

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de un economizador para caldera

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:
Ingeniero Mecánico

Presentado por:
José Voltaire Zambrano Gancino
Miguel Ángel Tulcán Augusto

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019-2020

DEDICATORIA

A nuestros padres y hermanos, familiares y amigos los cuales siempre brindaron su apoyo moral y nos brindaron consejos para llevar a cabo el proyecto.

AGRADECIMIENTOS

José Voltaire Zambrano Gancino

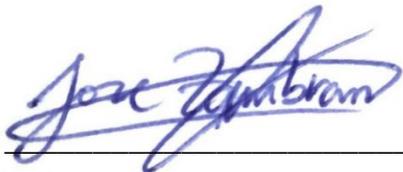
Se agradece a Dios, a mis padres Carlos Zambrano y Carmen Gancino los cuales inculcaron buenos valores en mí. Mis hermanos, Tonny y Karla Zambrano, familiares, amigos y a las personas que estuvieron con su apoyo moral presentes durante todo el ciclo del proyecto.

Miguel Ángel Tulcán Agosto

Primeramente, doy gracias a Dios por haberme permitido gozar de tan buena experiencia en la universidad. Agradezco a mi familia y amigos quienes me mostraron su apoyo durante los años de estudio y a los profesores que nos brindaron su apoyo en la realización de este proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, me (nos) corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; (nombre de los participantes) y doy (damos) mi (nuestro) consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

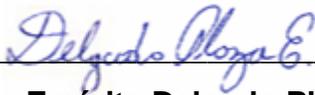


José Voltaire Zambrano Gancino

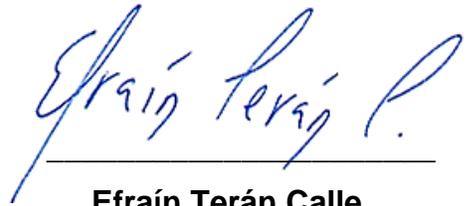


Miguel Ángel Tulcán Augusto

EVALUADORES



Emerita Delgado Plaza
PROFESOR DE LA MATERIA



Efraín Terán Calle
PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El sector industrial de producción es un pilar fundamental de la economía de un país, la mayoría de las industrias en el Ecuador utilizan o poseen calderas para la obtención de vapor saturado, para ser utilizado en las distintas áreas de la planta. Sin el vapor la industria estaría paralizada, por ende, cabe recalcar cuán importante es la implementación de un dispositivo que ayude a ahorrar el consumo de combustible para la producción de vapor. Una forma de optimizar el consumo de combustible es implementar un intercambiador de calor, llamado para este caso un economizador de calor en el sistema de la caldera. Los economizadores de calor están siendo cada vez más implementados debido a los beneficios que este le genera a una caldera.

En el siguiente proyecto se evidencia el diseño de un economizador de calor para caldera, el cual fue seleccionado mediante una matriz de decisión. Se utilizaron libros como “Diseño de Sistemas Termofluidos de Jana” y “Fundamentos de transferencia de calor Frank Incropera”, para la obtención de los datos de interés. Se estableció como dato principal la temperatura de salida del agua del economizador la cual no podía ser mayor a 230 grados Fahrenheit debido a la presión manejada.

Se siguieron algunas normas ASME tomando en cuenta las presiones para el dimensionamiento del espesor. Los datos obtenidos experimentalmente fueron comparados con datos obtenidos por el simulador “Flow Simulation” de la plataforma de Solid Works.

Se realizaron curvas mediante la ecuación de eficiencia energética para el ahorro de combustible, en el cual se observó como varía este ahorro con respecto a la eficiencia de la caldera. Realizando el cálculo para un 60% de eficiencia de caldera se obtuvo 4% de ahorro en el combustible.

Finalmente se realizó un análisis de costos para observar cuanto fue ahorro de combustible obtenido y en cuanto tiempo se recuperará la inversión, también se detalló el plan de mantenimiento e instalación y seguridad del equipo.

Palabras clave: Temperatura, Dimensiones, Combustible, Inversión

ABSTRACT

The industrial production sector is a fundamental support of a country economy, most of the industries in Ecuador use or own boilers to obtain steam used in different areas of said industry. Without steam the industry would be paralyzed, therefore it is worth emphasizing how important it is. One way to optimize boilers in terms of fuel use is to implement a heat economizer in the system. Heat economizers are increasingly being implemented due to the benefits that this generates to a boiler.

The following project shows the design of a boiler heat economizer, which was selected through a decision matrix. Books such as "Jana Thermofluid Systems Design" and "Frank Incropera Heat Transfer Fundamentals" were used to obtain the data of interest. The main temperature of the economizer water outlet temperature was established, which could not be greater than 210 degrees Fahrenheit due to the pressure handled.

Some ASME standards were followed taking into account the pressures for thickness dimensions. The data obtained experimentally were compared with data obtained by the simulator "Flow Simulation" of the Solid Works platform.

We verify curves by means of the energy efficiency equation for fuel savings, in which this saving is selected as regards the efficiency of the boiler. Performing the calculation for a 60% boiler efficiency, 4% fuel savings were obtained.

Finally, a cost analysis was carried out to see how much fuel savings were obtained and how long the investment will be recovered, the maintenance and installation and safety plan of the equipment will also be detailed.

Keywords: *Temperature, Dimensions, Fuel, Investment*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Definición del problema.....	2
1.2 Justificación del proyecto	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos	3
1.4 Marco Teórico	3
1.4.1 Principios termodinámicos.....	3
1.4.2 Transferencia de calor	4
1.4.3 Contaminación por calderas y medio ambiente	5
1.4.4 Calderas Pirotubulares	6
1.5 Economizador para caldera	8
CAPÍTULO 2.....	11
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	11
2.1 Caldera para el análisis.....	13
2.2 Requerimientos de diseño	14

2.3	Alternativas de diseño.....	14
2.4	Selección de las alternativas de diseño	17
2.4.1	Matriz de decisión.....	17
2.4.2	Selección del intercambiador de calor	18
2.4.3	Selección de Materiales.....	19
2.4.4	Materiales para el intercambiador.....	20
2.5	Diseño de forma.....	21
2.5.1	Selección de la bomba	22
2.6	Ubicación del economizador y conexiones	22
2.7	Diseño del intercambiador de calor.....	23
2.7.1	Tubos.....	23
2.7.2	Coraza	24
2.7.3	Placas.....	24
2.8	Datos iniciales.....	25
2.9	Ecuaciones y dimensionamiento del economizador	25
2.9.1	Calor transferido	25
2.9.2	Ecuación de transferencia generalizada	28
2.9.3	Tipo de flujo en el economizador de calor	32
2.10	Efectividad del economizador	41
2.10.1	Dimensiones iniciales	42
2.11	Simulación	43
2.11.1	Metodología de la simulación	43
CAPÍTULO 3.....		49
3.	Resultados y análisis.....	49
3.1	Diseño final del economizador de calor	49

3.1.1	Dimensionamiento teórico del Economizador.....	49
3.1.2	Parámetros de funcionamiento del economizador (teóricos).....	52
3.1.3	Eficiencia del equipo.....	55
3.2	Simulación.....	55
3.3	Sesgo / VIA.....	59
3.4	Seguridad del equipo.....	59
3.4.1	Instalación del equipo.....	60
3.5	Plan de mantenimiento.....	61
3.6	Cálculo rendimiento o eficiencia energética y ahorro de combustible.....	63
3.6.1	Costo del combustible.....	65
3.7	Evaluación financiera.....	66
3.7.1	Fabricación del intercambiador y costos de diseño.....	66
3.7.2	Costo de materiales.....	66
3.7.3	Costo de mano de obra.....	67
3.7.4	Costos ingenieriles. Instalación e implementación.....	68
3.7.5	Flujo de caja.....	70
3.7.6	Relación costo/beneficio.....	71
CAPÍTULO 4.....		73
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	73
4.1	Conclusiones.....	73
4.2	Recomendaciones.....	75
BIBLIOGRAFÍA.....		76
APÉNDICES.....		78
Apéndice A. Propiedades de los fluidos y cálculo de la transferencia de calor.....		79
Apéndice B. Caída de presión del agua de alimentación y del aire.....		86

Apéndice C. tabla de materiales norma asme sección II.....89

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASME	American Society of Mechanical Engineering
BWG	Birmingham Wire Gage
ASTM	American Society for testing and materials

SIMBOLOGÍA

Bhp Boiler horse power

e Espesor

in pulgada

V Velocidad

q Calor transferido

Q Calor transferido

Re Número de Reynolds

Pr Número de Prandtl

Nu Número de Nusselt

\dot{m} Flujo másico

C_p Capacidad calorífica

μ Viscosidad dinámica

ν Viscosidad cinemática

k Calor específico

h Entalpias

T_h Temperatura del fluido caliente

T_c Temperatura del fluido frío

h Subíndice para diámetro hidráulico

s Subíndice para área o dimensión de la coraza

t Subíndice para indicar flujo turbulento

1 Subíndice para condición de entrada

2 Subíndice para condición de salida

e Subíndice para diámetro equivalente

F Constante

R Constante

S Constante

psi Pound square inch

Pa Pascales

m.c.a Metros de columna de agua

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Modos de transferencia de calor	5
Figura 1.2 Caldera Piro tubular.....	7
Figura 1.3 Economizador de calor.....	9
Figura 2.1 Flujograma de metodología de diseño del proyecto.....	12
Figura 2.2 Intercambiador de calor de tubo y coraza	15
Figura 2.3 (a) Tubos planos, aletas de placas continuas, (b) Tubos circulares, aletas de placas continuas, (c) Tubos circulares, aletas circulares.....	15
Figura 2.4 Esquema de banco de tubos en flujo cruzado.....	16
Figura 2.5 Ubicación del economizador	22
Figura 2.6 Arreglo del banco de tubos. (a) alineados, (b) escalonado	24
Figura 2.7 Factor de temperatura para un intercambiador de flujo cruzado con un fluido mezclado y el otro sin mezclar	27
Figura 2.8 Diseño arreglo triangular	30
Figura 2.9 Diseño arreglo cuadrado	31
Figura 2.10 Paredes de capas múltiples	36
Figura 2.11 Factor de fricción f y factor de correlación X para la ecuación (45), para arreglo triangular de tubos.....	41
Figura 2.12 Efectividad de transferencia en función del número de NUT para flujo mezclado-sin mezclar. Fluido con mínima capacidad es mezclada.....	42
Figura 2.13 Configuración sistema de unidades.....	44
Figura 2.14 Configuración recorrido del fluido y consideraciones de TFC por conducción	44
Figura 2.15 Selección de fluidos para el economizador	45
Figura 2.16 Condiciones de superficie	45
Figura 2.17 Condiciones iniciales de operación	46

Figura 2.18 Volumen de control del economizador de calor.....	46
Figura 2.19 Trayectoria del agua de alimentación.....	47
Figura 2.20 Trayectoria del gas de combustión.....	47
Figura 3.1 Numero de tubos vs Diámetro externo	51
Figura 3.2 Dirección del flujo cruzado de los gases de combustión	56
Figura 3.3 Variación de temperatura de Agua de alimentación	57
Figura 3.4 Cambio de temperatura de gases de combustión	57
Figura 3.5 Cambio de temperatura del agua de alimentación al circular por el banco de tubos	58
Figura 3.6 Vista lateral del cambio de temperatura de temperatura del agua de alimentación	58
Figura 3.7. Ahorro combustible vs Eficiencia de producción de vapor	64
Figura 3.8. Ahorro de combustible vs Producción de vapor	64

