado con el Reynolds del gas (consultar Anexo 8, según corresponda).

$$f = 0.004$$

Para aletas de Aluminio:

$$L_p = N_p * S_L$$

$$L_p = 39 * 4in * \frac{1ft}{12in}$$

$$L_p = 13 ft$$

$$L_p = 3.9624 m$$

4.6.34. Pérdida de presión por tiro

Para aletas de Aluminio:

$$\Delta P_s = \frac{f * G_s * L_p}{5 * 10^{10} * D'_{ev} * S * \phi_s} * \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.004 * 1157.330377 \frac{lbm}{hft^2} * 13 ft}{5 * 10^{10} * 0.01049 ft * 0.32150 * 1} * \left(\frac{0.01049 ft}{5in * \frac{1ft}{12in}} \right)^{0.4} * \left(\frac{5in}{5in} \right)^{0.6}$$

$$\Delta P_s = 1.22584 * 10^{-8} psi$$

$$\Delta P_s = 8.45184 * 10^{-8} Kpa$$

Tabla 18*Resultados de los parámetros para el diseño del economizador*

Parámetros	Economizador	Unidad
Flujo masico GN	0.205	kg/s
Flujo masico aire	5.058	kg/s
Flujo masico gases combustión	5.263	kg/s
Calor especifico gases de combustión	1.103880552	kJ/kg °C
Conductividad térmica gases combustión	0.040872076	W/m °C
Viscosidad dinámica gases combustión	2.69651E-05	kg/m s
Densidad gases combustión	0.023118035	kg/m ³
Temperatura de agua de entrada	95	°C
Temperatura de gases de entrada	269.98	°C
Temperatura de agua de salida	114.5	°C
Temperatura de gases de salida	140	°C
Diferencia de temperatura media logarítmica	89.11	°C
Diámetro externo del tubo	38.1	mm
Diámetro interno del tubo	33.9	mm
Diámetro de la aleta	68	mm
Área del tubo	0.03648	m ²
Área de la aleta	0.48456	m ²
Eficiencia de la aleta	0.98	
Perímetro Proyectado	6.29297	m
Diámetro equivalente	0.05271	m
Área flujo gases	3.35307	m ²
Flujo masico gases por unidad de área	5650.54983	kg/hm ²
Numero de Reynolds	3068.18139	
Numero de Prandtl	0.72779	

Numero de Nusselt	38.72268	
Coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de la aleta	469.57873	W/m ² °C
Área interna del tubo	0.03246	m ²
Área de flujo banco de tubos	0.0072207	m ²
Flujo volumétrico agua	4616200.318	kg/h m ²
Velocidad agua por los tubos	1.34355	m/s
Factor de corrección coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua	0.85	
Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua	5427.73326	W/m ² °C
Coeficiente global de transferencia de calor	432.19067	W/m ² °C
Area de flujo de calor	16.71590	m ²
Area de flujo por bancos de tubos	0.43322	m ²
Numero de bancos de tubos	39	
Calor máximo	874106.0971	kcal/h
Efectividad de transferencia	75.96	%
Caída de presión tuberías	0.38815	kpa
Volumen neto	0.03638	m ³
Superficie friccional	45.53069	m ²
Diámetro equivalente volumétrico	0.00320	m
Gravedad específica	0.32150	
Altura del economizador	3.9624	m
Perdida de presión por tiro	8.45184E-08	kpa

4.7. Ahorro de combustible

Calor Perdido en los gases de combustión

$$Q_{perdido} = (1 - \eta) * PCI * m_{comb} * \rho_{comb}$$

$$Q_{perdido} = (1 - 0.8273) * 9534 \frac{kcal}{kg} * 4.18 \frac{kJ}{kcal} * 32050 m^3 * 0.737 \frac{kg}{m^3}$$

$$Q_{perdido} = 162569581.8 KJ$$

Sin economizador

$$Q_{entrada} = Q_{Util} + Q_{perdido}$$

$$Q_{entrada} = 328500 kg * \left[2767.83 - \left(4.18 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * 95 \text{ } ^\circ C \right) \right] + 162569581.8 kJ$$

$$Q_{entrada} = 941354790.9 KJ$$

Con economizador

$$Q_{entrada} = Q_{Util} + Q_{perdido}$$

$$Q_{entrada} = 328500 kg * \left[2767.83 - \left(4.18 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * 114.5 \text{ } ^\circ C \right) \right] + 162569581.8 kJ$$

$$Q_{entrada} = 914578755.9 KJ$$

Por lo tanto, la diferencia de Calor entrante antes y después de la instalación del economizador será:

$$\Delta Q = Q_{sin-eco} - Q_{eco}$$

$$\Delta Q = 941354790.9 \text{ KJ} - 914578755.9 \text{ KJ}$$

$$\Delta Q = 26776035 \text{ KJ}$$

Hallamos la masa del combustible ahorrada con la diferencia del Calor entrante

$$\Delta Q = m_{comb-ahorrado} * PCI$$

$$m_{comb-ahorrado} = \frac{\Delta Q}{PCI}$$

$$m_{comb-ahorrado} = \frac{26776035 \text{ KJ}}{9534 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}}}$$

$$m_{comb-ahorrado} = \frac{671.88 \text{ kg}}{0.737 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$m_{comb-ahorrado} = 911.64 \text{ m}^3$$

$$m_{comb-eco} = 32050 \text{ m}^3 - 911.64 \text{ m}^3$$

$$m_{comb-eco} = 31138.36 \text{ m}^3$$

La nueva eficiencia de la caldera de 1500 BHP con el consumo ahorrado se hallará con la ecuación 1:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_s * h_a)}{\dot{m}_c * PCI}$$

$$\eta = \frac{328500 \text{ kg} (2767.83 - 397.1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{31138.36 \text{ m}^3 * 9534 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} * 0737 \text{ kg/m}^3} * 100$$

$$\eta = 85.15 \%$$

Finalmente, el ahorro de combustible se halla mediante la eficiencia de la caldera con economizador respecto a la eficiencia de la caldera sin economizador en la siguiente ecuación:

$$\text{Ahorro combustibe} = \left(\frac{\eta_{eco} - \eta_{sin-eco}}{\eta_{eco}} \right)$$

$$\text{Ahorro combustibe} = \frac{85.15 \% - 82.73 \%}{85.15 \%} * 100$$

$$\text{Ahorro combustibe} = 2.84 \%$$

4.8. Indicadores

4.8.1. Indicadores Energéticos

Tabla 19

Datos técnicos y energéticos de la caldera pirotubular de 1500 BHP

Parámetros	Simbología	Caldera pirotubular 1500 BHP	Unidad
Presión de operación	Pop	110	Psi
Temperatura de gases	Tg	269.98	°C
Temperatura ambiente	Ta	33.2	°C
Exceso de Aire	Ea	44	%
Masa del vapor	mv	328500	kg
Masa del combustible	mc	32050	m3
Entalpia del vapor saturado	hs	2767.83	kJ/kg
Entalpia del agua de alimentación	ha	397.1	kJ/kg
Poder calorífico inferior	PCI	9534	kcal/kg
Densidad del gas	ρ	0.737	kg/m3
Calor entrada	Qe	941354790.9	kJ
Calor perdido	Qp	162569581.8	kJ
Indicador de desempeño energético	IDET	10.2	Kg vapor/m3 GN

Tabla 20*Mejoramiento de la eficiencia energética utilizando economizador*

Parámetros	Simbología	Caldera pirotubular 1500 BHP	Unidad
Temperatura de agua de alimentación	Tw	114.5	°C
Temperatura de gases	Tg	140	°C
Masa del combustible	mc	31138.36	m3
Entalpia del agua de alimentación a 114.5 °C	ha	480.5	kJ/kg
Calor entrada	Qe	914575755.9	kJ
Calor perdido	Qp	135812926.1	kJ
Eficiencia	η	85.15	%
Indicador de desempeño energético	IDET	10.5	Kg vapor/m3 GN

4.8.2. Indicadores Económicos

Tabla 21

Cálculo del flujo de caja del proyecto con duración de 4 temporadas

Ítem		Presupuesto para economizador			
1	Materiales	Cantidad	Unidad	P.U	Costo total
1.1	Plancha Acero A-36 de (4.76 mm) 3/16" x 1200 mm x 2400 mm x 6000 mm	22	Und.	S/ 1682.37	S/ 37012.14
1.2	Tubos de 1-1/2" con aleta de Aluminio	312	Und.	S/ 326.70	S/ 101930.40
1.3	Codos de 90" para Tubos De 1-1/2"	624	Und.	S/ 12	S/ 7488
1.4	Niple de 1-1/2" x 3" en F°N°	39	Und.	S/ 10	S/ 390
1.5	Soldura Soldexa 6011 de 1/8"	100	Kg	S/ 18	S/ 1800
1.6	Disco Flap Grano 60 x 4-1/2" Norton	10	Und.	S/ 14	S/ 140
1.7	Discos de Desbaste 1/8" x 4-1/2" Norton	10	Und.	S/ 8	S/ 80
1.8	Discos de Corte 1/32" x 4-1/2" Norton	50	Und.	S/ 4	S/ 200
2	Instalación y Montaje	1	Gal	S/ 20000	S/ 20000
3	Mano de Obra	30	Días	S/ 360	S/ 10800
4	Transporte	7	Días	S/ 2000	S/ 14000
Costo Total					S/ 193840.54

Tabla 22*Resumen de Indicadores económicos (VAN y TIR)*

Flujo de Caja (VAN y TIR)					
Inversión	-S/ 193840.54				
Tasa de descuento	12%				
Temporadas	4				
INVERSION		FLUJO NETO EFECTIVO			
	-193840.54	Temporada 1	Temporada 2	Temporada 3	Temporada 4
Presupuesto	-193840.54	104722	104722	104722	104722
Mantenimiento	-12000	1.120	1.254	1.405	1.574
Total	-205840.54	93501.7857	83483.7372	74539.0511	66552.7242
VAN		112236.76			
TIR		40%			

4.8.3. Indicadores Ambientales

Conversión de m^3 de GN a Kg de CO₂

$$1.35 \text{ m}^3 \text{ GN} = 2.690 \text{ Kg de CO}_2$$

Indicador de CO₂

$$Indicador_{CO_2-sin.eco} = 32050 \text{ m}^3 \text{ GN} * \frac{2.690 \text{ kg CO}_2}{1.35 \text{ m}^3 \text{ GN}}$$

$$Indicador_{CO_2-sin.eco} = 63862.59 \text{ Kg CO}_2$$

Indicador de CO₂

$$Indicador_{CO_2-eco} = 31138.36 \text{ m}^3 \text{ GN} * \frac{2.690 \text{ kg CO}_2}{1.35 \text{ m}^3 \text{ GN}}$$

$$Indicador_{CO_2-eco} = 62046.065 \text{ Kg CO}_2$$

Por lo tanto, durante los 35 días de producción para la temporada se dejará de emitir:

$$911.64 \frac{\text{m}^3 \text{ GN}}{\text{dias}} * \frac{2.690 \text{ kg CO}_2}{1.35 \text{ m}^3 \text{ GN}} * 35 \frac{\text{dias}}{\text{temporada}}$$

$$63578.45 \frac{\text{Kg CO}_2}{\text{temporada}}$$

4.9. Discusiones

De acuerdo al primer objetivo específico, se aplicó el balance de energía en parámetros actuales de operación de la caldera pirotubular de 1500 BHP, en la figura 30, a través de un diagrama de Sankey, notamos que las pérdidas de calor fueron de 162556150 Kj, ante ello la eficiencia de operatividad no estuvo dentro de los parámetros normales de 83%, para ello se consideró el diseño e implementación de un economizador para mejorar la eficiencia energética de la caldera a vapor de 1500 BHP en la empresa Copeinca - Chancay, tal como refiere el trabajo de Melendez (2005), en su tesis de pregrado “Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP”, tuvo como objetivo demostrar que con la instalación del Economizador se puede mejorar el consumo de Petróleo Industrial N° 6 y asegurar una producción continua de vapor. En la investigación de Pacheco & Vargas (2021), en su tesis Recuperación de gases de caldera de 500 BHP para calentamiento de agua en una maquina removedora de piel de pescado-Empresa conservera la Chimbotana S.A.C, dimensionar un sistema de recuperación de calor aprovechando el calor sensible de los gases de combustión, la metodología de investigación consistió en la aplicación del balance de energía y masa de la primera ley de la termodinámica así como método de diseño de equipos de transferencia de calor. Por su parte Restrepo (2021), en su tesis Diseño de un intercambiador de calor (economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP, tuvo como objetivo diseñar u intercambiador de calor (economizador), para el cual se orientó a revisar el estado del arte del sistema de recuperación de calor, además de realizar el análisis energético de la caldera pirotubular de 300 BHP, la metodología empleada consistió en el uso del balance de energía en sistemas térmicos

Con respecto al segundo objetivo específico, los cálculos obtenidos para nuestro diseño del economizador, se obtuvo un flujo masico de 5.263 kg/s, a su vez un gradiente de 19.5 °C para precalentar el agua de alimentación, con un ahorro económico de S/. 99484 en una temporada de 35 días en total para el caldero de 1500 BHP, mientras que Diaz (2018), en su tesis Diseño de cambiador tubular de agua-gases de combustión de un grupo electrógeno para disminuir costos de producción de vapor en Hayduk Puerto Malabrigo. para el título de Ingeniero Mecánico Electricista, obtuvo un gradiente térmico de temperatura de 20 a 40 °C, con un ahorro anual de S/. 86000 por combustible dejado de consumir. Por su parte Restrepo (2021), en su tesis Diseño de un intercambiador de calor (economizador) para una

caldera pirotubular de 300 BHP, obtuvo un gradiente térmico de temperatura de 60 °C hasta 90.56 °C respectivamente, lo que significó un ahorro económico de USD 123,480.355 anual.