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	10
Tabla 2.1 Datos de caldera.....	14
Tabla 2.2 Matriz de decisión y selección de la mejor opción	18
Tabla 2.3 Acero inoxidable	19
Tabla 2.4 Acero ASTM A53.....	19
Tabla 2.5 Acero A36.....	20
Tabla 2.6 Materiales para el intercambiador.....	21
Tabla 2.7 Datos del proceso.....	25
Tabla 2.8 Correlación para determinar constantes $C1$ y m	34
Tabla 3.1 Iteración para hallar número de tubos	50
Tabla 3.2 Dimensionamiento de medidas externas del economizador.....	52
Tabla 3.3 Dimensionamiento final del economizador	52
Tabla 3.4 Temperatura del Agua de alimentación en el economizador	53
Tabla 3.5 Temperatura de gases de combustión en el economizador	53
Tabla 3.6 Variables de flujo del agua y gas	54
Tabla 3.7 Variables termodinámicas	54
Tabla 3.8 Caídas de presión.....	55
Tabla 3.9 Temperaturas obtenidas en la simulación	56
Tabla 3.10 Porcentaje de error en las temperaturas a la salida del economizador	59
Tabla 3.11 Plan de mantenimiento del economizador.....	62
Tabla 3.12 Materiales para el economizador.....	67
Tabla 3.13 Mano de obra para el economizador	68
Tabla 3.14 Costos ingenieriles	69

Tabla 3.15 Costos totales	69
Tabla 3.16 Tabla de amortización	70
Tabla 3.17 Flujo de caja del proyecto	71
Tabla 3.18 Tabla de valores de beneficios	72
Tabla 3.19 Tabla de valores de costos	72
Tabla A.1 Propiedades del aire	79
Tabla A.2 Propiedades del agua de alimentación	79
Tabla A.3 Propiedades del material.....	89
Tabla A.4 Tensiones admisibles.....	90

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

La máquina de vapor ha marcado un antes y un después en la industria. Desde el inicio de la era industrial, el hombre ha buscado la forma de agilizar los procesos para obtener mejores resultados. Entre los inventos más trascendentales del hombre, se encuentra la máquina de vapor. Existieron varios autores que intentaron obtener vapor conociendo los principios termodinámicos y llevándolos a la práctica, tales como: Denis Papin, Thomas Savery y Thomas Newcomen. Los autores mencionados anteriormente crearon diversas máquinas de vapor sin embargo no fue hasta 1819 cuando James Watt, corrigió todas las fallas ya antes cometidas y logró obtener una máquina autosuficiente para generar vapor cuya eficiencia superaba a las antiguas maquinas creadas, pero el uso de combustible seguía siendo muy elevado. Se conocía que cuando existe un incremento de temperatura en el agua llevándola a los cien grados centígrados a presión atmosférica se genera vapor, también se descubrió que este cambio de fase también se podía lograr a diferentes temperaturas variando presiones, ya que, a presiones mayores a la atmosférica, la temperatura de saturación del agua aumenta y se obtiene un vapor saturado a mayor temperatura

Con el paso del tiempo esta máquina fue mejorando y en la actualidad la industria mundialmente utiliza un artefacto llamado caldera industrial. Las calderas han sido y son hasta la actualidad indispensables en varios tipos de procesos industriales. Mediante la revolución industrial llegó el invento de este artefacto la cual nos proporciona vapor de agua que puede ser transformado hacia distintos tipos de energía.

Al principio las calderas eran utilizadas en fábricas textiles y para procesos de limpieza. Luego se fue evidenciando que la fuerza del vapor generado por una caldera era capaz de mover otros mecanismos o transferir energía de forma distinta. Y así la caldera se empezó a expandir en cuanto al uso, llegando a utilizarse en procesos alimenticios, procesos de construcción, o incluso hasta para generación de energía eléctrica. Pues el rendimiento de este artefacto resulto ser bastante alta alcanzando valores de 70% a

80% de rendimiento siempre y cuando opere bajo condiciones controladas por el operador.

Conociendo esto, mediante teoría y experimentación, los usuarios y fabricantes siempre han tratado de obtener calderas con mayor eficiencia. El termino eficiencia se basa en comparar lo que entra sobre lo que sale del proceso, es decir, cuanto porcentaje de los insumos se ve reflejado en el producto final y cuanto se desperdicia o se pierde. Por esta razón, se trata de obtener la menor cantidad de energía desperdiciada posible en el proceso, así se obtiene una caldera más eficiente y a la vez se contribuye con el medio ambiente.

Existen varios tipos y formas de calderas, sin embargo, en este proyecto nos concentraremos en la caldera pirotubulares industrial siendo utilizada para los procesos de la fabricación de la cerveza de la empresa que realizaremos el diseño del economizador.

1.1 Definición del problema

La empresa presenta un gran consumo de combustible (bunker) en las calderas para la producción de vapor, utilizado en las diferentes áreas de la planta de producción.

1.2 Justificación del proyecto

La conservación medioambiental es una preocupación creciente en todo el mundo. Cada vez más y más empresas se trazan como meta reducir su impacto en el ambiente. Los economizadores de calderas ayudan a cumplir esta meta ya que reducen el consumo de combustible puesto que pueden precalentar el agua utilizando el calor desperdiciado en los gases de combustión transportados por la chimenea.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un economizador para calderas utilizando materiales que se puedan obtener en el mercado local.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar un sistema de intercambio de calor capaz de soportar las condiciones de temperatura de los gases de emisión de la chimenea.
2. Realizar un estudio de seguridad del economizador.
3. Elaborar un plan de mantenimiento del equipo.
4. Realizar un análisis de costo-beneficio que incluya el tiempo de retorno de la inversión.

1.4 Marco Teórico

1.4.1 Principios termodinámicos

La palabra termodinámica hace referencia a las palabras griegas “Therme” de calor y “Dynamics” de fuerza. Se conoce a la ciencia llamada termodinámica como el estudio de las interacciones térmicas y mecánicas, y su relación a la energía. La energía es la capacidad que tienen los elementos para causar un cambio en el sistema, se logra obtener energía en tránsito o energía como una propiedad de algún elemento, si nos enfocamos en la energía en tránsito podemos hablar sobre calor y trabajo, es decir cada vez que exista una transferencia de energía se producirán estos dos efectos. Si hablamos sobre la energía como propiedad podemos citar a la energía cinética y energía potencial.

El calor es producido por una interacción térmica entre dos cuerpos o fluidos y se genera mediante una diferencia de temperaturas. La energía como trabajo es una interacción de tipo mecánica y es producida cuando existe la transferencia de esta y produce movimiento a un sistema. Para la realización de nuestro proyecto citaremos las tres leyes de la termodinámica. La ley cero

de la termodinámica la cual nos define que dos cuerpos entre si tienden a intercambiar calor hasta que sus temperaturas sean las mismas, esto se conoce como equilibrio térmico.

La primera ley de la termodinámica nos define que existirá un cambio de energía entre un sistema y su entorno, y este cambio de energía puede darse como trabajo o como calor. La suma total de la energía de un sistema debe ser igual a la suma del trabajo más el calor generado. La segunda ley nos habla sobre dos enunciados, el enunciado de Clausius el cual nos define que es imposible que exista un proceso donde un cuerpo de mayor temperatura ceda calor a uno de menor temperatura y que este sea el único resultado en el sistema y el enunciado de Kelvin Planck el cual nos define que es imposible que se dé una transferencia de energía calórica en trabajo siendo este el único resultado, estos dos enunciados van de la mano, es decir si existe transformación de energía siempre existirá intercambio de calor y cambio de temperaturas.

1.4.2 Transferencia de calor

Una vez conocidas las leyes de la termodinámica se puede definir transferencia de calor y los diferentes tipos de transferencia que existen. La transferencia de calor estudia las distintas formas de intercambio de calor y se enfoca en encontrar la rapidez en la que este calor es transferido. Existen tres tipos de transferencia de calor. El calor puede ser transferido por conducción, convección y radiación. La conducción es evidente cuando existe contacto entre dos superficies a una distinta temperatura, este tipo de calor es propagado mediante la vibración de las partículas que interactúan. La radiación es una forma de emisión del calor a través de ondas electromagnéticas, este tipo de transferencia no necesita de un medio para que sea posible. Las mayorías de las ondas electromagnéticas no son visibles, la transferencia de calor que se obtiene del sol es un buen ejemplo de la radiación.

El proyecto presentado se basará más en el proceso de convección, que se da mediante el intercambio de calor producido por un fluido, cada vez que exista un flujo de agua o aire a una temperatura diferente a la de la superficie existirá una transferencia de calor. Este fenómeno se puede dar mediante flujo de agua y una superficie o mediante aire y una superficie.

También puede existir convección entre agua y aire o algún fluido en interacción con el aire. La convección es muy utilizada en la industria siendo la forma más rápida de transferir calor y logrando buenos resultados. Se presentaron los modos de transferencia de calor a través de la figura 1.1

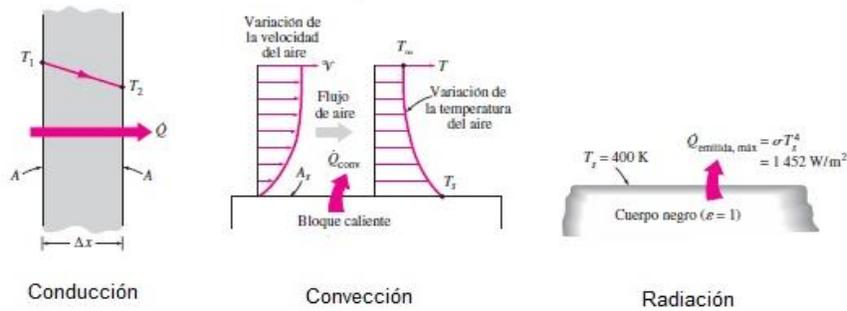


Figura 1.1 Modos de transferencia de calor

[Fuente: Heat and Mass Transfer - Cengel]

1.4.3 Contaminación por calderas y medio ambiente

La contaminación del aire hoy en día es un problema que agobia a todos los países del mundo. El aire contaminado es muy perjudicial tanto para plantas y animales como para los seres humanos y no es algo que se pueda limpiar fácilmente. Se conoce que el aire está contaminado cuando se encuentran componentes con cierto grado de concentración distinta a los componentes normales que posee el aire.

Estos contaminantes son producto de la combustión de automóviles, industrias y utilización de químicos insecticidas o productos de limpieza. Los contaminantes principales del aire son: el monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, hidrocarburos, óxidos de azufre y material particulado. Las calderas

son una fuente de la contaminación del aire, estas producen residuos tales como CO_2 , SO_2 , NO_x sin embargo es una fuente fija y se puede controlar en cuanto a los niveles de contaminación. Las calderas hoy en día son mucho más limpias debido a las medidas tomadas por las condiciones climáticas y al cuidado del medio ambiente. Hoy en día en el proceso de escape de gases se utilizan distintos tipos de filtración para el material particulado que contamina el aire.

En el Ecuador existen leyes de gestión ambiental e instituciones reglamentarias encargadas de hacer cumplir la ley, las empresas deben presentar al ministerio de salud y ambiente estudios del impacto ambiental y estos deben ser periódicos. Cuando se utiliza combustibles como el diésel, kerosene, petróleo crudo, bunker C y nafta se siguen una norma que establece los límites permisibles de contaminantes tanto para aire como para suelo, esta norma se llama TUSLMA-Libro VI: calidad ambiental (Texto unificado de legislación secundario y medio ambiente) esta norma nos brinda los miligramos por metro cubico de gas los componentes sin embargo no se considera el CO. Para el CO se debe consultar a la norma técnica de calidad de aire de la resolución N 002-DMA-2008 del Departamento de Quito.

1.4.4 Calderas Pirotubulares

La caldera es un artefacto autosuficiente que está diseñado para generar vapor. Está compuesta por varios componentes importantes y se trabaja bajo varios parámetros tales como flujo másico, temperaturas y presiones.

La caldera tiene tres partes importantes, el hogar de caldera, los tubos gases de combustión y el compartimiento del vapor. Para llevar el agua al estado de vapor se necesita de una energía calorífica inicial. Una vez que el agua está en estado de vapor es mucho más fácil transportar esta energía, por lo tanto, podemos definir al vapor como un conductor eficiente de energía de calefacción que es muy versátil y estéril. Este vapor puede satisfacer a los

diferentes tipos de demandas industriales debido a la eficiencia que este posee para el transporte de energía.

El agua ingresa mediante una tubería hacia la cámara principal de la caldera, por otro lado, tenemos el quemador y el hogar de caldera que alojara la llama de combustible, también tenemos tubos que cruzan horizontalmente en la caldera, en estos se alojaran los gases de combustión para luego ser transportados a la cámara de gases y posteriormente a la chimenea. Posee la cámara de vapor la cual es el compartimiento en donde se calienta el agua y se envía el vapor útil del proceso. El nivel de agua es importante en una caldera, este definirá la eficiencia, si existe poco nivel se sobrecalienta y si existe mucho nivel el vapor de salida saldrá con partículas de agua, el nivel de agua en una caldera nunca suele ser homogéneo ya que siempre está sufriendo cambios de presión y temperatura.

Conseguir la eficiencia máxima de una caldera no es tarea fácil, por lo tanto, se debe estudiar a fondo los principios termodinámicos que rigen este sistema y todos los factores que pueden alterarlo. En una industria la eficiencia energética se debe aprovechar al máximo, así al gastar menos energía se reducirá el costo de producción de vapor y a largo plazo se verán los beneficios económicos que esto puede traer. Se presentó la caldera que posee la empresa a través de la figura 1.2.



Figura 1.2 Caldera Piro-tubular

[Fuente: Elaboración propia]

1.5 Economizador para caldera

Un economizador para caldera es un intercambiador de calor que al implementarlo reduce el consumo de combustible que requiere la caldera para obtener vapor. Este dispositivo eleva la temperatura del agua de alimentación de la caldera, utilizando los gases de emisión de la chimenea, de esta forma el agua ingresa a una mayor temperatura de lo que ingresaría normalmente a la caldera, logrando que la caldera consuma menos combustible al trabajar en su etapa inicial. De esta forma se consigue preservar más de la caldera a largo plazo y también se verá reflejado en el valor de eficiencia. En este caso nos referimos a la eficiencia del proceso, esta toma en cuenta todos los insumos requeridos para generar vapor. El combustible utilizado en la caldera a analizar es el bunker, la cantidad de este componente para calentar el agua disminuirá implementando el economizador.

Cuando una caldera recibe agua precalentada y posee una presión alta, las burbujas que se crean son muchos menores que cuando la presión esta baja y el agua ingresan fría. El agua que ingresa caliente la caldera alcanzara el punto de ebullición del agua en un menor tiempo comparado con un proceso donde el agua ingrese más fría.

El economizador realizará este trabajo y finalmente se podrá obtener un menor consumo de combustible que el utilizado inicialmente. Las fuentes que alimentaran un economizador pueden ser diversas, el intercambiador está conformado de dos conductos o fuentes, el circuito de agua y el circuito de vapor. Tanto el circuito de agua como el de vapor pueden estar o en la coraza o en el haz tubular.



Figura 1.3 Economizador de calor

[Fuente: Economizadores Kelvin]

Existen varios tipos de intercambiadores de calor, serán detallados mediante la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Tipos de intercambiadores de calor

[Fuente: Elaboración propia]

Tipos de intercambiador	Diseño de forma	Ventajas	Desventajas
Intercambiadores de calor de tubos concéntricos	Consiste en dos tubos colocados concéntricamente en paralelo donde existe fluido en contraflujo o en paralelo	Se usan mucho en el campo industrial. Mantenimiento simple debido a que solo existen 2 cuerpos en interacción.	No se aprovecha todo el calor que se tiene a disposición.
Intercambiadores de calor de flujo cruzado	Se basa en un banco de tubos sobre el cual un flujo cruza perpendicularmente sobre ellos	Es de fácil construcción y mantenimiento ya que los tubos son horizontales o verticales y se colocan en una sola dirección.	No se aprovecha todo el calor que se tiene a disposición.
Intercambiadores de calor de Tubo y coraza	Consiste en una carcasa la cual en su Interior posee un tubo en forma de serpentín. Existen de una carcasa o de dos carcasas	Se transfiere calor de manera eficiente debido a él volumen utilizado y la compactación de los tubos.	El costo no es tan bajo y el mantenimiento es algo complejo.
Intercambiadores de calor compactos y con aletas	Consiste en un arreglo de aletas las cuales tienen incrustadas los tubos, existen diversos tipos de combinaciones en este intercambiador	Se transfiere con buena eficiencia ya que posee mayor área de contacto por las aletas.	El mantenimiento del equipo es muy especial y costoso. El costo de fabricación de este intercambiador es el más elevado de todos.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

La metodología se basó en el proceso de diseño ingenieril explicativo que consiste en obtener datos específicos para proceder a diseñar. Se estableció un flujograma en la Figura 2.1, de los pasos a seguir para obtener la mejor solución del problema. En el flujograma se describieron las distintas etapas requeridas para obtener el diseño final. En primera instancia se plantearon varias alternativas de diseños coherentes y afines a los requerimientos proporcionados por la empresa, a la cual brindaremos la información sobre la implementación del equipo.

Las alternativas de prototipo fueron evaluadas en una matriz de decisión, se seleccionó la alternativa que mejor se ajustó a los parámetros otorgados por la empresa.

El diseño fue realizado con la alternativa seleccionada de forma detallada, en esta etapa existieron mejoras para el diseño de forma final.

Se logró finalmente obtener un diseño que cumpla con los cálculos obtenidos y la simulación realizada.

Estos cálculos obtenidos coincidieron con la simulación dando un porcentaje de error menor al 5%.

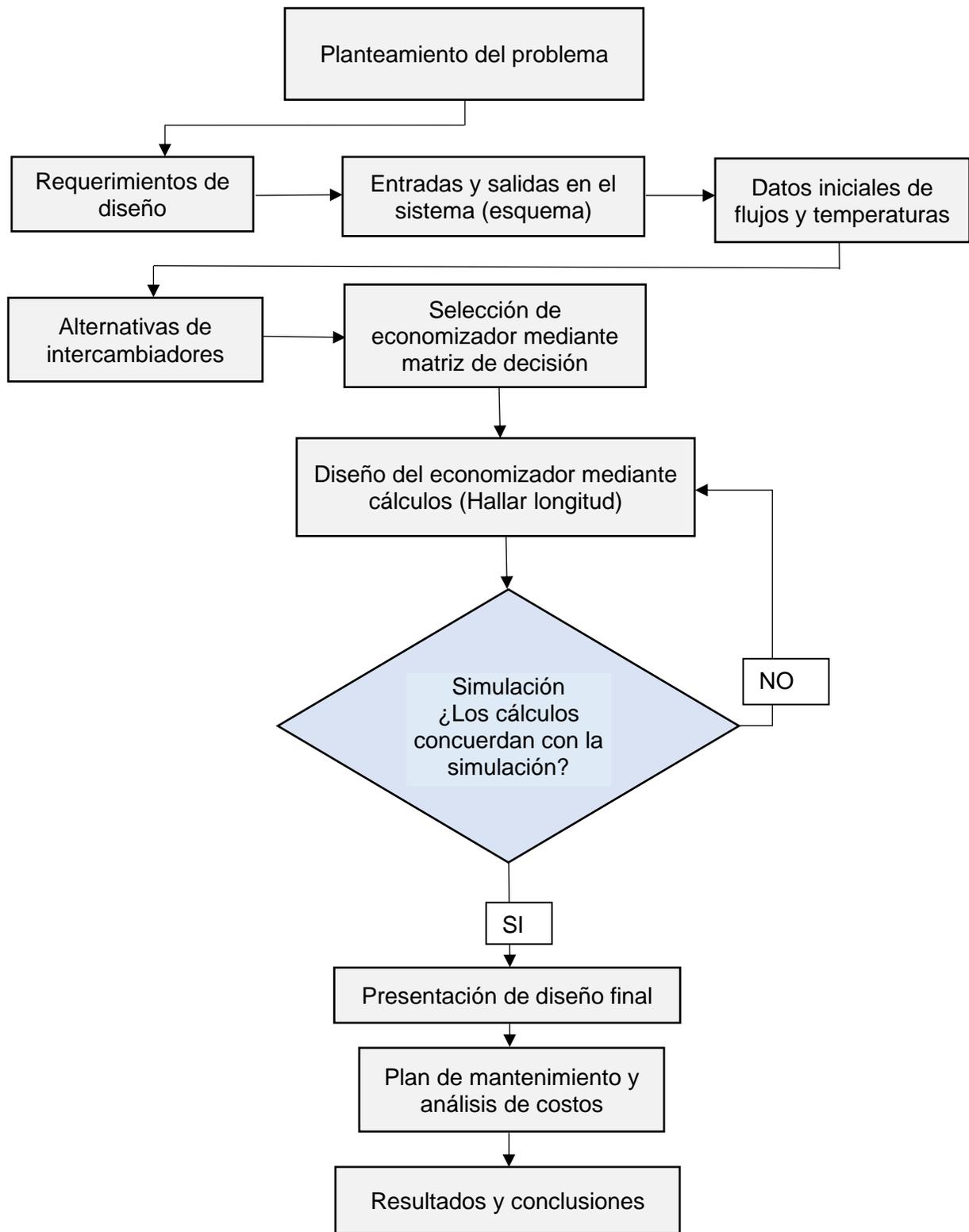


Figura 2.1 Flujograma de metodología de diseño del proyecto

[Fuente: Elaboración propia]

2.1 Caldera para el análisis

La empresa Biela y Bebidas del Ecuador S.A Bieleza, la cual opera en el país, es una de las empresas principales encargadas de la fabricación de cerveza.

Bieleza cuenta con dos calderas de capacidad de 700 Bhp, la cuales tienen operando veintidós años, se realiza el mantenimiento de las calderas una vez al año, para extender su tiempo de vida útil. Debido a los años de operación, la caldera sufre desgaste y la eficiencia de producción de vapor disminuye, utilizando así mayor combustible de lo normal. Es por esta razón que se necesita diseñar y acoplar un economizador de calor a la caldera.

Se realizó un análisis para encontrar el tipo de intercambiador de calor que será utilizado para que sea implementado en una caldera.

Las dos calderas abastecen con vapor saturado a las diferentes áreas de producción.

Para abordar el problema se realizaron visitas periódicas a la planta, específicamente al cuarto de calderas. Se tuvo conocimiento sobre el funcionamiento de las dos calderas, una caldera trabaja y la otra es una caldera de reserva para cuando se realiza mantenimiento a la caldera principal, o si se presentara alguna falla.

Se realiza el mantenimiento de estas una vez al año, de esta manera se logra alargar el tiempo de vida útil.