Respecto al tercer objetivo específico, diseñar el área de transferencia y configuración del economizador, en el Anexo 11 y 12, se muestra el diseño del área de transferencia del economizador donde se obtuvo 2.4384 m de largo y 1.6764 m de ancho, dando un área de transferencia de 4.0877 m^2 . En cuanto Pacheco & Vargas (2021), en su tesis Recuperación de gases de caldera de 500 BHP para calentamiento de agua en una maquina removedora de piel de pescado-Empresa conservera la Chimbotana S.A.C, obtuvo un área de transferencia de 21.03 m^2 . En la investigación de Restrepo (2021), en su tesis Diseño de un intercambiador de calor (economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP obtuvo un área de transferencia de 1.1613 m^2 . La configuración del economizador, en el Anexo 12, se muestra una configuración total de 312 tubos dispuestos en 26 filas y 12 columnas, así mismo se eligió el tipo de arreglo cuadrado, Figura 22, con $S_T = 0.1016$, $S_L = 0.1016 \text{ m}$. y $S_D = 0.1437 \text{ m}$, conformado por 13 pasos de $1 \frac{1}{2}$ de tubería cedula 40. En la investigación de Pacheco & Vargas (2021), en su tesis Recuperación de gases de caldera de 500 BHP para calentamiento de agua en una maquina removedora de piel de pescado-Empresa conservera la Chimbotana S.A.C, su diseño está conformado por 12 pasos de 1 pulgada de tubería cédula 30.

Teniendo en cuenta el cuarto objetivo específico, evaluar los indicadores energéticos, económicos y ambientales de instalación, el indicador de desempeño energético es de 10.5 kg de vapor/m³ de GN, además de ellos tenemos un VAN de S/. 112236.76 y un TIR de 40%, se muestra en la tabla N°22. Mientras que Pacheco & Vargas (2021), en su tesis Recuperación de gases de caldera de 500 BHP para calentamiento de agua en una maquina removedora de piel de pescado-Empresa conservera la Chimbotana S.A.C, en sus indicadores un desempeño energético mejorado equivale a 16.539 kg de vapor/kg de GLP con un costo de S/. 0.1147 /kg de vapor, de la evaluación económica se obtiene un valor de VAN de USD 35942.04 y un TIR de 47.93%. El rendimiento energético en la presente investigación con la instalación del economizador llego a una mejora de 82.73% a 85.15%, con ahorro de combustible de 2.84%. Restrepo (2021), en su tesis Diseño de un intercambiador de calor (economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP, sus

resultados indican que la eficiencia del sistema incrementa de 83.11% a 89.9%, asimismo se menos el gasto de combustible en el orden de 7.55%. Cano & Cueva (2012), en el estudio del sistema de calentamiento de aire para el ahorro de energía para el horno de calentamiento de palanquillas en Siderperú S.A. para obtener el título de Ingeniero en la Universidad Nacional del Santa, permite mejoras en el rendimiento del horno desde 72,84 % a 82%. Lopez (2017), en su tesis captación de energía de gases de escape a través de un economizador para incrementar la eficiencia de un caldero de 200 BHP para obtener el título de Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional del Centro, Perú, el caldero de 200 BHP tiene un rendimiento de 76% operando inicialmente con aire fresco en la combustión, luego con la propuesta de implementación logra alcanzar un rendimiento de 82,64% en promedio. En cuanto a los indicadores ambientales se dejó de emitir 63.58 toneladas CO₂ durante la temporada. En la investigación de Cano & Cueva (2012), en el estudio del sistema de calentamiento de aire para el ahorro de energía para el horno de calentamiento de palanquillas en Siderperú S.A. para obtener el título de Ingeniero en la Universidad Nacional del Santa, se disminuyó 673,92 Toneladas de CO₂/año sin emitirse al medio ambiente, con lo cual acceden a los proyectos de MDL y bonos de carbono, del mismo se emplea un potencial de energía remanente.

V. Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones

- El balance de energía aplicado al generador de vapor pirotubular de 1500 BHP que consume Gas Natural presentó una eficiencia de 82.86% cuyas pérdidas de calores a razón de sus entalpías corresponden pérdidas de entalpía por gases secos 12.72%, las pérdidas de entalpía por vapor de agua en los gases 3.34%, las entalpías que se pierde por inquemados gaseosos es de 0.00047 % , las pérdidas por índice de bacharach es de 0.79% y las pérdidas de entalpías y calor por convección es de 0.137% y por radiación 0.157%, asimismo en el balance estequiométrico se obtuvo un flujo masico de combustible requerido para la combustión de 0.205 kg/s , el flujo masico de agua a calentar fue de 9.259 kg/s y el flujo de calor efectivo de transferencia para el agua fue de 604.1 kW, térmicos.
- El flujo másico de gases obtenidos de la reacción de combustión es de 5.263 kg/s obtenidos del balance de combustión con exceso de aire al 44% según los datos del último análisis de gases y el gradiente térmico máximo aprovechable fue de 129.98 °C que resulto de la diferencia entre la temperatura de gases que entra a 269.98 °C y la de salida a 140 °C, a efectos de evitar que el agua contenida en los gases condense.
- Se determinó la configuración o arreglo geométrico de disposición de tubos basado en los textos de transferencia de calor en banco de tubos donde se obtuvo el área de transferencia de 2.4384 m de largo y 1.6764 m de ancho, se eligió el tipo de arreglo cuadrado con $S_T = 0.1016$, $S_L = 0.1016$ m. y $S_D = 0.1437$ m, para una configuración total de 312 tubos dispuestos en 26 filas y 12 columnas.
- Se determinó que, al implementar el economizador se obtuvo una eficiencia de 85.15% al aprovechar los gases de combustión de la chimenea, teniendo como temperatura de alimentación del agua un valor de 114.5 °C, a su vez la temperatura de los gases de salida hacia el ambiente se redujo a 140 °C, con un ahorro de masa de combustible de 911.64 m^3 menos de Gas Natural para poder producir la misma cantidad de vapor. Estos datos conllevo a tener un indicador de desempeño energético de 10.5 kg de vapor/ m^3 de GN, obteniendo un VAN de S/. 112236.76 y un TIR de 40%, además se obtuvo un indicador ambiental de 63.58 toneladas CO₂ durante la temporada después de implementar el sistema.

5.2. Recomendaciones

- Sobre el aspecto del rendimiento de la caldera pirotubular de 1500 BHP, ejecutar el correcto plan de mantenimiento a la unidad de generación de vapor para obtener una eficiencia térmica de caldera.
- Considerar un programa de limpieza a la zona de tubos de gases a fin de eliminar material de escorias sobre la superficie interna de las tuberías de humos, este proceso se debe ejecutar bajo la supervisión de un ingeniero mecánico.
- Se sugiere la posibilidad de implementar en otras calderas banco de tubos aletados y que los economizadores sean diseñados a pedido o en las especificaciones precisas de operación del generador de vapor.
- Se recomienda implementar un sensor de temperatura a la salida de gases en chimenea.
- Utilizar soluciones técnicas de alta eficiencia y baja inversión relacionado a los insertos mecánico o turbuladores, haciendo estudios previos sobre el régimen de fluido y efectos de caída de presión a fin de optimizar la cantidad para instalarse y obtener beneficios térmicos y económicos.

VI. Referencias bibliográficas

- Aningas Ergos. (2014). Recuperación de calor en calderas de vapor, aceite térmico y agua caliente. *Interempresas*.
<https://www.interempresas.net/Quimica/Articulos/126186-Recuperacion-de-calor-en-calderas-de-vapor-aceite-termico-y-agua-caliente.html>
- Calderas y Energia. (14 de Septiembre de 2018). *T&E Hurst Stackmaster*. Youtube.
https://www.youtube.com/watch?v=46cywKs-q6U&ab_channel=CALDERASYENERGIA
- Caldereria Lopez Hermanos. (2014). *Economizador ECO Equipos de Eficiencia Energetica*. bmt Boilers. <https://lopezhnos.es/products/economizador-eco/>
- Cano, I., & Cueva, J. (2012). *Estudio de un sistema de precalentamiento de aire para el ahorro de energia en el horno de calentamiento de palanquillas de la empresa SiderPeru S.A.* Tesis de Pregrado, Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. 3ra Edicion. McGraw-Hill.
- Cleaver Brooks. (2008). *Economizer*. Cleaver Brooks.
<https://cleaverbrooks.com/Catalog/boiler-room-equipment/cre>
- ClimaStar. (7 de Enero de 2019). *Descripción de Calderas y Generadores de vapor*. ClimaStar Climatizacion. <https://www.climastar.com.ar/descripcion-de-calderas-y-generadores-de-vapor/>
- Dabonn Energy. (2024). *Calderas y plantas de calor multicomcombustibles diseñadas y fabricadas a medida*. Dabonn Energy. <https://www.dabonn.com/es/products/boiler-parts/boiler-burner.html>
- Del Valle, C. (2022). *Control de los riesgos en el desmontaje y montaje de serpentinas en economizador de caldera industrial*. Universidad de la Fraternidad de Agrupaciones Santo Tomas de Aquino, Argentina.
- Diaz, J. (2018). *Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrogeno para reducir costos de generacion de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo*. Tesis de Pregrado, Universidad Cesar Vallejo, Trujillo.

- Garcia Meseguer, M. (2012). *Los metodos de la investigacion*. Servicio de Publicaciones de la Universidad de Murcia.
- Grupo Acura. (2025). *Pruebas no destructivas: definición, clasificación y aplicaciones*. Grupo Acura. <https://grupoacura.com/es/blog/pruebas-no-destructivas/>
- Grupo Vemacero. (2024). *Tablas Medias y Pesos*. Obtenido de Grupo Vemacero. <https://www.vemacero.com/Tablas/Superficie.pdf>
- Guevara, R. (2009). *Plantas consumidoras de energia*. Universidad Nacional del Santa, Peru.
- Guiot, J., & Ramos, D. (2018). *Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP*. Tesis de Pregrado, Universidad de America, Bogota.
- Inlad SAC. (2025). *Calibracion y certificacion de calderos*. Inlad SAC. <https://www.inladsac.com/producto/calibracion-y-certificacion-de-calderos/>
- Kakac, S., & Liu, H. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Desing. Third Edition*. CRC Press.
- Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. CECSA.
- Lopez, H. (2017). *Captar energia de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP*. Tesis de Pregrado, Universidad Nacional del Centro del Peru, Peru.
- Made-in-China. (2025). *Economizador de condensador de alta eficiencia para el tubo de chimenea de gas Caldera de vapor*. Obtenido de Made-in-China: https://es.made-in-china.com/co_gzqingli/product_High-Efficiency-Economizer-Condenser-Tube-for-Gas-Fire-Steam-Boiler_oyyeuggig.html
- Mamani, C., & Ramos, F. (2018). *Optimización energética del generador de vapor (caldera) del comedor universitario de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno con capacidad de 150 kg de vapor/hora*. Tesis de Pregrado, Universidad Nacional del Altiplano, Puno.

- Melendez, E. (2005). *Calculo, diseño e instalacion de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP*. Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Santa, Peru.
- Oelker, A. (2021). Articulo tecnico Economizadores. *THERMAL ENGINEERING LTDA.*,
2. https://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo___economizadores.pdf
- Pacheco, R., & Vargas, D. (2021). *Recuperacion de gases de caldera de 500 BHP para calentamiento de agua en una maquina removedora de piel de pescado-empresa conservera la chimbotana S.A.C*. Tesis de Pregrado, Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote.
- Paredes, J. (2009). *Estudio de un sistema precalentador de aire utilizando los gases de escape de las calderas N°1, N°2, N°3 en la planta pesquera Austral S.A.A. en el distrito de Malabrigo*. Tesis de Pregrado, Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote.
- Perez, A. (2021). Diseño termico de un economizador de tubos aleteados. *Nexo Revista Cientifica*, 36(6), 1521-1549.
https://www.researchgate.net/publication/357816955_Disenomizador_de_tubos_aleteados
- Picon, L. (2016). *Capitulo 13: Psicrometria*. Issuu.
https://issuu.com/lpicon2/docs/psicrometr___a_cap___tulo
- Restrepo, N. (2021). *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP*. Tesis de pregrado, Universidad de Antioquia, Colombia.
- SERVYRT RENTAL. (2024). *Montacargas*. SERVYRT RENTAL.
<https://www.servyrtrental.com/montacargas.html>
- Tamayo, M. (2007). *El proceso de la investigacion cientifica*. Mexico: Limusa.
<https://es.scribd.com/doc/12235974/Tamayo-y-Tamayo-Mario-El-Proceso-de-la-Investigacion-Cientifica>
- Tantalean, R. (2015). El alcance de las investigaciones juridicas. *Dialnet*, 6-7.
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=5456857>

Tecni-Calderos. (2024). *Economizadores*. Tecni-Calderos.
<https://tecnicalderos.com/productos-economizadores.html>

Un Lugar de Esparcimiento. (25 de Mayo de 2011). *Poder Calorifico de las Sustancias mas Comunes*. Un Lugar de Esparcimiento.
<https://cadascu.wordpress.com/2011/05/25/poder-calorifico-de-las-sustanacias-mas-comunes/>

Vazquez, J. (2018). *Economizadores*. Medidas de ahorro verticales en la industria cervecera.
<https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/4172/fichero/Desarrollo+vertical+d e+la+industria+cervecera2.pdf>

VRCOOLER. (2024). *Intercambiador de calor para calderas a vapor*. VRCOOLER.
<https://es.vrcoolerru.com/heat-exchanger/finned-tube-heat-exchangers/economizer-heat-exchanger.html>



Wikipedia. (2024). *Diagrama de Moody*. Wikipedia.
https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody

VII. Anexos

Anexo 1. Catálogo de tuberías comerciales

DIAM. NOMINAL	DIAM. 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

Anexo 2: Catálogo de tuberías de acero al carbono

				TUBERIA DE ACERO AL CARBONO ASTM A53 / A106 Area de La Superficie del Tubo						
Diámetro Nominal		Diámetro Exterior		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		Área de La Superficie Exterior en mt2 por metro lineal de tubería
NPS	DN	Real		Pulgadas	Milímetros	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	(in.)	(mm.)					
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	0.067
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	0.084
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	0.105
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	0.132
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	0.152
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	0.190
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	
2-1/2	65	2.875	73.03	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	0.229
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	
				0.375	9.52	...	160			
				0.552	14.02	XXS	-			
3	80	3.500	88.90	0.125	3.18	...	-	4.51	6.72	0.279
				0.156	3.96	...	-	5.57	8.29	
				0.188	4.78	...	-	6.65	9.92	
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	
				0.250	6.35	...	-	8.68	12.93	
				0.281	7.14	...	-	9.66	14.40	
4	100	4.500	114.30	0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	0.359
				0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	
0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03					

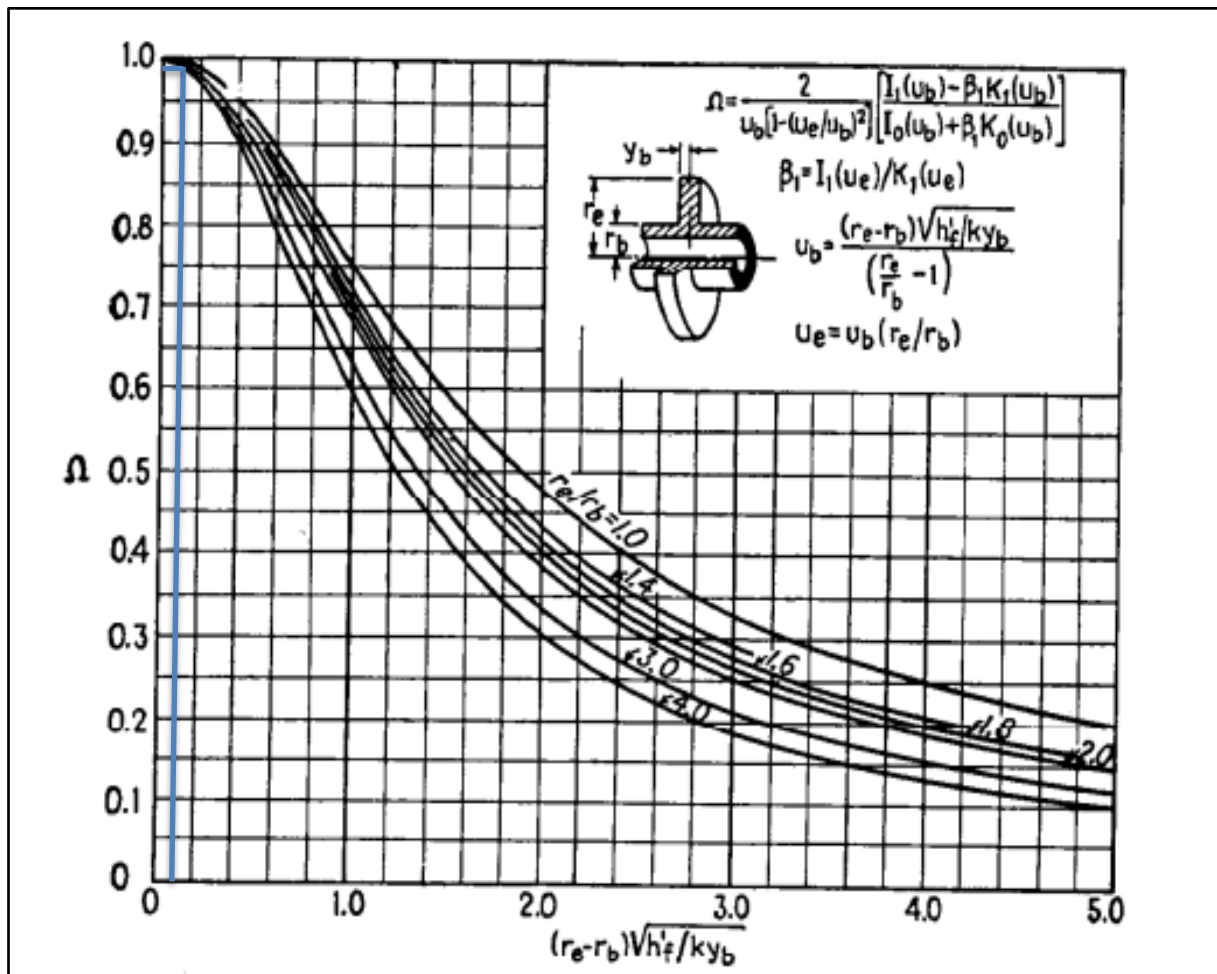
Nota: Catálogo de tuberías de acero al carbono. Tomado de *Tablas Medidas y Peso*, por Grupo Vemacero, 2024, Grupo Vemacero.

Anexo 3: Tubos circulares con aletas corrugadas helicoidales

TUBOS (Tubes)				ALETAS (Fins)				ÁREA (Fin Area) (m2/m)	ALETAS (Fins)		
o Ext. pul./mm. Ext. Diam. inch./mm.	Esp. Min. (mm.) Thickness Min. (mm.)	Long. Max. Max. Lenght (m)	o Ext. Ext. Diam. (mm.)	Espesor Thickness (mm.)		Cantidad Quantity			Cu	Al	
				Al	Cu	p/pulg. (p/inch.)	p/m				
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	6	236	0,3597	0,7756 0,6575	
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	7	276	0,4139	0,8295 0,6913	
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	8	315	0,4667	0,8819 0,7247	
1/2	12,7	1,65	11	32,00	0,3	0,15	9	355	0,5200	0,9357 0,7580	
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	6	236	0,4375	0,9439 0,8100	
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	7	276	0,5030	1,0000 0,8480	
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	8	315	0,5673	1,0600 0,8860	
5/8	15,87	1,65	11	36,00	0,3	0,15	9	355	0,6330	1,1240 0,9240	
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	6	236	0,4890	1,1000 0,9600	
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	7	276	0,5620	1,1700 1,0000	
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	8	315	0,6328	1,2300 1,0450	
3/4	19,05	1,65	11	39,00	0,3	0,15	9	355	0,7056	1,3000 1,0870	
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	6	236	0,7670		1,3741
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	7	276	0,8839	1,7100	1,4401
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	8	315	0,9975	1,8124	1,5044
1	25,40	1,65	11	50,00	0,3	0,15	9	355	1,1140	1,9175	1,5704
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	6	236	1,1050	2,4730	2,1347
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	7	276	1,2759	2,6260	2,2313
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	8	315	1,4421	2,7760	2,3255
1 1/4	31,75	2,1	11	61,00	0,3	0,15	9	355	1,6125	2,9308	2,4221
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	6	236	1,2957	2,9120	2,5353
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	7	276	1,4950	3,0830	2,6429
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	8	315	1,6890	3,2510	2,7479
1 1/2	38,10	2,1	11	68,00	0,3	0,15	9	355	1,8880	3,4220	2,8556
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	6	236	1,4372	3,3363	2,9265
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	7	276	1,6570	3,5230	3,0436
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	8	315	1,8715	3,7049	3,1579
1 3/4	44,45	2,1	11	74,00	0,3	0,15	9	355	2,0910	3,8915	3,1579
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	6	236	1,5750	3,7607	3,3177
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	7	276	1,8150	3,9625	3,4443
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	8	315	2,0490	4,1592	3,5678
2	50,80	2,1	11	80,00	0,3	0,15	9	355	2,2890	4,3610	3,6945