Estas calderas son de tipo Piro-tubulares y utilizan como combustible el bunker (Fuel oil #6).

La capacidad de la caldera es de 10 ton/hr de vapor de producción. Se tiene como referencia que para calderas con capacidad menor a 22 ton/hr de vapor y baja presión se recomienda utilizar un economizador de caldera y para calderas con capacidad mayor a 22ton/hr de vapor y presiones altas se recomienda utilizar calentador de aire. Por lo tanto, la implementación de un economizador es adecuada para el caso.

Se conocen algunos parámetros importantes de las calderas para diseñar el economizador, tales como la capacidad de la caldera, temperatura del agua de alimentación a la caldera, temperatura de salida de vapor, temperatura de salida

de los gases de combustión, presiones de operación, flujo másico de agua, flujo másico de gases de combustión, serán presentados a través de la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Datos de caldera

[Fuente: Elaboración propia]

Nombre	Cleaver Brooks
Modelo	CB400700150
Serie	0L097532
Presión máxima	150psi
Presión de operación	125psi
Capacidad	12.604,05 lt

2.2 Requerimientos de diseño

- El economizador deberá ocupar un espacio mayor a cuatro metros de largo y dos metros de ancho, para facilitar su ubicación y transporte.
- Se debe tomar en cuenta que no puede ocurrir evaporación o condensación dentro del intercambiador de calor.
- Para la fabricación del economizador de calor se utilizarán materiales disponibles en el mercado local.
- Se requiere la simulación de los flujos dentro del intercambiador de calor, determinar la disminución de la temperatura de los gases de combustión al cruzar por el economizador. Se espera obtener un aumento en la temperatura del agua de alimentación entre los 8° y 10°C.

2.3 Alternativas de diseño

Un economizador está basado en un intercambiador de calor. Existen varios tipos de economizadores, dependiendo de su ubicación, existen economizadores que se colocan en la chimenea de la caldera, así como también los que pueden colocarse adyacentes a las calderas, los más utilizados en la industria son los de economizadores en chimenea vertical-adyacentes, pero por motivos de seguridad la empresa no desea colocar el economizador en posición vertical en la chimenea.

Por lo tanto, se cambió el tramo de la chimenea, para que el economizador sea apoyado sobre un soporte. Se consideraron los siguientes tipos de intercambiadores para el diseño.

- Intercambiador de calor de tubo y coraza haz tubular.
- Intercambiador de calor de flujo cruzado, utilizando banco de tubos.
- Intercambiador de calor de flujo cruzado, utilizando banco de tubos con aletas.

Las alternativas de intercambiadores de calor se presentaron a través de las figuras 2.2, 2.3, 2.4.

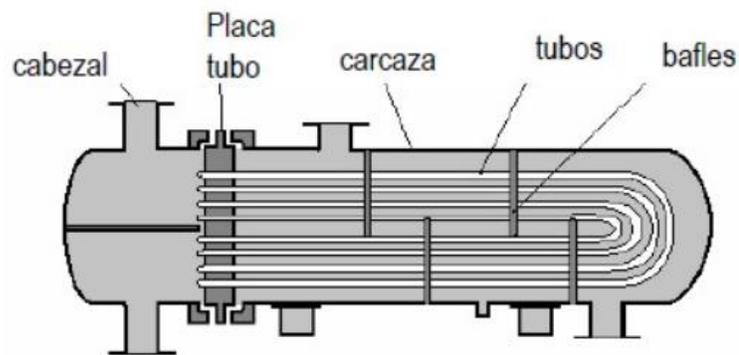


Figura 2.2 Intercambiador de calor de tubo y coraza

[Fuente: Transferencia de calor – Kern]

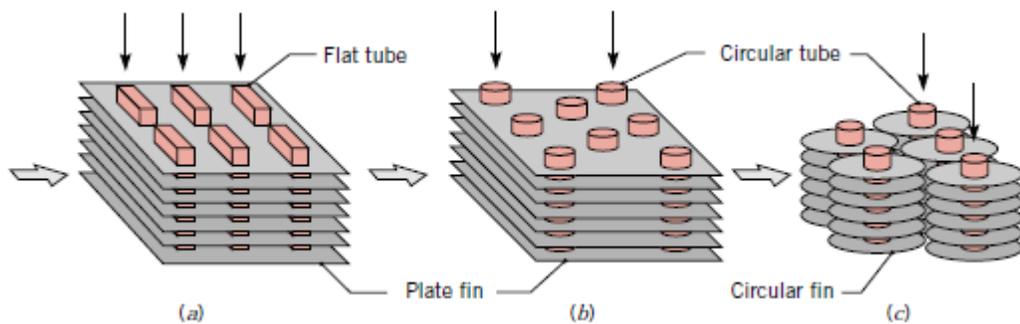


Figura 2.3 (a) Tubos planos, aletas de placas continuas, (b) Tubos circulares, aletas de placas continuas, (c) Tubos circulares, aletas circulares

[Fuente: Fundamental of Heat and mass transfer – Frank Incropera]

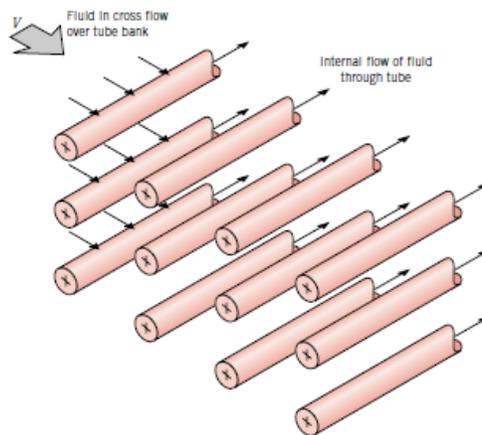


Figura 2.4 Esquema de banco de tubos en flujo cruzado

[Fuente: Fundamental of Heat and Mass Transfer – Frank Incropera]

Para el economizador de tubo y coraza y para economizador de flujo cruzado con aletas y sin aletas se pueden realizar distintas configuraciones de tubos, los tubos se podrían colocar de las siguientes maneras:

- Tubos en espiral.
- Tubos en U para entrada y salida en la misma tapa.
- Tubos en forma de serpentín.
- Tubos en haz tubular.

El tipo de aislamiento a utilizar para evitar la pérdida de calor hacia los alrededores, y para garantizar buen ambiente de trabajo a los operadores, será lana de mineral.

El economizador será ubicado de manera horizontal. En el cuarto de calderas de la empresa cumpliendo con el requerimiento de diseño sobre el espacio.

Una vez definidas las diferentes variantes se procedieron a analizar tres alternativas de diseño mediante criterio ingenieril, las siguientes alternativas son las más viables para cumplir con los requerimientos y obtener resultados aceptables.

Alternativas de diseño:

- Intercambiador de calor de flujo cruzado mediante banco de tubos en forma de serpentín.

- Intercambiador de calor de tubo y coraza horizontal con tuberías en U.
- Intercambiador de calor de aletas con tuberías de serpentín.

2.4 Selección de las alternativas de diseño

2.4.1 Matriz de decisión

La ponderación de parámetros fue otorgada por la empresa, la cual determinó una ponderación sobre el 100 por ciento.

La ponderación para considerar es la siguiente: Se tomarán valores del uno al diez siendo así “uno” un valor descartable y con baja conformidad, hasta un valor de “diez” alta conformidad. Una vez definida la ponderación se procederá a nombrar los diferentes criterios de selección (factores de influencia).

- **Costo:** El costo tiene una ponderación de 0.2 otorgado por la empresa, para la empresa la inversión que se realizará en la implementación es medianamente significativa respecto al beneficio que se espera obtener.
- **Manejabilidad:** Para la instalación y futuros mantenimientos que se realizaran, el dispositivo debe ser fácil de montar. A la manejabilidad la empresa le asignó un factor de 0.15.
- **Materiales:** Los materiales debemos poder encontrarlos en el mercado local, para nuestra matriz de decisión, se le asignó una ponderación de 0.2, este criterio también está relacionado con el costo.
- **Practicidad:** Este factor de influencia es el más importante a considerar, debido que abarca algunos puntos tales como: funcionalidad, simplicidad y cumplimiento de los requerimientos de diseño con limitación a no sobrepasarlos, en consecuencia, a este factor se le otorgó una ponderación de 0.3 en nuestra matriz de decisión.
- **Seguridad:** El material que se colocara como aislamiento y las alarmas que se colocaran por el sobrecalentamiento deben garantizar que las pérdidas de calor con el exterior sean mínimas y los operarios no presenten riesgo alguno. A este criterio se le otorgó una ponderación de 0.15.

2.4.2 Selección del intercambiador de calor

Se realizó la selección del intercambiador de calor, a través de la matriz de decisión en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Matriz de decisión y selección de la mejor opción

[Fuente: Elaboración propia]

	Costo	Manejabilidad	Materiales	Practicidad	Seguridad	Total
	0,2	0,15	0,2	0,3	0,15	
Intercambiador de calor de tubo y coraza horizontal con tuberías en U	6	8	8	8	6	7.30
Intercambiador de calor de flujo cruzado mediante banco de tubos en forma de serpentín	8	9	8	10	6	8.30
Intercambiador de calor de aletas con tuberías de serpentín	8	6	8	10	7	8.15

Realizada la matriz de decisión, se obtuvo como la mejor alternativa de solución para el economizador de caldera, utilizar el Intercambiador de calor de flujo cruzado, mediante banco de tubos en forma de serpentín.

El intercambiador de calor de flujo cruzado es mucho más práctico en cuanto a construcción, instalación, funcionamiento, montaje y desmontaje. En cuanto a valores de costo y mantenimiento, el intercambiador de flujo cruzado es más económico que el intercambiador de flujo cruzado con aletas.

2.4.3 Selección de Materiales

Se conoce que el economizador trabajara a presiones sobre la presión atmosférica, se revisaron algunos tipos de acero los cuales podrían cumplir con las presiones ejercidas dentro del intercambiador. También se debe de tomar en cuenta el costo y su disponibilidad en el mercado local.

A continuación, se presentan algunos aceros disponibles en el mercado, a través de las tablas 2.3, 2.4 y 2.5.

Tabla 2.3 Acero inoxidable

[Fuente: Elaboración propia]

Acero inoxidable	
Densidad	7,9 g cm ⁻³
Resistividad eléctrica	70-78 μOhmcm
Punto de fusión	1400-1455 °C
Elongamiento	%<50
Dureza Brinell	170
Módulo de elasticidad	190-210 GPa
Resistencia a la tracción	530-1200 Mpa
Coeficiente de expansión térmica	20-100C (x10 ⁻⁶ K ⁻¹) 16-18
Conductividad térmica	23C (W m ⁻¹ K ⁻¹) 16,3

Tabla 2.4 Acero ASTM A53

[Fuente: Elaboración propia]

Acero ASTM A53	
Resistencia mecánica	42,2 kg/mm ² (60 ksi)
Punto de fluencia	42,2 kg/mm ² (35 ksi)
Elongación min%	30-35%
Composición química	
C	0,30%
Mn	1,20%
P	0,05%
S	0,06%

Tabla 2.5 Acero A36

[Fuente: Elaboración propia]

Acero A36 (Plancha negra)	
Densidad	7860 kg/m ³ (0.28 lb/in ³)
Espesores	< 8 in (203,2mm)
Límite de fluencia mínimo	250 Mpa (36 ksi)
Límite de rotura mínimo	400 Mpa (58 ksi)

Para la selección de los materiales a emplear en la construcción del intercambiador de calor, se utilizó la norma ASME sección VIII, la cual se refiere al diseño y análisis estructural de recipientes a presión, para calcular espesor del material del banco de tubos, se utilizó la ecuación (2.1).

$$e = \frac{p * R}{S * E - (0.6 * p)} \quad (2.1)$$

Donde

e: Espesor mínimo requerido en pulgadas

p: Presión interna de diseño

R: Radio interior del tubo mínimo requerido en pulgadas

S: Tensión admisible a la temperatura y presión de diseño

E: Eficiencia menor de junta soldada o ligamento, igual a 1

2.4.4 Materiales para el intercambiador

Para los tubos se utilizó un catálogo de DIPAC manta. Este catálogo nos especifica varios tipos de tubería, se buscó un material para conducción de fluidos y gases en el campo industrial. También se tomó en cuenta las temperaturas a las cuales se expone la tubería. La cédula 80, ASTM/ASME A53 GRB cumplió con estas especificaciones.