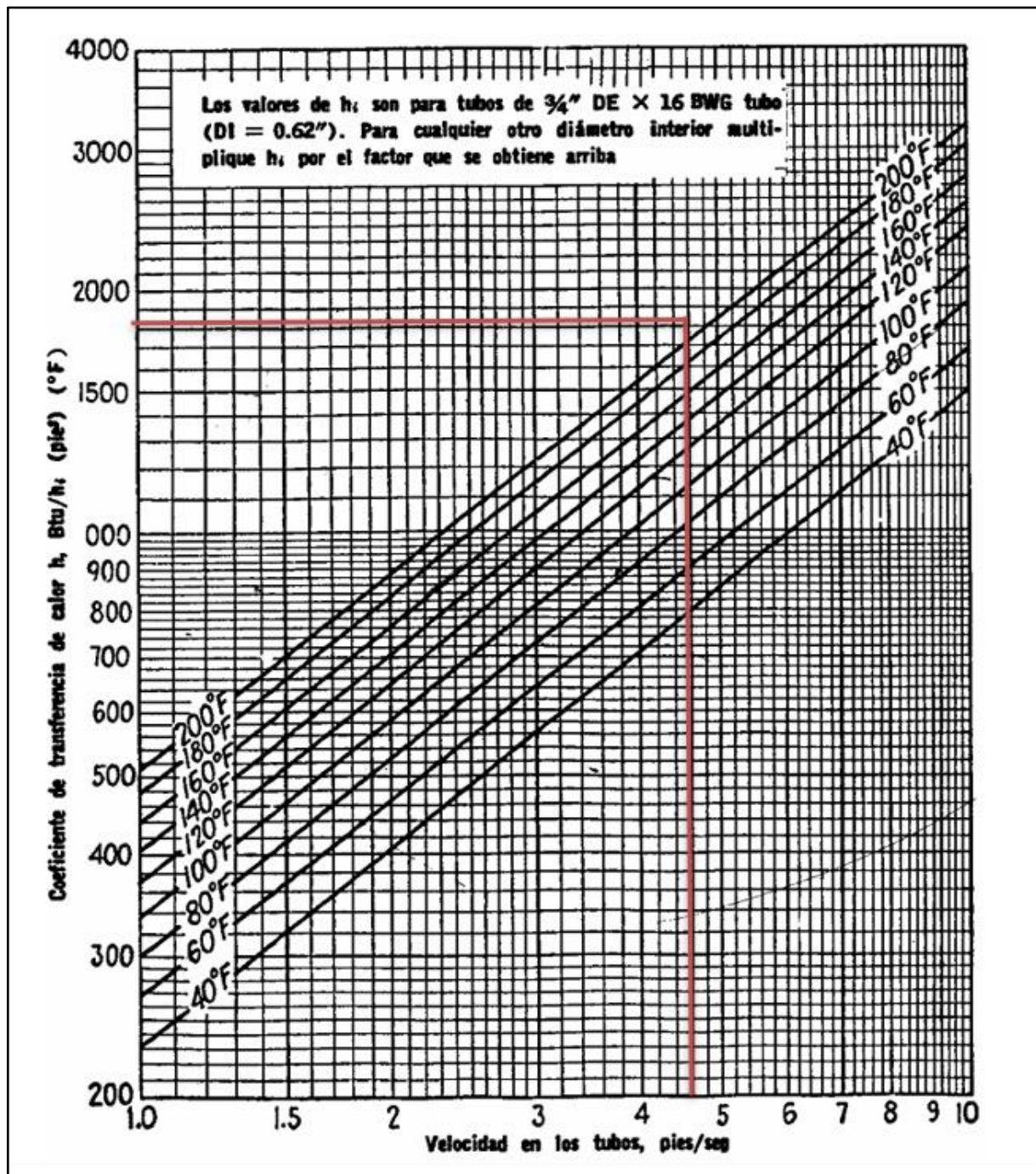
Nota: Economizador de flujos cruzados de tubos lisos en línea y al tresbolillo. Tomado de *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300 BHP* (p. 40), por N. Restrepo, 2021.

Anexo 4. Eficiencia de la aleta anular calculada



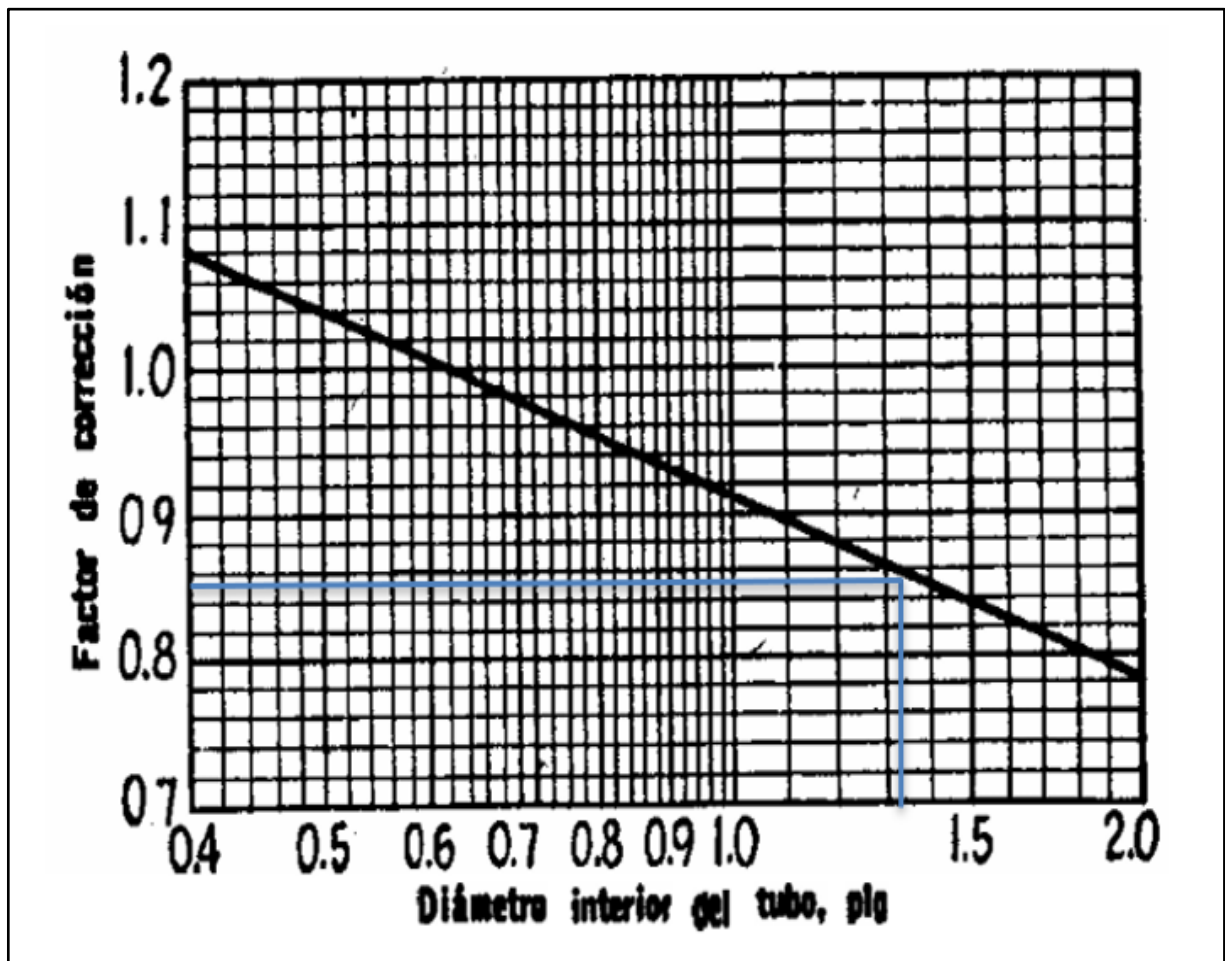
Nota: Eficiencia de aleta anular. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 621), por D. Kern, 1999, CEECSA.

Anexo 5. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua calculada



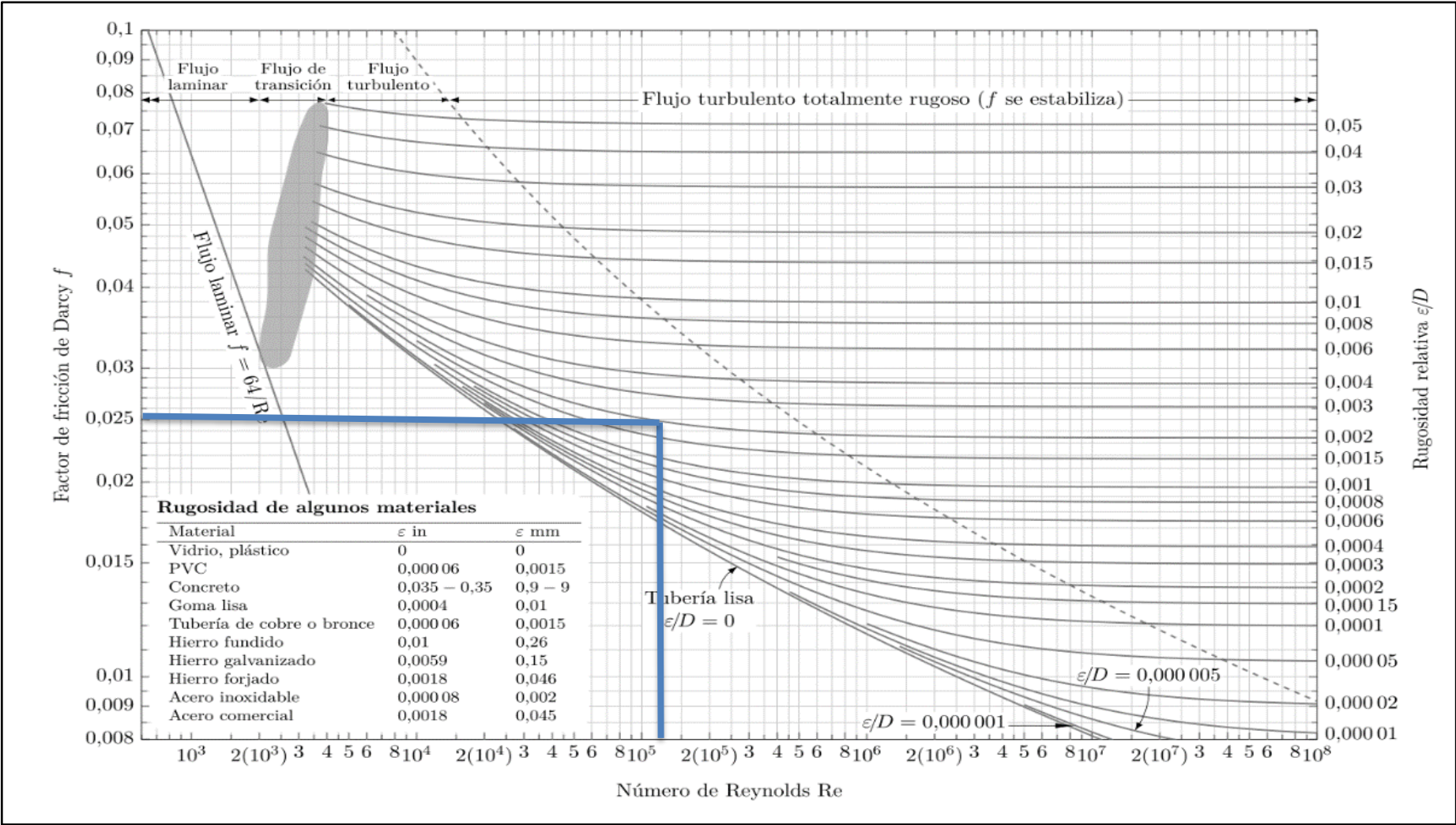
Nota: Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 940), por D. Kern, 1999, CECSA.

Anexo 6. Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua calculada



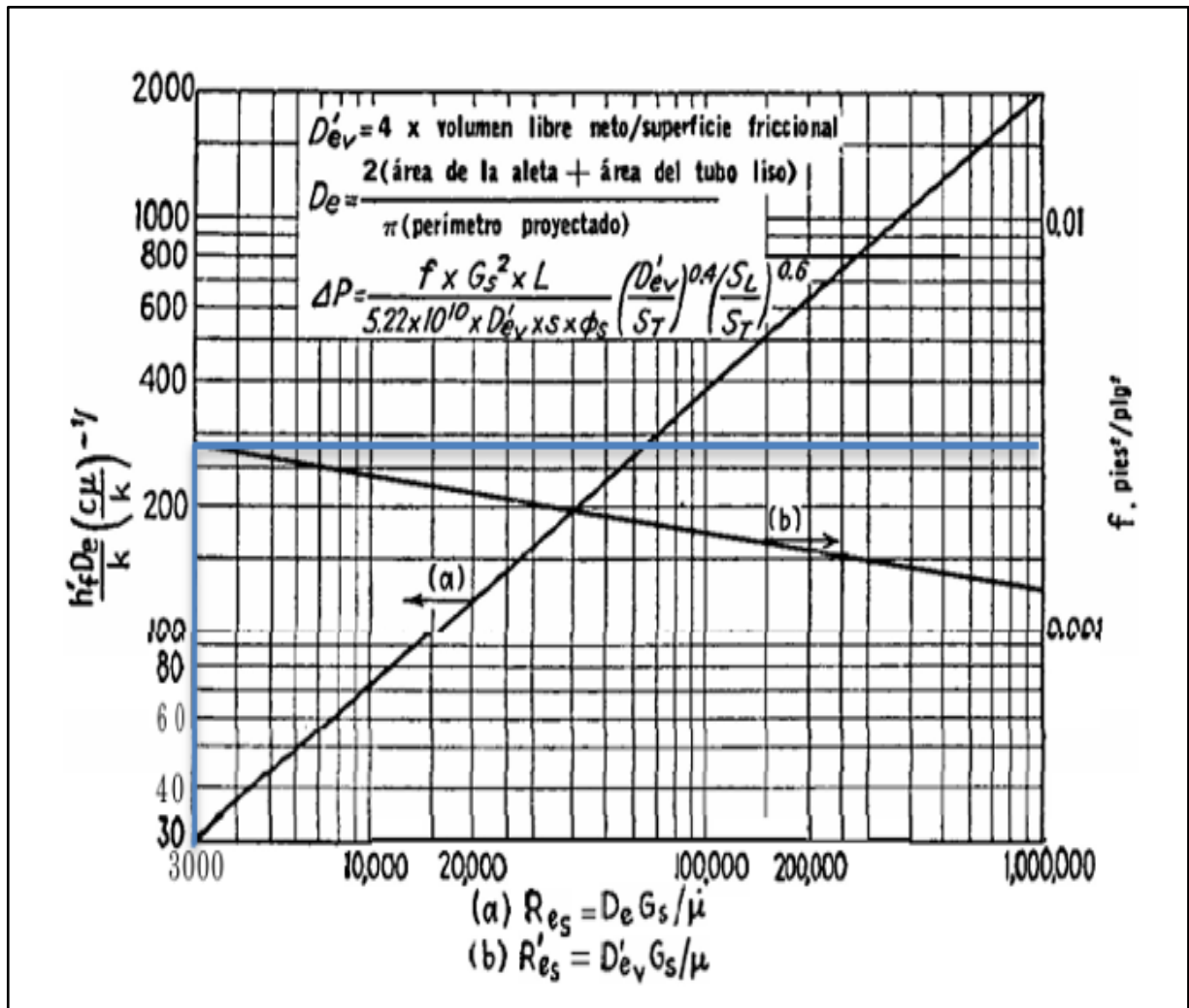
Nota: Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 940), por D. Kern, 1999, CECSA.

Anexo 7. Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos



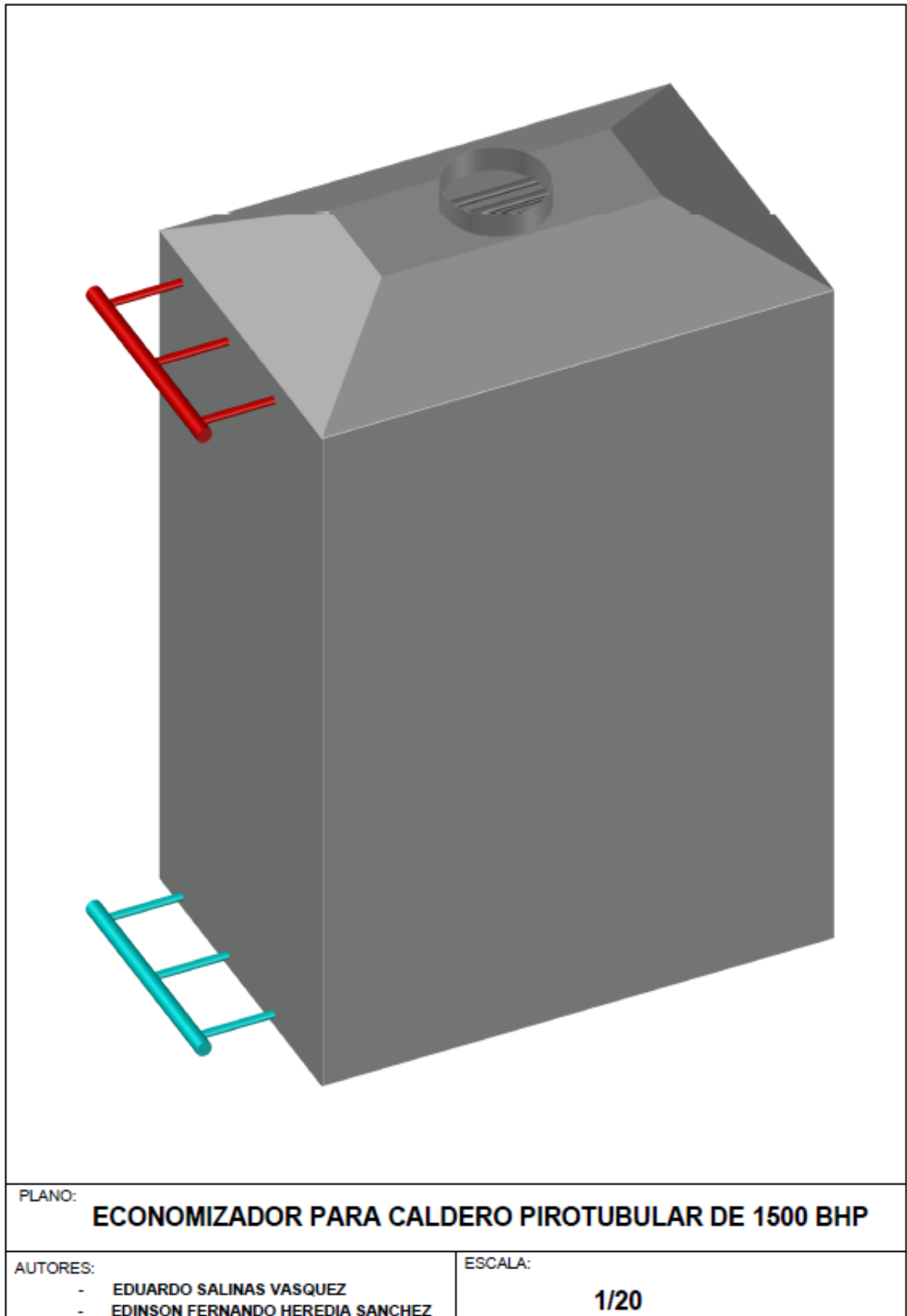
Nota: Factores de fricción para flujos en tuberías y tubos. Tomado de *Diagrama de Moody*, por Wikipedia, 2024, Wikipedia.

Anexo 8. Factor de Configuración

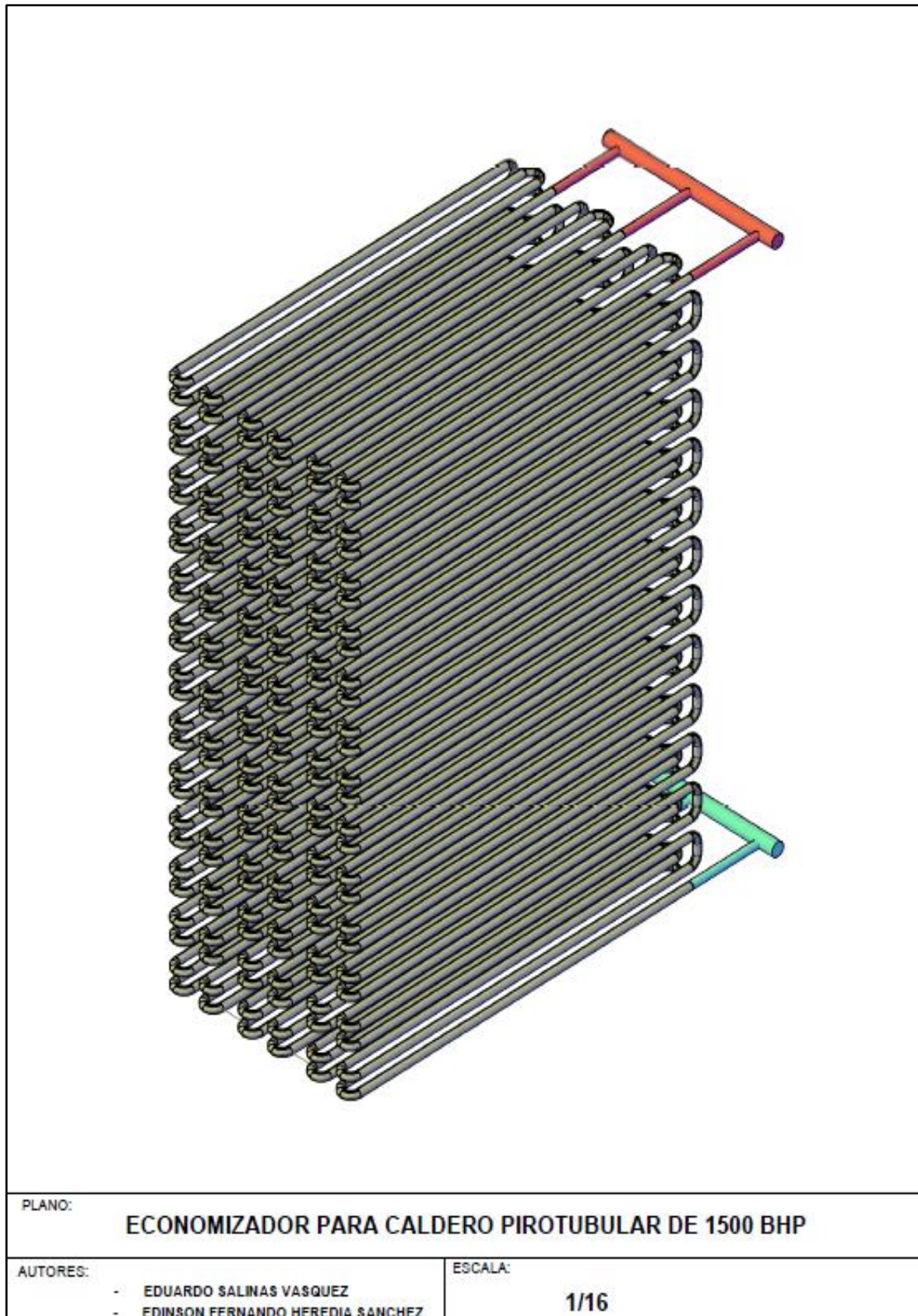


Nota: Factor de configuración. Tomado de *Procesos de transferencia de calor* (p. 635), por D. Kern, 1999, CECSA.

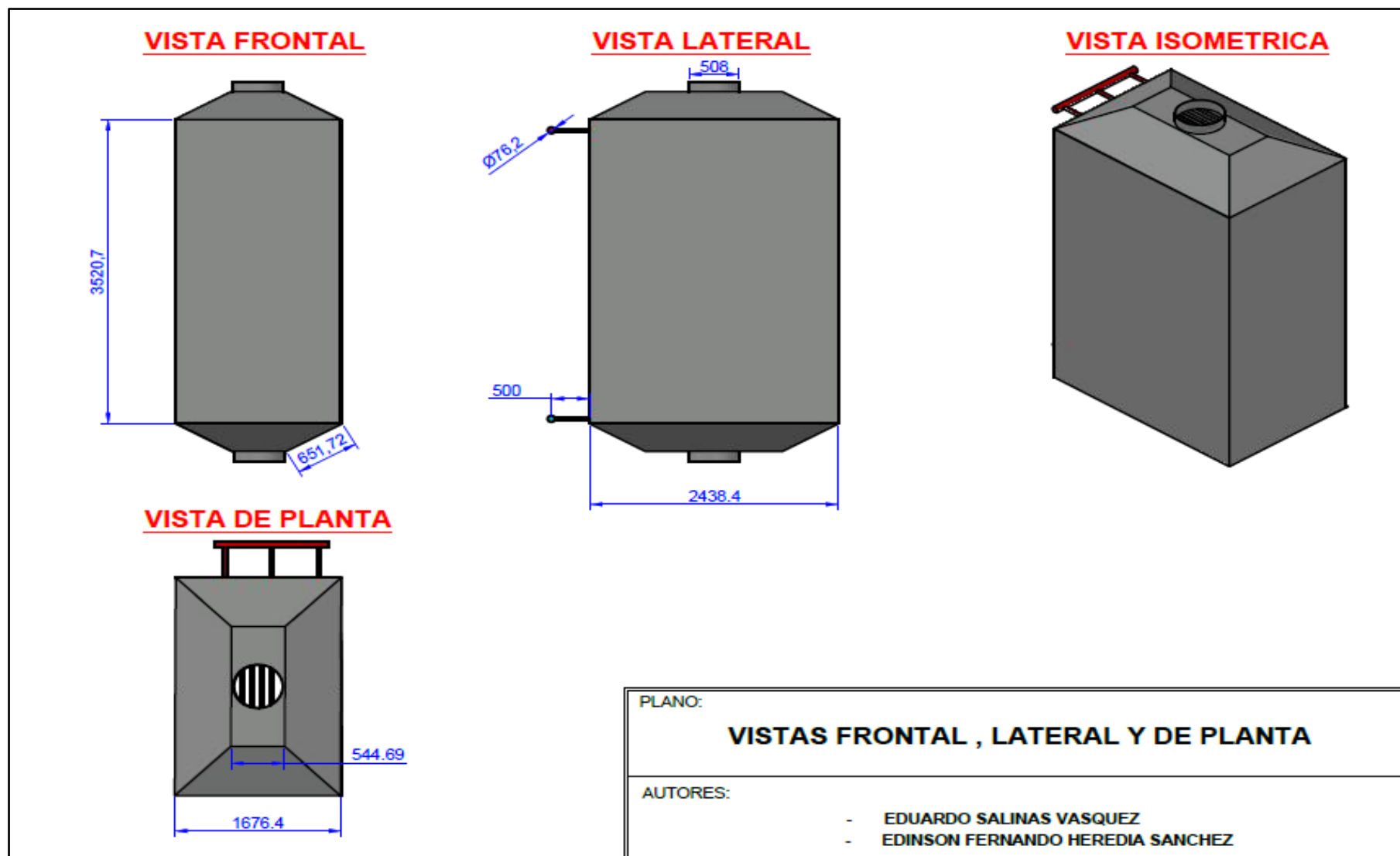
Anexo 9. Economizador para caldero pirotubular de 1500 BHP