Para la caja cuadrada, a la que llamaremos coraza, se utilizó el material ASTM/ASME A36, debido a que se encuentra por varios proveedores en el país. Este material también será provisto por la empresa DIPAC manta.

Para el aislante se utilizó lana mineral. Este material aislante fue de utilidad para evitar la pérdida de calor hacia los alrededores. Se encontrará ubicado como revestimiento dentro de la coraza. Este material será provisto por la empresa Acimco.

Los materiales para el intercambiador de calor se presentaron a través de la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Materiales para el intercambiador

[Fuente: Elaboración propia]

Pieza	Material
Material para la coraza	Planchas de acero estructural (ASTM/ASME A36)
Tubería utilizada	Tubería sin costura Cedula 80 (ASTM A106)
Aislante	Lana Mineral

Según la norma ASME sección I, los materiales ferrosos deben tener un porcentaje menor 0.35%C para poder ser soldados, los materiales seleccionados en la tabla 2.6 cumplieron con estas especificaciones.

2.5 Diseño de forma

En el diseño del intercambiador de calor, será de flujo cruzado, la ubicación de los tubos será en forma de serpentín y de arreglo triangular, se deben fijar, el flujo másico que cruzara por el banco de tubos, así como el flujo másico del gas de combustión.

De esta forma mediante iteración de la longitud, número de pasos por el serpentín, se pudo encontrar las dimensiones necesarias para llegar a la temperatura deseada, partiendo de lo establecido como parámetros fijos, las temperaturas de entrada y de salida del economizador de calor.

2.5.1 Selección de la bomba

Se conoce que el economizador se encuentra ubicado a cierta altura y también recorre un gran tramo de tubería debido a la cantidad de serpentines existentes. Por esta razón se necesita que la presión en el interior del economizador se mantenga en 7psi, de esta forma se evita la evaporización del agua. No es permitido que exista una gran caída de presión para la configuración que se tiene por lo tanto es necesario la implementación de una bomba que genere una presión superior a esta dentro del intercambiador. Para esto se requiere conocer la caída de presión total y la altura a la que se encontrara el economizador respecto a la ubicación de la bomba.

2.6 Ubicación del economizador y conexiones

El economizador será ubicado a un costado de la caldera y a una altura de 3 metros sobre el nivel del suelo para tener una conexión directa con la chimenea, de esta manera logramos menor pérdida de presión a diferencia de un economizador colocado verticalmente en la chimenea. El soporte del economizador deberá ser provisto por la empresa. Se recomienda que el soporte sea estable para evitar vibraciones que pueden repercutir en el economizador. Se presentó la ubicación del economizador de calor mediante la figura 2.5.

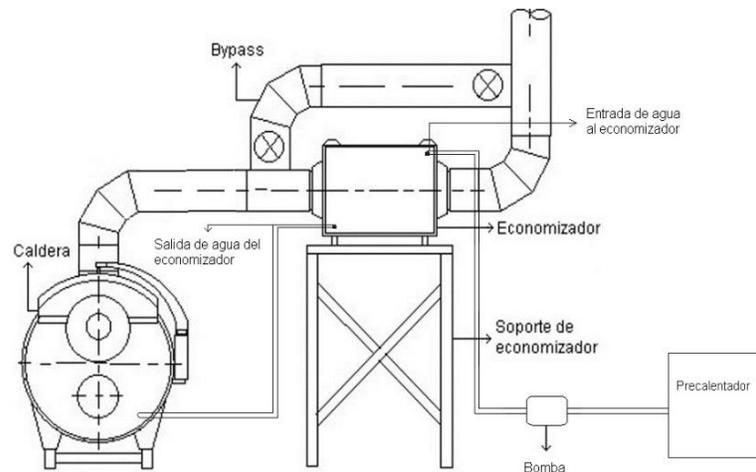


Figura 2.5 Ubicación del economizador

[Fuente: Elaboración propia]

La tubería de la chimenea debe poseer un bypass de emergencia, para el caso de que la temperatura del agua supere a la temperatura de saturación 230°F en el economizador.

La bomba que transportara el agua al economizador debe aumentar la presión para compensar la pérdida existente por la altura. Se debe conocer que la entrada de agua de alimentación tiene que ser por el lado más frío de los gases y la salida del agua debe estar ubicada en el lado más caliente de los gases, de esta manera se logra el flujo cruzado.

2.7 Diseño del intercambiador de calor

Se utilizaron los métodos LMTD (método de diferencia de temperatura media logarítmica) y NUT (Número de unidades de transferencia de calor). El método LMTD se utilizó para el dimensionamiento del economizador mientras que el método de NUT se utilizó para encontrar la efectividad del equipo. Se consideraron todo tipo de pérdidas que puede existir en el sistema, el método de la temperatura media logarítmica se utiliza debido a que, para intercambiadores de calor, el cambio de temperaturas existente no es lineal, tiene una forma aproximada a la gráfica del logaritmo y sirve para determinar la fuerza impulsora para llevar a cabo el proceso de transferencia de calor. Por lo tanto, es mucho más factible utilizar este método. Sin embargo, el método de NUT también es muy preciso para este tipo de intercambiadores de calor.

2.7.1 Tubos

Para el dimensionamiento de tubos, se utilizó el catálogo de la empresa DIPAC, donde se definen las dimensiones disponibles en el mercado local, para tubo cédula 80 ASTM 53 GRB.

Se utilizó la configuración de serpentín para el banco de tubos, el cual tiene 14 pasos y una longitud de un metro. El banco de tubos estará diseñado con quince columnas de catorce pasos, se obtiene un total de doscientos diez tubos de longitud de un metro.

El arreglo de tubos para el banco de tubos puede ser alineados o escalonados, se presentó el arreglo de tubos mediante la figura 2.6.

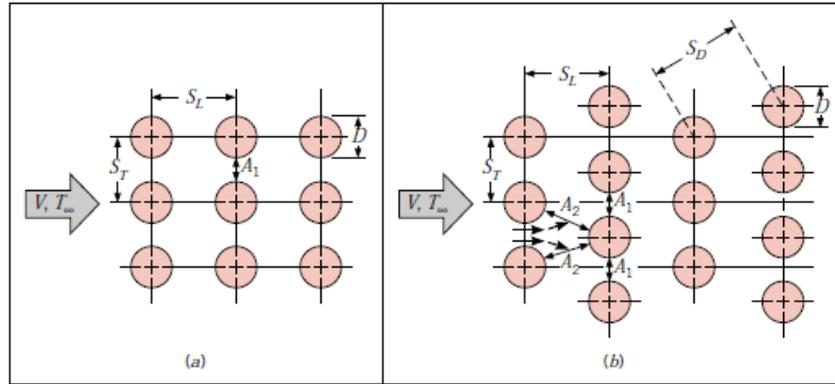


Figura 2.6 Arreglo del banco de tubos. (a) alineados, (b) escalonado

[Fuente: Fundamental of Heat and Mass Transfer – Frank Incropera]

2.7.2 Coraza

Se utilizó una coraza la cual consta internamente de dos placas instaladas en los costados de las tuberías. De esta manera los tubos son sostenidos. El número de tubos en cuanto a filas y columnas son de vital importancia para la coraza debido a que estos determinan la longitud y altura del área transversal con respecto a los gases de combustión.

Se colocó una coraza externa para el aislante térmico, de esta forma se le da seguridad para la operación del equipo en cuanto a la temperatura de confort térmico que una persona puede soportar.

La coraza del economizador estará sobre un soporte metálico estable, para evitar vibraciones que puedan afectar el correcto funcionamiento del dispositivo.

2.7.3 Placas

Las placas se colocan dentro de la coraza y serán el soporte para todo el banco de tubos. Las placas deberán ser perforadas mediante las medidas establecidas de los pasos de tubos longitudinales y transversales. Los agujeros colocados en la coraza pueden ser agujeros en arreglo triangular o

en arreglo cuadrado. Los tubos deberán ser insertados entre estos agujeros y unidos mediante uniones en forma de U soldadas.

2.8 Datos iniciales

Se presentaron los datos conocidos de la caldera a través de la tabla 2.7.

Tabla 2.7 Datos del proceso

[Fuente: Elaboración propia]

Variabes	Valor	Unidades
Flujo de vapor producido	22,000	lb/h
Presión de trabajo en la caldera	139.7	psia
Temperatura de salida de vapor	400	°F

2.9 Ecuaciones y dimensionamiento del economizador

Las ecuaciones presentadas a continuación fueron obtenidas del libro “Design of Fluid thermal System, William S. Janna”. y del libro “Fundamentos de transferencia de calor, Frank Incropera”

2.9.1 Calor transferido

Para el análisis del intercambiador de calor de flujo cruzado se utilizó el método LMTD y método de NUT en conjunto.

Se definió al calor transferido del fluido caliente al fluido frío a través de la ecuación (2.2).

$$\begin{aligned}
 q &= \dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \\
 q &= \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c2} - T_{c1})
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Donde las variables se definieron de la siguiente manera:

q : Calor transferido [Btu/h]

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente [lb/h]

C_{ph} : Coeficiente de calor del fluido caliente [Btu/lb°R]

T_{h1} : Temperatura inicial del fluido caliente [°F]

T_{h2} : Temperatura final del fluido caliente [$^{\circ}F$]

Las mismas variables se utilizaron para el fluido frío

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío [lb/h]

C_{pc} : Coeficiente de calor del fluido frío [$Btu/lb^{\circ}R$]

T_{c1} : Temperatura inicial del fluido frío [$^{\circ}F$]

T_{c2} : Temperatura final del fluido frío [$^{\circ}F$]

Conociendo el valor q , se igualaron las ecuaciones (2.2) y se realizó un despeje para hallar la temperatura de salida de los gases T_{h2} .