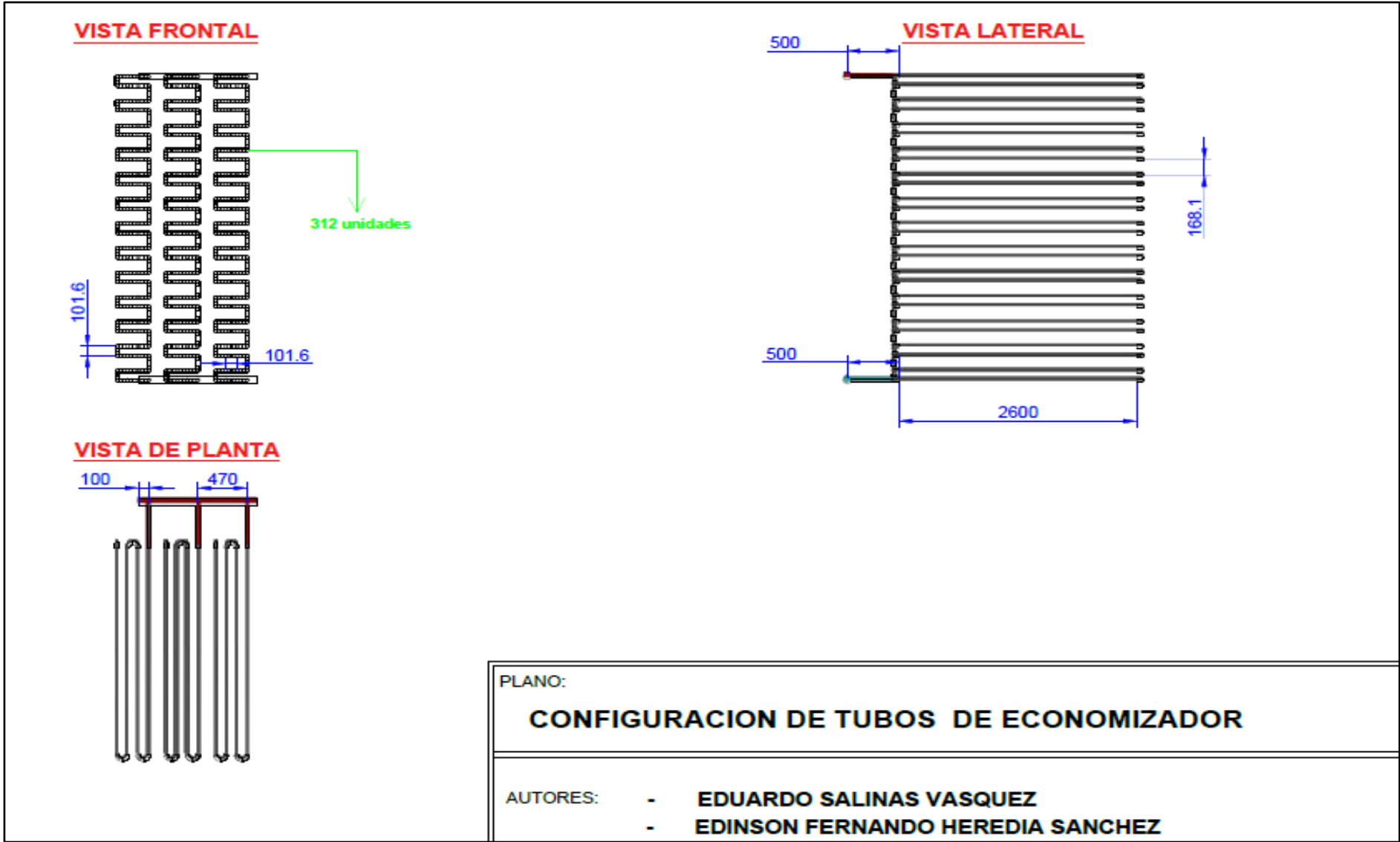
Anexo 10. Parte interna del economizador



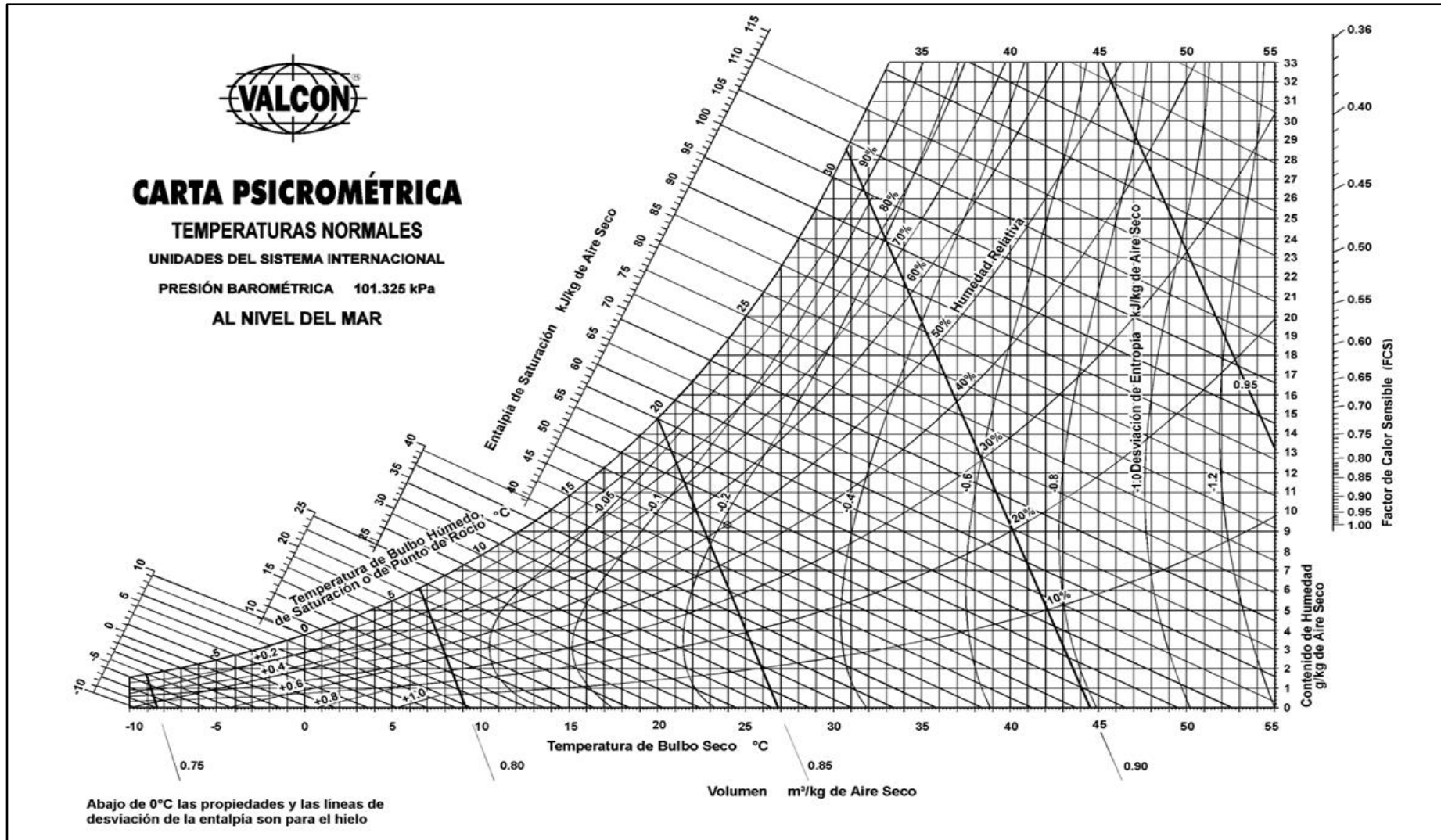
Anexo 11. Vista Frontal, lateral y de planta