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{q}{\dot{m}_h C_{ph}}$$

Se definieron las constantes S y R mediante las ecuaciones (2.3) y (2.4) para luego obtener un factor de corrección de temperatura F mediante la ecuación (2.5) o mediante la figura 2.7. Este factor afecta directamente a la temperatura logarítmica media.

$$S = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (2.3)$$

$$R = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}{\dot{m}_w \cdot C_{pw}} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (2.4)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln[(1 - S)/(1 - R \cdot S)]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (2.5)$$

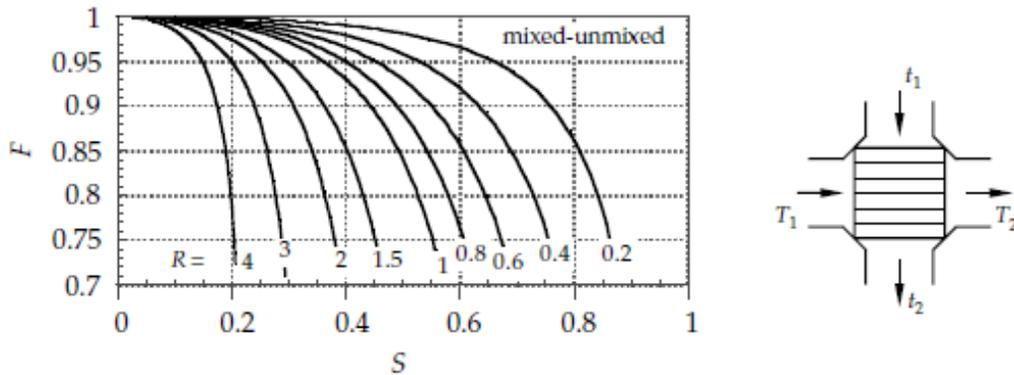


Figura 2.7 Factor de temperatura para un intercambiador de flujo cruzado con un fluido mezclado y el otro sin mezclar

[Fuente: Design of Fluid Thermal Systems – William S. Janna]

Se definió la LMTD (Diferencia de temperatura logarítmica media en la ecuación (2.6).

$$LMTD = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})} \right]} \quad (2.6)$$

Donde:

$LMTD$: Diferencia de Temperatura logarítmica media [$^{\circ}F$]

Para la obtención de un valor corregido de la temperatura logarítmica se procedió a multiplicar la misma por el factor F . La temperatura logarítmica corregida quedo definida mediante la ecuación (2.7)

$$\Delta t = F * LMTD \quad (2.7)$$

Δt : Temperatura logarítmica corregida [$^{\circ}F$]

F : Factor de corrección [$^{\circ}F$]

El facto temperatura F debe estar en el rango de 0.75 a 1 para asegurar que el intercambiador de calor será eficiente.

Para valores de factor F menores a 0.75 se considera al intercambiador de calor ineficiente.

2.9.2 Ecuación de transferencia generalizada

Una vez que se determinó la LMTD y el factor F en la sección 2.9.1, se definió a la ecuación de transferencia de calor generalizada mediante la ecuación (2.8).

$$q = U_0 A_0 F (LMTD) \quad (2.8)$$

Donde:

U_0 : Coeficiente global de transferencia de calor [$Btu/hft^2 \circ R$]

A_0 : Superficie exterior de todos los tubos [ft^2]

De la ecuación (2.8) se procedió a despejar el valor del área de transferencia correspondiente a A_0 .

$$A_0 = \frac{q}{U_0 F LMTD}$$

Este valor de A_0 será fundamental para la determinación del número de pasos M por tubo que debo tener en el economizador.

Otra incógnita existente es el coeficiente global de transferencia de calor el cual incluye a los coeficientes de convección sobre los tubos y al coeficiente de convección sobre la coraza. Este coeficiente global de transferencia de calor se describió mediante la ecuación (2.9).

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_o} \quad (2.9)$$

Para obtener los coeficientes h_t y h_o se determinaron algunos parámetros empezando por de las áreas frontales por las cuales circula el fluido.

Áreas transversales

Para obtener el área transversal por la cual cruza el agua se tiene la ecuación (2.10).

$$A_t = \frac{\pi ID^2}{4} \quad (2.10)$$

Donde:

A_t : Área interna transversal de tubería [ft^2]

ID : Diámetro interno de tubería [ft]

Para los gases de combustión se tiene la ecuación (2.11)

$$A_s = l * b \quad (2.11)$$

Donde:

l : Longitud de tubos por paso [ft]

b : Altura de coraza. [ft]

Velocidades

Conociendo las áreas disponibles de flujo se determinaron las velocidades correspondientes para cada fluido.

Para el agua de alimentación se tiene la ecuación (2.12) la cual contiene un flujo másico \dot{m}_c' correspondiente a el flujo masico dividido para el numero de tubos N que se coloca en el banco de tubos.

Para el flujo másico \dot{m}_c' se tiene la ecuación (2.13)

$$V_t = \frac{\dot{m}_c'}{\rho_t A_t} \quad (2.12)$$

$$\dot{m}_c' = \frac{\dot{m}_c}{N} \quad (2.13)$$

Donde

ρ_t : Densidad del agua de alimentación

\dot{m}_c' : Flujo masico por cada tubo

N : Numero de tubos

Para los gases de combustión se tiene la ecuación (2.14)

$$V_s = \frac{\dot{m}_h}{\rho_s A_s} \quad (2.14)$$

Donde

ρ_s : Densidad de los gases de combustión

Para los gases de combustión se considera la velocidad máxima, la cual se obtiene mediante el paso existente entre las tuberías. La velocidad máxima se logra generar en el área transversal o longitudinal.

La condición descrita a través de la inecuación (2.16), se utilizó para definir cual ecuación de V_{smax} ; ecuación (2.17), o ecuación (18), se utilizará para un **arreglo triangular de tubos**.

En la figura 2.8 se ilustró el paso longitudinal, transversal y la bifurcación entre ambos.

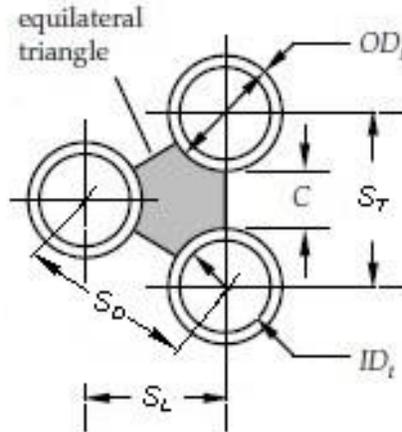


Figura 2.8 Diseño arreglo triangular

[Fuente: Design of Fluid Thermal Systems – William S. Janna]

La distancia diagonal entre tubos se definió a través de la ecuación (2.15).

$$S_d = \sqrt{\left(\frac{S_t}{2}\right)^2 - S_l^2} \quad (2.15)$$

Por lo tanto, si la inecuación (2.16) se cumple, se utilizará la velocidad máxima representada a través de la ecuación (2.17), caso contrario se utilizará la velocidad máxima representada mediante la ecuación (2.18).

$$2(S_d - OD) < S_l - OD \quad (2.16)$$

$$V_{smax} = \frac{S_t}{2(S_d - OD)} V_s \quad (2.17)$$

$$V_{smax} = \frac{S_t}{(S_t - OD)} V_s \quad (2.18)$$

Donde:

S_t : Paso transversal entre tubos [ft]

S_l : Paso longitudinal entre tubos [ft]

S_d : Bifurcación diagonal existente entre el paso longitudinal y transversal [ft]

OD : Diámetro externo de tubería [ft].

Para la velocidad máxima de un **arreglo cuadrado de tubos** se utiliza la ecuación (18). Este arreglo se ilustra en la figura 2.9.

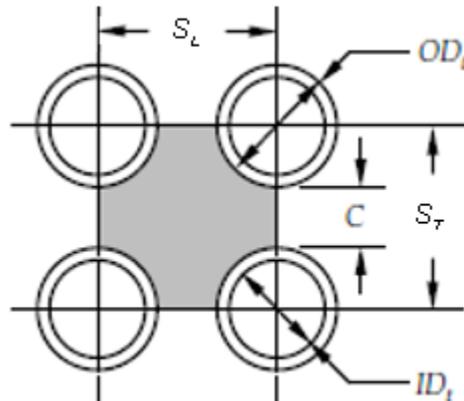


Figura 2.9 Diseño arreglo cuadrado

[Fuente: Design of Fluid Thermal Systems – William S. Janna]

Número Reynolds

Una vez establecidas las velocidades, se procedió a calcular el Numero de Reynolds para cada sección de fluido el cual definirá si existe flujo laminar o turbulento.

Se definió al número de Reynolds a través de la ecuación (2.19).

$$Re_t = \frac{V_t ID_t}{\nu} \quad (2.19)$$

Donde:

Re_t : Reynolds para tubería

V_t : Velocidad de flujo en la tubería [ft/s]

ν : Viscosidad cinemática [ft²/h]

Para el diseño de coraza se obtuvo el diámetro hidráulico correspondiente mediante la ecuación (2.20).

$$D_h = \frac{4 \times A_s}{P} \quad (2.20)$$

Donde:

A_s : Área de sección de coraza [ft^2]

P : Perímetro de transferencia de calor [ft]

Se definió al número de Reynolds para coraza mediante la ecuación (2.21).

$$Re_s = \frac{V_{smax} * D_h}{\nu} \quad (2.21)$$

Donde:

Re_s : Reynolds para tubería

V_{smax} : Velocidad de flujo en la tubería [ft/s]

D_h : Diámetro hidráulico [ft]

ν : Viscosidad cinemática [ft^2/h]

2.9.3 Tipo de flujo en el economizador de calor

Mediante el número de Reynolds se determinó un flujo turbulento para ambos fluidos por lo tanto el Numero de Nusselt también quedo definido mediante ecuaciones para **flujo turbulento**.

Numero Nusselt

Se utilizó el número de Nusselt, el cual es un número adimensional que mide el incremento de la transferencia de calor desde una superficie por la cual un fluido circula.

Para el agua de alimentación se definió el número de Nusselt para fluido turbulento mediante la ecuación (2.22).

$$Nu_t = \frac{h_i D_t}{k_f} = 0.23 Re_t^{4/5} Pr^n \quad (2.22)$$

n : 0.4 Si el fluido está siendo calentado

n : 0.3 Si el fluido está siendo enfriado

$$Re_t > 2200$$

$$0,7 < Pr < 160$$

$$\frac{L}{D} > 60$$

Donde:

Nu_t : Numero de Nusselt para tubería

k_f : Conductividad térmica [$Btu/hft^{\circ}R$]

h_i : Coeficiente de convección en tubería [$Btu/hft^2^{\circ}R$]

Pr : Numero Prandlt

El número Prandtl Pr y la conductividad térmica k_f se encuentran en las tablas termodinámicas correspondientes para cada fluido.

Para el flujo de gases de combustión se determinó el número de Nusselt mediante la ecuación (2.23).

$$Nu_s = \frac{h_o OD_t}{k_f} = C_1 * 1.13 Re_t^m Pr^{0.33} \quad (2.23)$$

$$Re_t > 2.000$$

$$Pr > 0$$

$$N > 10$$

Donde:

Nu_s : Numero de Nusselt para coraza

h_o : Coeficiente convectivo para gases de combustión [$Btu/hft^2^{\circ}R$]

N : Numero de tubos

C_1 y m son constantes que dependen de la relación entre la distancia longitudinal y transversal con el diámetro externo de la tubería. Estas constantes se ilustran mediante la tabla 2.8.

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Tabla 2.8 Correlación para determinar constantes C_1 y m

[Fuente: Fundamental of Heat and Mass Transfer – Frank Incropera]

Coefficientes de convección

Los coeficientes convectivos para agua y para gases, también llamados coeficientes de película realizan una cuantificación sobre las propiedades que el fluido posee para la transferencia de calor mediante convección.

Se definió el coeficiente de convección interno y externo **para el agua** mediante las ecuaciones (2.24) y (2.25).

$$h_i = \frac{Nu_t k_f}{ID_t} \quad (2.24)$$

$$h_t = \frac{h_i ID_t}{OD_t} \quad (2.25)$$

También se obtuvo el coeficiente de convección **para los gases de combustión** mediante la ecuación (2.26).

$$h_o = \frac{Nu_s k_f}{OD_t} \quad (2.26)$$

Dimensionamiento

Una vez que se obtuvo el área frontal libre de transferencia (área normal con respecto al flujo) mediante la figura 2.10. Se logró obtener el área que ocupan los tubos con respecto al área frontal mediante la ecuación (2.27).

$$A_o = NM\pi ODL \quad (2.27)$$

Donde:

N : Numero de tubos utilizados

M : Numero de pasos por tubo

Para el dimensionamiento se encontró el coeficiente convectivo total mediante la ecuación (2.9). Luego se procedió a utilizar la ecuación (2.8) correspondiente a la transferencia de calor generalizada en la cual se despejó el área A_o .

Conociendo el área de transferencia y mediante la ecuación (2.14) se despejó finalmente la variable M , de esta forma se conoció el número de pasos que se necesita conociendo una la longitud L , numero de tubos N , y diámetro interno y externo de tubería OD e ID . También se establecieron los pasos longitudinales y transversales para el diseño.

Se definió la multiplicación de N y M como el numero de tubos total por el cual atraviesa el fluido. Este quedo definido mediante la ecuación (2.28)

$$N_T = N * M \quad (2.28)$$

De esta manera se encontró el número de tubos necesarios para obtener las temperaturas deseadas.

Calculo para espesor del aislante térmico

Para el espesor del aislamiento se utilizaron las fórmulas propuestas por el libro de "Transferencia de calor y masa, Yunus A. Cengel", de la sección de conductividad térmica entre paredes, y se presentó a través de la figura 2.10.

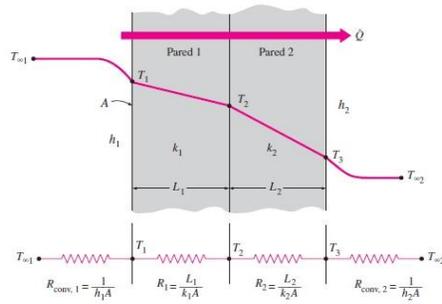


Figura 2.10 Paredes de capas múltiples

[Fuente: Heat and Mass Transfer - Yunus A. Cengel]

Se tomó en cuenta que existe un compartimiento que contiene al banco de tubos, el aislante fue ubicado en las paredes internas de este compartimiento. El calor transferido al ambiente se definió mediante la ecuación (2.29).

$$Q = h_s A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.29)$$

Donde

Q : Calor transferido al ambiente [Btu/h]

h_s : Coeficiente de transferencia por convección de aire [Btu/hft²°R]

A_s : Área de superficie de la lámina de coraza [ft²]

T_s : Temperatura de superficie [°F]

T_∞ : Temperatura del ambiente [°F]

Se definió el número de Rayleigh mediante la ecuación (2.30).

$$Ra_l = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.30)$$

Donde:

g : Gravedad [ft/s²]

β : Coeficiente de expansión térmica [°F⁻¹]

ν : Viscosidad [ft²/s]

L : Longitud característica [ft]

Y el número de Nusselt mediante la ecuación (2.31).

$$Nu_\infty = 0.1Ra_l^{1/3} \quad (2.31)$$

Nu_{∞} : Número de Nusselt para la convección por aire

$$h_s = \frac{kNu_{\infty}}{L} \quad (2.32)$$

$$A_s = L * b \quad (2.33)$$

Donde:

L' : Longitud de compartimiento para coraza [ft]

b' : Ancho de compartimiento para coraza [ft]

Una vez obtenido el calor que se disipa al ambiente se definió la ecuación (34) para calor total transferido al exterior, de esta ecuación se procederá a despejar la variable L que corresponde al espesor del aislante térmico.

Aquí se toman en cuenta las resistencias térmicas R de cada pared.

$$Q = \frac{(T_{prom} - T_{\infty})}{\sum R} \quad (2.34)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.35)$$

$$R_{cond} = \frac{L}{kA} \quad (2.36)$$

$$L_e = kA \left[\left(\frac{T_{prom} - T_{\infty}}{Q} \right) - R_{conv1} - R_{conv2} - 2R_{cond} \right] \quad (2.37)$$

Donde

T_{prom} : Temperatura promedio de los gases en el economizador [°F]

R_{cond} : Resistencia por conducción térmica [°Fft/Btuh]

R_{conv} : Resistencia por convección térmica [°Fft/Btuh]

L_e : Espesor del aislante [ft]

Temperatura de margen de error

Para conocer el margen de error entre la temperatura que se desea y el rango de temperaturas existente del agua se procedió a definir el calor requerido para este proceso mediante la ecuación (2.38).

$$Q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.38)$$

Donde:

Q : Calor requerido para el proceso [Btu/h]

\dot{m} : Flujo másico del fluido [lb/h]

h_2 : Entalpía de salida [$Btu/hft^{2\circ R}$]

h_1 : Entalpía de entrada [$Btu/hft^{2\circ R}$]

Luego se utilizó la ecuación (2.2) para igualar el calor requerido y despejar la temperatura de salida de los gases.

De esta manera se obtuvo la ecuación (2.39).

$$T_{h2} = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot T_{h1} - Q}{\dot{m}_h \cdot C_{ph}} \quad (2.39)$$

Ecuación de rendimiento energético

A través de la ecuación (2.40), se obtuvo la eficiencia de producción de la caldera para obtener el ahorro de consumo de combustible y realizar gráficos relacionando la eficiencia de producción de caldera y el ahorro

$$n = \frac{P_v (H_v - h_{fe_1})}{b_1 * PCI} \quad (2.40)$$

Donde:

P_v : Producción de vapor [kg/h]

H_v : Entalpía de vapor [$kcal/kg$]

h_{fe_1} : Entalpía de fluido de entrada sin economizador [$kcal/kg$]

b : Consumo de combustible sin economizador [kg/h]

PCI : Poder calorífico inferior del combustible [$kcal/kg$]

Manteniendo el rendimiento energético constante se procedió a utilizar los datos para el agua que sale del economizador y se despejó el consumo de combustible para la caldera con el economizador.

$$b_2 = \frac{P_v (H_v - h_{fe_2})}{b_1 * PCI}$$

Donde

b_2 : Consumo de combustible con economizador

h_{fe_2} : Entalpía del fluido de entrada con economizador

Caída de presión en el economizador

Para el agua

Se determinó la caída de presión en un serpentín del banco de tubos, ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la ecuación de Darcy, y que se expresa en metros de fluidos, a través de la ecuación (2.41).

$$h_L = \frac{f L V^2}{2g} \quad (2.41)$$

Donde:

h_L : Pérdida de presión en metros de fluidos

f : Facto de fricción

V : Velocidad del fluido

g : Gravedad

Se sustituyó h_L , de la ecuación (2.41) y, se encontró la caída de presión a través de la ecuación (2.42).

$$\Delta P = h_L \rho g \quad (2.42)$$

Donde

ΔP : Caída de presión en psi

ρ : Es la densidad del agua a la temperatura que ingresa al banco de tubos

Se determinó la pérdida de presión en términos de psi, a través de la ecuación (2.43).

$$\Delta P = \frac{(18 * 10^{-6}) K \rho Q^2}{d^4} \quad (2.43)$$

El coeficiente de resistencia quedo definido mediante la ecuación (2.44):

$$K = f \frac{L}{d} \quad (2.44)$$

K : Coeficiente de resistencia

f : Factor de fricción o rozamiento

El valor de coeficiente de fricción en accesorios es casi nulo, para nuestro cálculo si se tomó en cuenta.

Para encontrar el factor de fricción, se utilizó el diagrama de Moody, se calcularon valores de rugosidad relativa y el número de Reynolds. La

rugosidad relativa se calcula dividiendo el factor de rugosidad sobre diámetro de tubo.

Para gases de combustión

La caída de presión de los gases de combustión es importante ya que al caer la presión se puede presentar la condensación de estos gases, haciendo que el escape de estos hacia la atmosfera sea difícil. Si esto llegase a ocurrir será necesario la colocación de un extractor de gases luego de que estos hayan recorrido por el economizador. La presión para el gas de combustión quedo definida mediante la ecuación (2.45).

$$\Delta P = N_L X \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (2.45)$$

Donde

f : Factor de fricción

X : Factor de correlación

N_L : Número de líneas de tubos

Para el factor de correlación se definieron las constantes P_T y P_L mediante las ecuaciones (2.46) y (2.47).

$$P_T = \frac{S_T}{D} \quad (2.46)$$

$$P_L = \frac{S_L}{D} \quad (2.47)$$

Finalmente se definió el factor de correlación mediante la ecuación (48)

$$X = \frac{P_T}{P_L} \quad (2.48)$$

Una vez que se obtiene la caída de presión para el gas se determinó si las distancias de S_T y S_L fueron las correctas para que no exista una caída de presión que cause la condensación de los gases.

Se utilizó la figura 2.11 para definir completamente la ecuación (2.45).

De la figura 2.11 se obtuvo valor de fricción f y el factor de correlación X para un arreglo triangular de tubos.

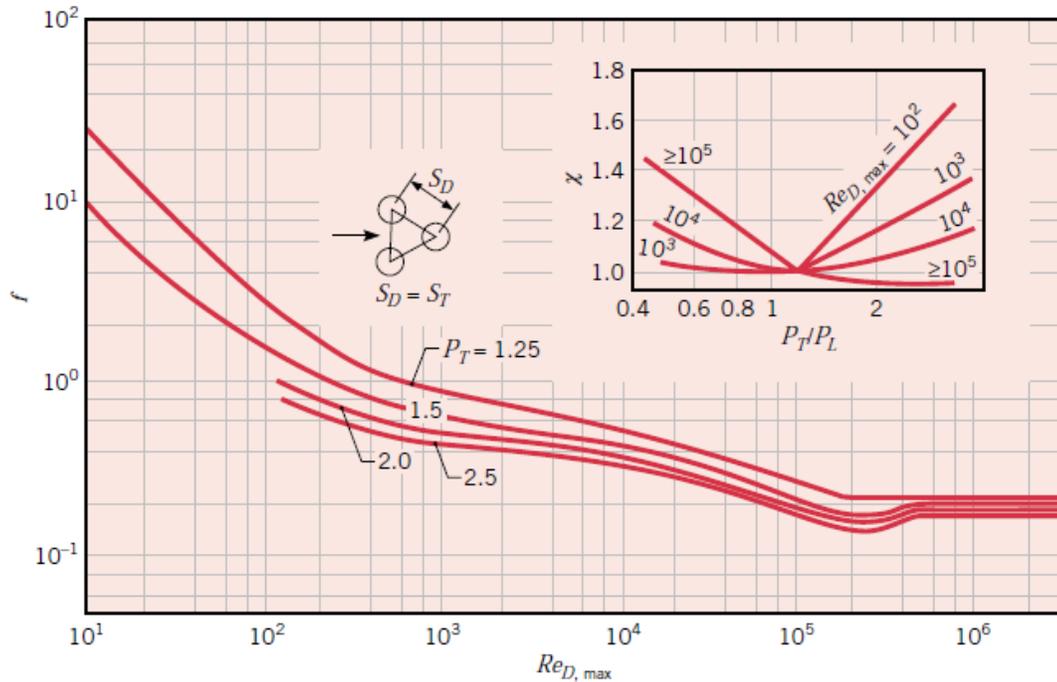


Figura 2.11 Factor de fricción f y factor de correlación X para la ecuación (45), para arreglo triangular de tubos

[Fuente: Fundamental of Heat and Mass Transfer – Frank Incropera]

2.10 Efectividad del economizador

Para obtener la efectividad del economizador se obtuvieron las capacidades caloríficas para fluido frío y fluido caliente. Mediante las ecuaciones (2.49) y (2.50), luego se obtuvo una relación entre estas capacidades caloríficas descrita en la ecuación (2.51).