Anexo 12. Configuración de tubos del economizador

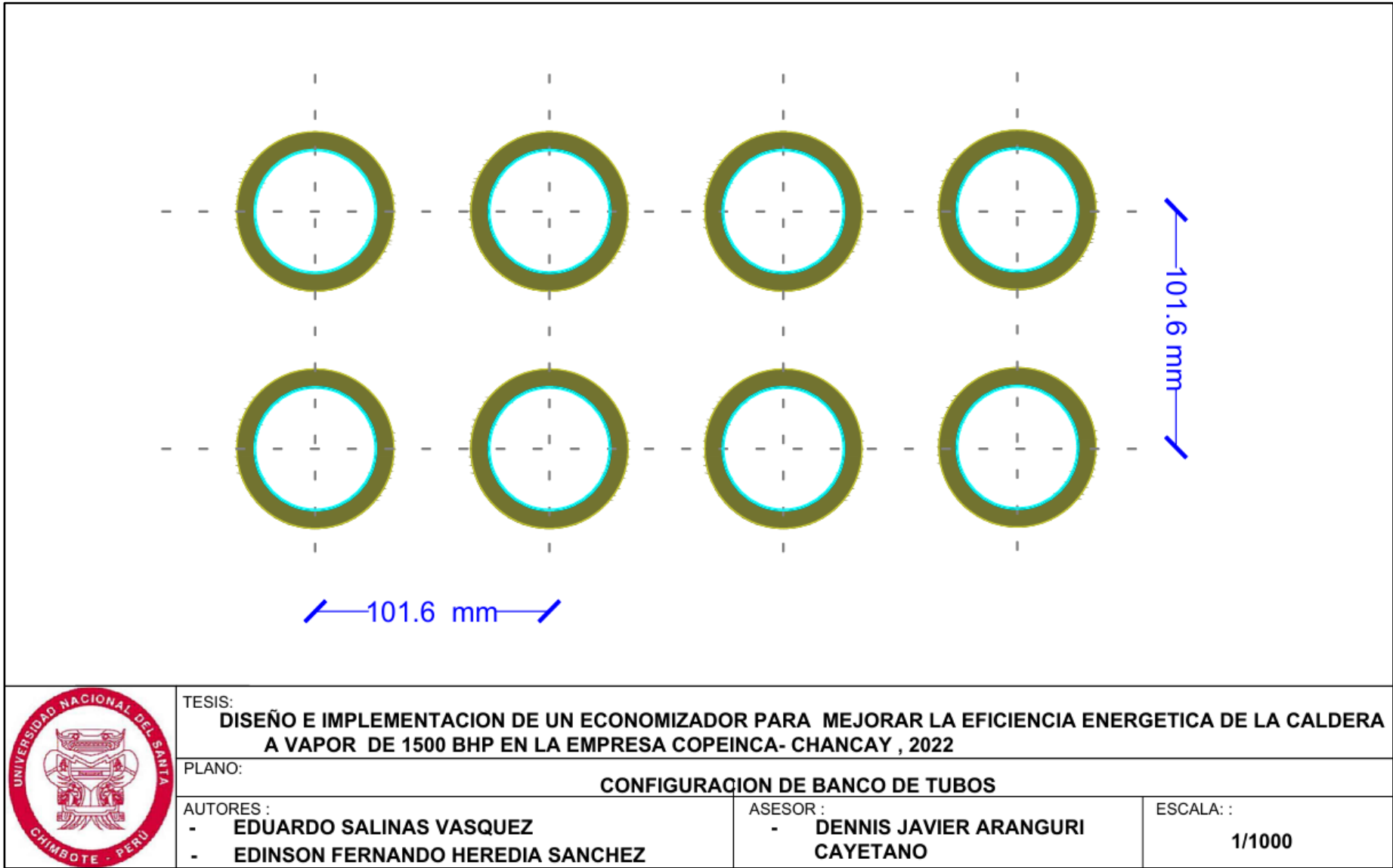


Anexo 13. Carta Psicrométrica

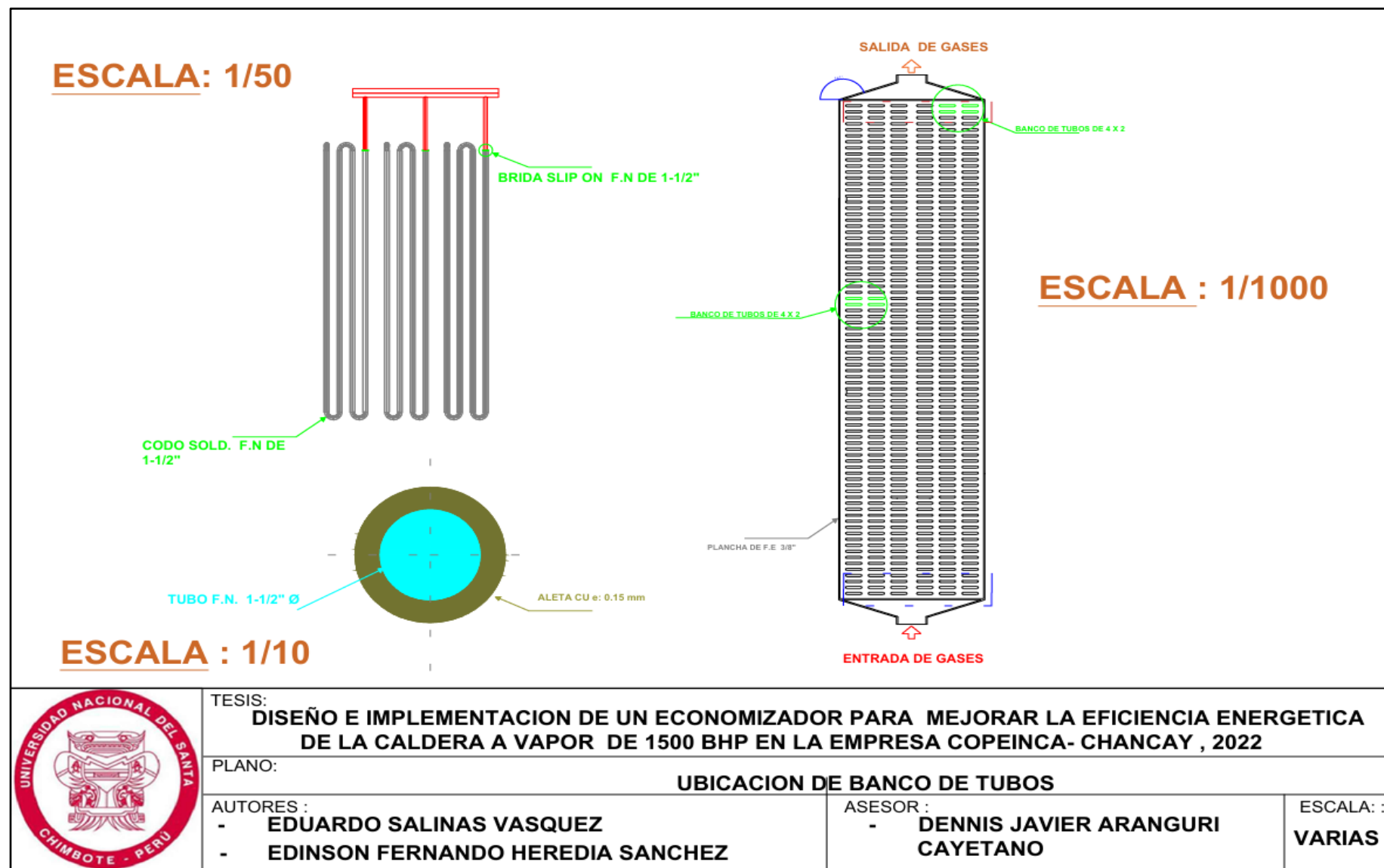


Nota: Carta Psicrométrica al nivel del mar. Tomado de *Capítulo 13: Psicrometría* (p. 18), por L. Picon, 2016, Issu.

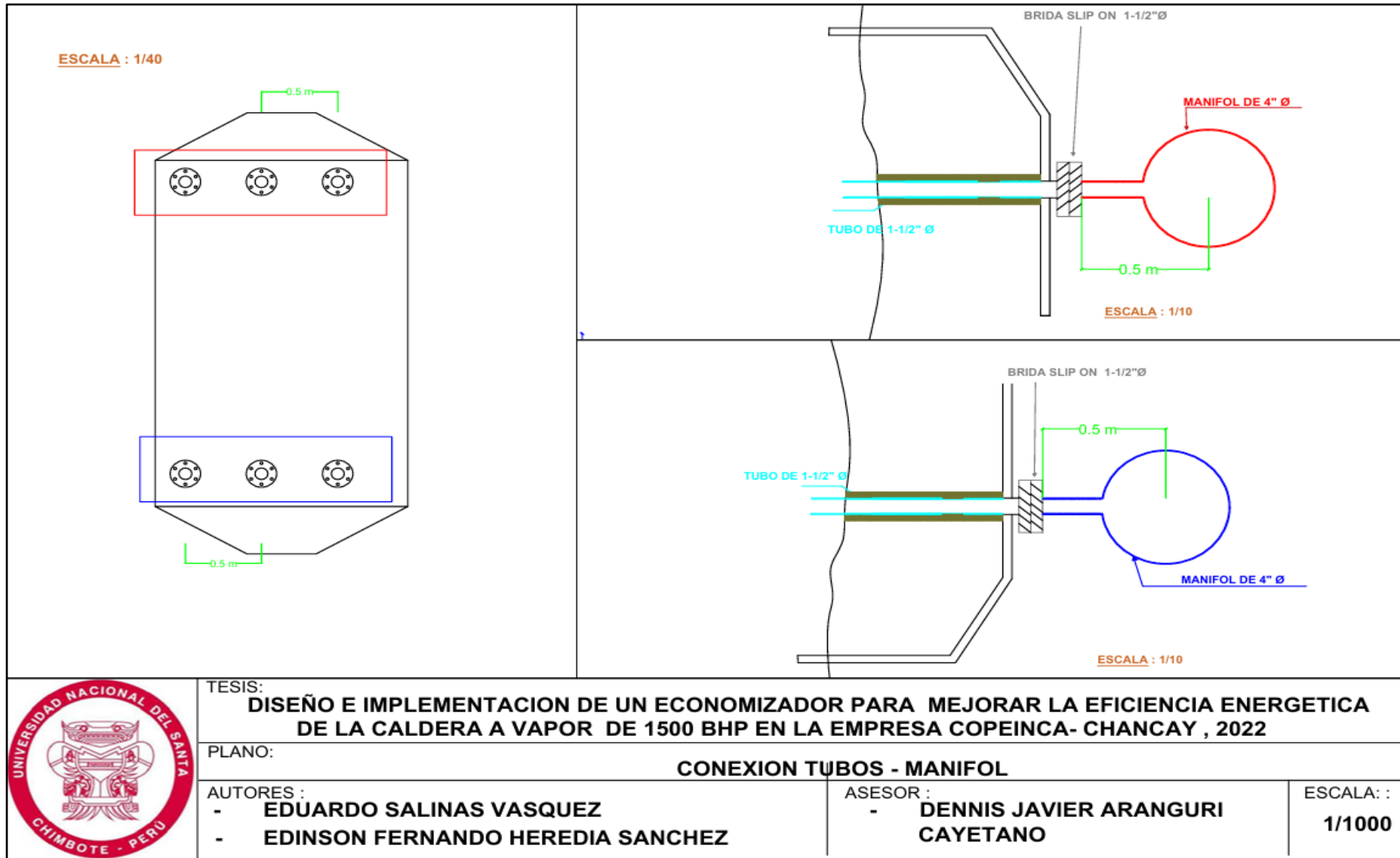
Anexo 14. Configuración de banco de tubos



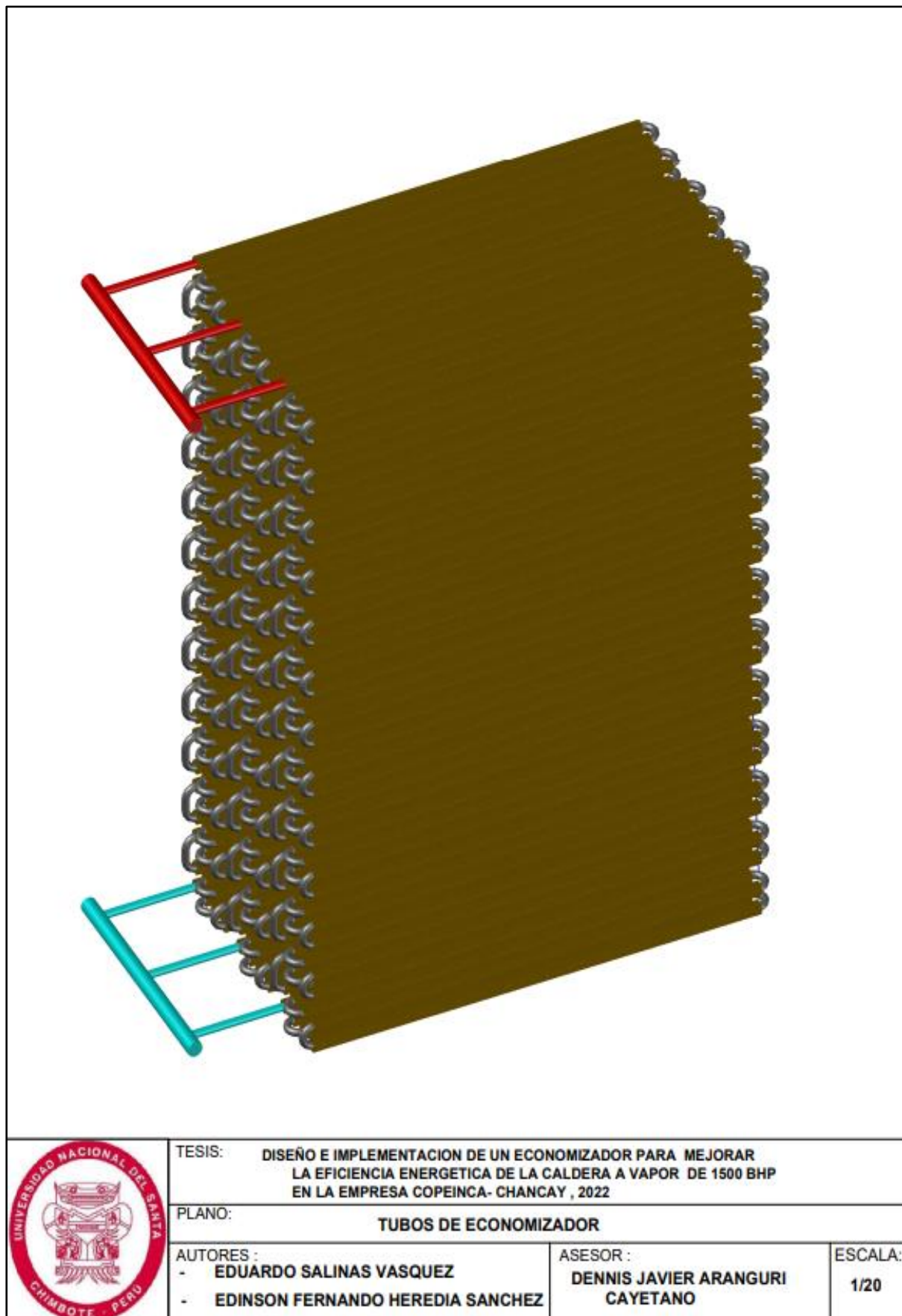
Anexo 15. Ubicación de banco de tubos



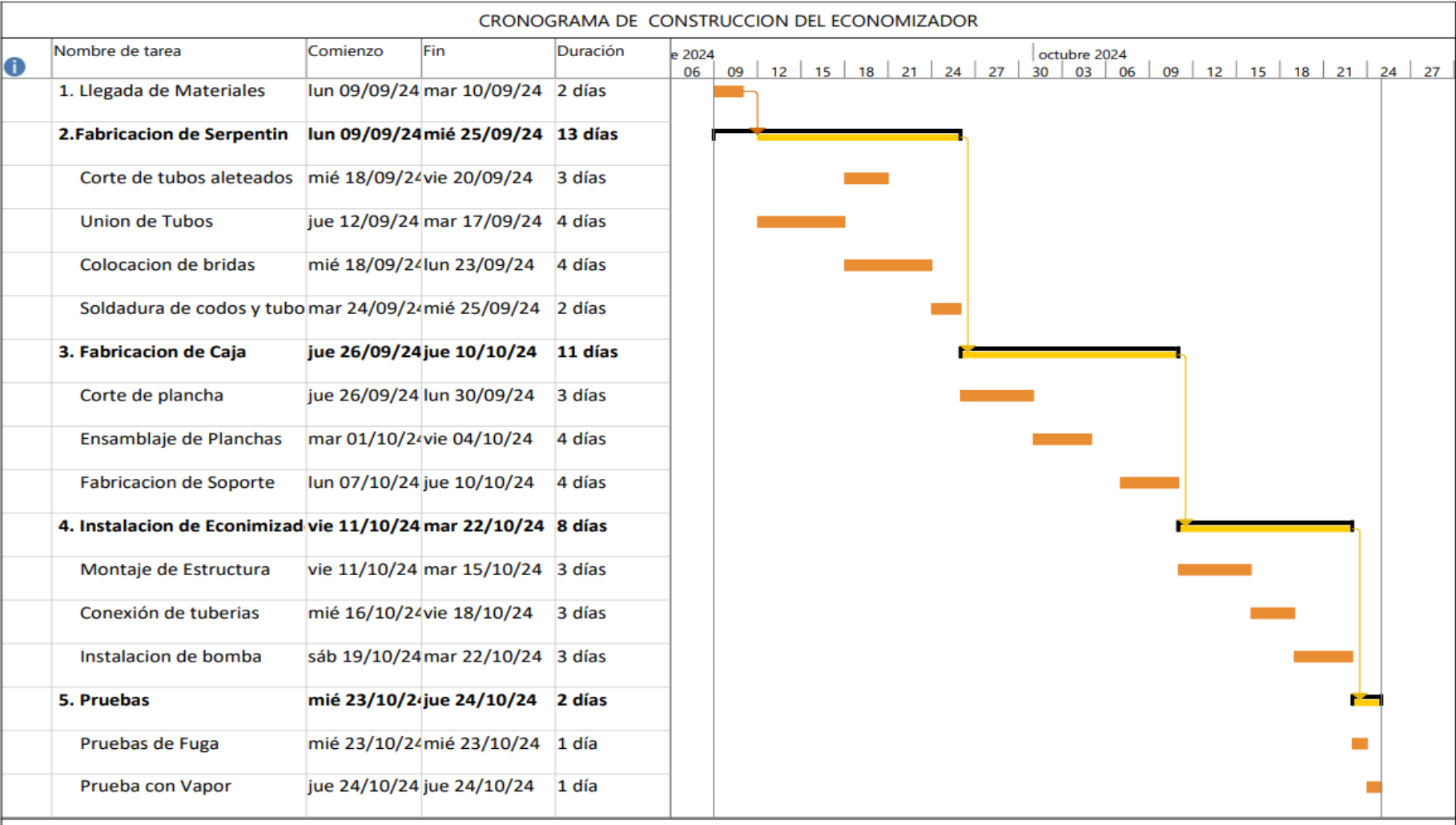
Anexo 16. Conexión tubos - Manífol



Anexo 17. Tubos del economizador



Anexo 18. Diagrama de Gantt



Anexo 19. Ubicación de caldera pirotubular de 1500 BHP de la planta Copeinca - Chancay



Anexo 20. Propuesta de instalación del economizador

1. Procedimiento de montaje

1.1. Herramientas

- Herramientas manuales generales (llave fija, alicates, llave, torquímetro, llaves de golpe, etc.)
- Set herramientas.
- Elementos de Izaje: Cuerdas de acero, Eslingas de tela, Aparejo 1TN y grilletes
- Caballetes fijos y regulables.
- Equipo de oxicorte completo.
- Maquinas soldadora, sistema TIC-MIG-MAG; Y SWAM
- Amoladoras de 4 ½ “, 7” y 9”.
- Disco de corte, de desbaste y cepillo circular.
- Cintas métricas.

1.2. Equipos de Protección Personal

Para la realización de los trabajos, el personal destinado para la instalación deberá usar lo siguiente:

- Ropa de trabajo (Pantalón y camisa Jean con cinta reflectiva)
- Calzado con puntera de acero
- Casco
- Gafas
- Protección auditiva
- Chaleco reflectario
- Barbiquejo

1.3. Ensamble de serpentinas dentro del economizador

Se lleva a cabo el ensamble de las tuberías del economizador para ello empezaremos soldando las curvas de la serpentina en un extremo de cada caño, para luego soldar el otro extremo de la curva. Formando así el banco de tubos del cual estará diseñado el economizador para diseñarlo.

Figura 31

Esqueletos de serpentinas a montar



Nota: Ensamblado de la carcasa del economizador. Tomado de *Control de los riesgos en el desmontaje y montaje de serpentinas en economizador de caldera industrial*. (p. 22), por C. Del Valle, 2022.

Figura 32

Montaje de serpentinas (cañerías)



Nota: Ensamblado de la carcasa del economizador. Tomado de *Control de los riesgos en el desmontaje y montaje de serpentinas en economizador de caldera industrial*. (p. 22), por C. Del Valle, 2022.

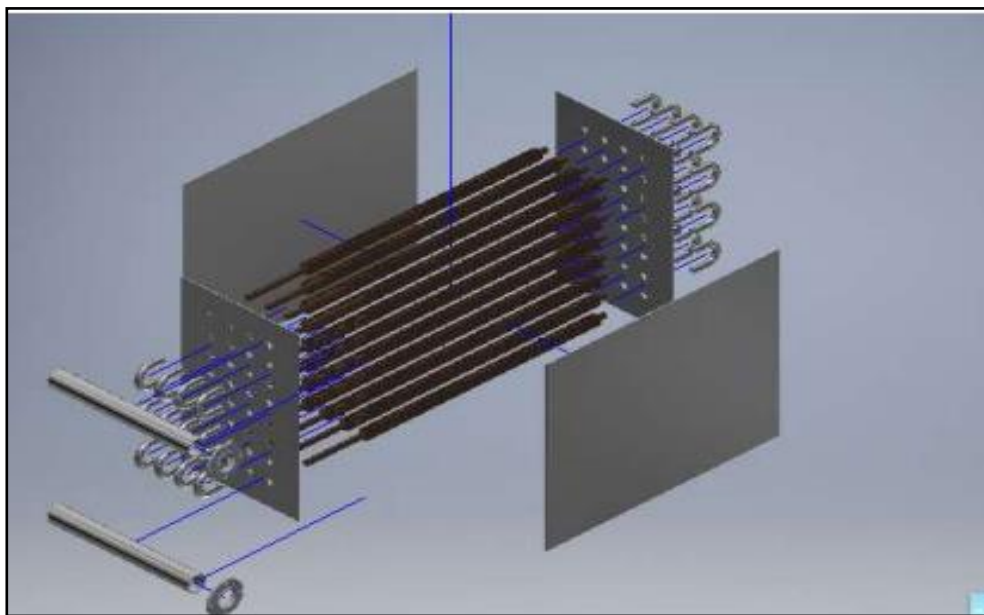
1.4. Ensamblado de la carcasa del economizador

Luego del ensamblaje de los serpentines en el interior del economizador (serpentín de tubos) se procederá a soldar las paredes del intercambiador de calor cuyo material es de F°N° de 3/8" de espesor mediante el proceso de soldadura; estas cubrirán el banco de tubos.

Posteriormente las paredes del economizador se recubrirán de lana mineral que serán de 1.20 m x 15.00 m x 1" de D-24kg/m³ para el aislamiento y evitar las pérdidas del calor en el equipo intercambiador.

Figura 33

Ensamblado de la carcasa del economizador



Nota: Ensamblado de la carcasa del economizador. Tomado de *Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP*. (p. 89), por J. Guiot, 2018.

1.5. Instalación del economizador

La instalación del economizador tendrá un espacio adecuado para poder elevar el economizador mediante una grúa o montacarga a la altura previamente diseñada, donde se situará el economizador.

Figura 34

Instalación del economizador



Nota: Instalación del economizador. Tomado de *Montacargas* [Fotografía], por SERVYRT RENTAL, 2024, SERVYRT RENTAL.

1.6. Instalación de bomba de agua de alimentación

La instalación de la bomba del agua de alimentación en la tubería de $\frac{3}{4}$ " cedula 40 se colocará de manera correcta, evitando caída de presión o fugas de agua.

Figura 35

Instalación de bomba de agua de alimentación



Nota: Instalación de bomba de agua de alimentación. Tomado de *Calibración y certificación de calderos* [Fotografía], por Inlad, 2025, Inlad.

1.7. Uniones del economizador con la chimenea

En las uniones con la chimenea usaremos junta de expansión de alta temperatura, para evitar cualquier tipo de fuerzas externas, ya que el material del cual está construido el equipo puede sufrir dilataciones por las temperaturas de salida de los gases, ya que tendrá una salida de 110 °C

Figura 36

Uniones del economizador con la chimenea



Nota: Instalación de bomba de agua de alimentación. Tomado de *Economizador de condensador de alta eficiencia para el tubo de chimenea de gas Caldera de vapor* [Fotografía], por Made-in-China, 2025, Made-in-China.

1.8. Ensayo no destructivo y prueba hidráulica

Una vez finalizada la etapa de montaje, se realiza ensayo no destructivo sobre el 10 % de las costuras, siendo esta tarea terciarizada a subcontratista correspondiente.

Figura 37

Ensayo no destructivo y prueba hidráulica



Nota: Ensayo no destructivo y prueba hidráulica. Tomado de *Pruebas no destructivas: definición, clasificación y aplicaciones* [Fotografía], por Grupo Acura, 2025, Grupo Acura.



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, **Eduardo Salinas Vásquez**, bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:	Energía, Física y Mecánica					
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		
Programa:						
De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un trabajo inédito, intitulado:						
DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA-CHANCAY						
presentado en 175 folios, para la obtención del Grado académico:						()
Título profesional:	(X)	Investigación anual:			()	
<ul style="list-style-type: none">➤ He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.➤ Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.➤ Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.➤ De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.						
Nuevo Chimbote, noviembre de 2025						
Firma:						
Nombres y Apellidos: Eduardo Salinas Vásquez						
DNI: 72794230						



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, **Edinson Fernando Heredia Sánchez**, bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:	Energía, Física y Mecánica					
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		
Programa:						
De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un trabajo inédito, intitulado:						
DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA-CHANCAY						
presentado en 175 folios, para la obtención del Grado académico:						()
Título profesional:	(X)	Investigación anual:			()	
<ul style="list-style-type: none">➤ He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.➤ Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.➤ Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.➤ De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.						
Nuevo Chimbote, noviembre de 2025						
Firma:						
Nombres y Apellidos: Edinson Fernando Heredia Sánchez						
DNI: 70918066						



ACTA DE APROBACION DE ORIGINALIDAD

Yo, **DENIS JAVIER ARANGURI CAYETANO**, asesor del trabajo de Investigación de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
----------	----------	--	-----------	--	------------	---

Departamento Académico	Energía, Física y Mecánica					
------------------------	----------------------------	--	--	--	--	--

Escuela de Postgrado	Maestría		Doctorado	
----------------------	----------	--	-----------	--

Programa académico:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN ECONOMIZADOR PARA MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA CALDERA A VAPOR DE 1500 BHP EN LA EMPRESA COPEINCA-CHANCAY

Del estudiante / docente: **Eduardo Salinas Vásquez / Edinson Fernando Heredia Sánchez**

De la escuela / departamento académico: **Ingeniería en Energía**

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del 22 % el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto.

Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, noviembre de 2025

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor: **DENIS JAVIER ARANGURI CAYETANO**

DNI: **42009679**