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \text{ (sin mezclar)} \quad (2.49)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \text{ (mezclado)} \quad (2.50)$$

Donde:

C_h : Capacidad calorífica del fluido caliente [Btu/h°R]

C_c : Capacidad calorífica del fluido frío [Btu/h°R]

La relación de capacidades caloríficas se definió mediante la ecuación (51).

$$C = \frac{C_c (\text{mezclado})}{C_h (\text{sin mezclar})} \quad (2.51)$$

Se procedió a calcular el número de NUT utilizando las ecuaciones (2.49) y (2.50) con la cual se determinó la capacidad calorífica mínima entre los dos fluidos. El número de NUT quedo definido mediante la ecuación (2.52).

$$NUT = \frac{U_0 A_0}{\dot{m} \cdot C_p \min} \quad (2.52)$$

Finalmente se obtiene un valor para la efectividad de la transferencia de calor mediante la figura 2.12.

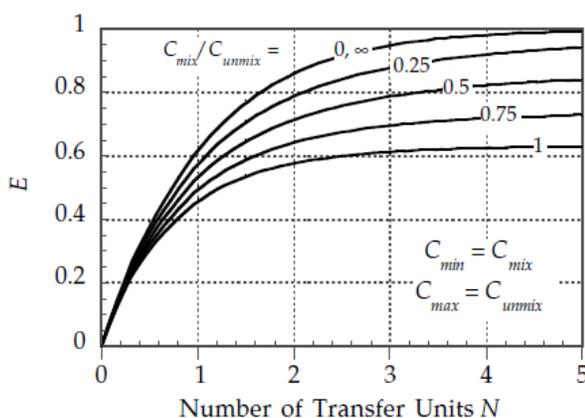


Figura 2.12 Efectividad de transferencia en función del número de NUT para flujo mezclado-sin mezclar. Fluido con mínima capacidad es mezclada

[Fuente: Design of Fluid Thermal Systems –William S. Janna]

2.10.1 Dimensiones iniciales

Las dimensiones iniciales propuestas se tomaron conociendo que la longitud del economizador no debe ser tan grande en comparación al diámetro de la chimenea debido a que esta soporta al economizador. También se tomó el alto de la coraza, esta altura también debe cumplir con la condición de ser menor a el doble del diámetro de la tubería de la chimenea de 70 cm.

Para el diámetro se escogió un diámetro externo de 2,31 pulgada y diámetro interno de 2 pulgadas. Se presentaron los datos iniciales para el economizador de calor a través de la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Dimensiones iniciales para economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Componente	valor	Unidades
Longitud de tubos	1,30	m
Diámetro interno de tubos	2,00	in
Diámetro externo de tubos	2,37	in
Ancho de coraza	1,30	m
Altura de coraza	0,90	m
Número de filas	10	

2.11 Simulación

Se realizó la simulación del economizador de calor, utilizando el software Solidworks, y la herramienta “Flow Simulation”, donde se procedió a simular y se observó el cambio de temperatura en los fluidos.

Se realizó la simulación estableciendo los parámetros de entrada que fueron otorgados por la empresa. Se definió el fluido que circula por los tubos (agua), y el fluido que circula perpendicular a los tubos (gases de combustión), y se obtuvo un intercambiador de calor de flujo cruzado.

Se idealizó el paso del fluido como flujo estable. Se definió el material para los componentes del economizador.

Los diámetros y espesores fueron obtenidos de las tablas proporcionadas por empresas del mercado local.

2.11.1 Metodología de la simulación

Una vez determinadas las dimensiones y los materiales para el economizador de calor, se procedió a realizar la simulación.

Se activó la casilla de complementos ocultos para activar la herramienta “Flow Simulation”. Se seleccionó la opción “Wizard”, el cual es el asistente de

simulación, para crear un nuevo proyecto de simulación de fluidos. Se abrió un cuadro de dialogo, que se presentó a través de la figura 2.13, donde podemos configurar el sistema de unidades en el que vamos a trabajar.

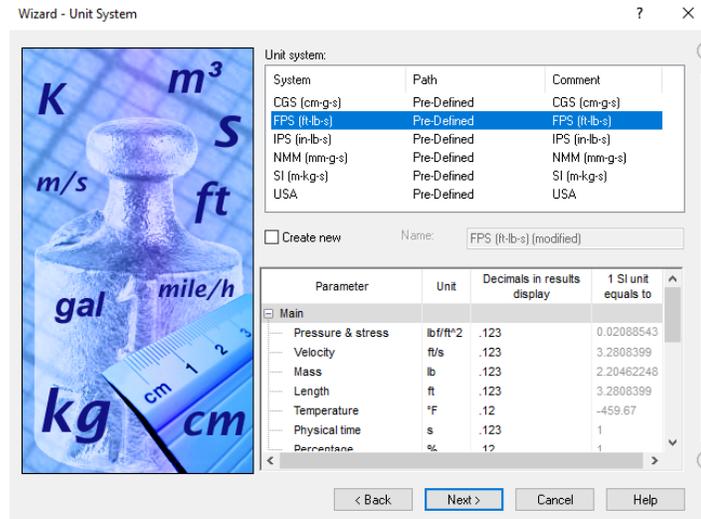


Figura 2.13 Configuración sistema de unidades

[Fuente: Elaboración propia]

En el cuadro de diálogo mostrado de la figura 2.14, se seleccionó el tipo de análisis a realizar, la simulación realizada fue un análisis de fluido interno, se desmarcó la opción “Exclude cavities without flow conditions”, porque si se incluyeron las cavidades sin condiciones de flujo, se activó la opción “Heat conduction in solids”, para que pudiera ocurrir la transferencia de calor por conducción en los sólidos.

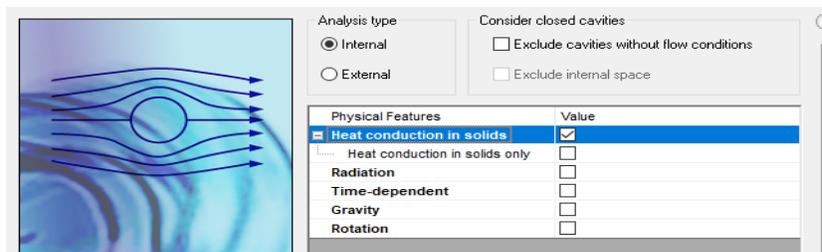


Figura 2.14 Configuración recorrido del fluido y consideraciones de TFC por conducción

[Fuente: Elaboración propia]

Se definieron los fluidos que van a cruzar por el interior de los tubos y en sentido cruzado por el banco de tubos; agua y gases de combustión respectivamente, a través de la figura 2.15.

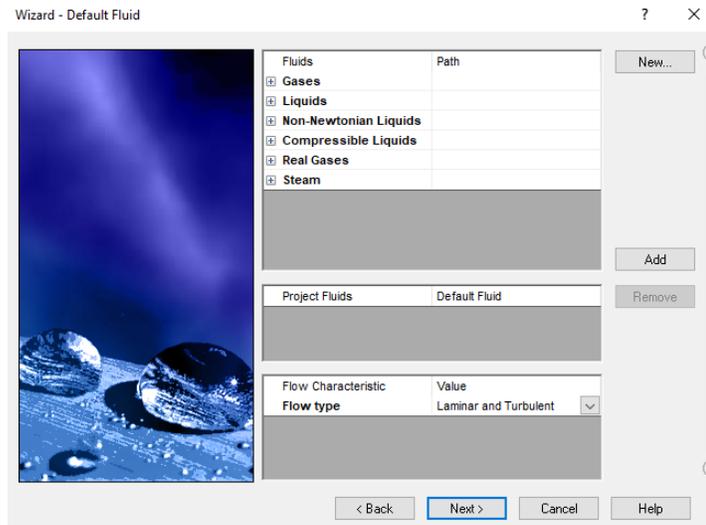


Figura 2.15 Selección de fluidos para el economizador

[Fuente: Elaboración propia]

En la figura 2.16 no se modificó las condiciones de pared, se colocó la configuración del programa otorgada por defecto.

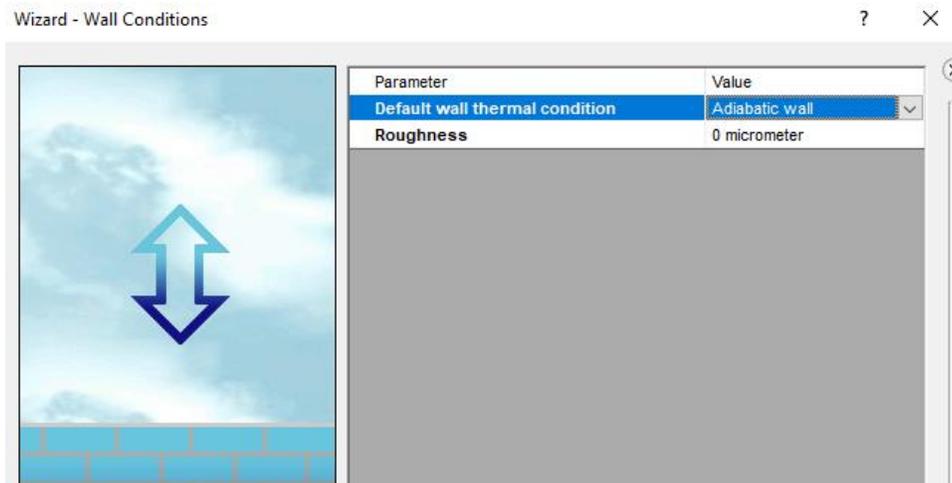


Figura 2.16 Condiciones de superficie

[Fuente: Elaboración propia]

Se establecieron las condiciones iniciales del volumen de control, a través de la figura 2.17, las condiciones iniciales que se establecieron fueron las siguientes: presión atmosférica y temperatura ambiente.

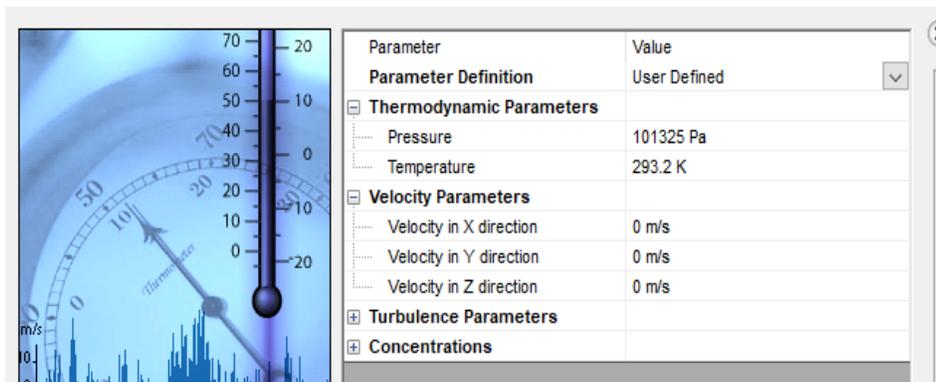


Figura 2.17 Condiciones iniciales de operación

[Fuente: Elaboración propia]

Finalmente, definido el volumen de control, se definieron los materiales para los elementos del intercambiador de calor, se presentó el volumen de control mediante la figura 2.18.

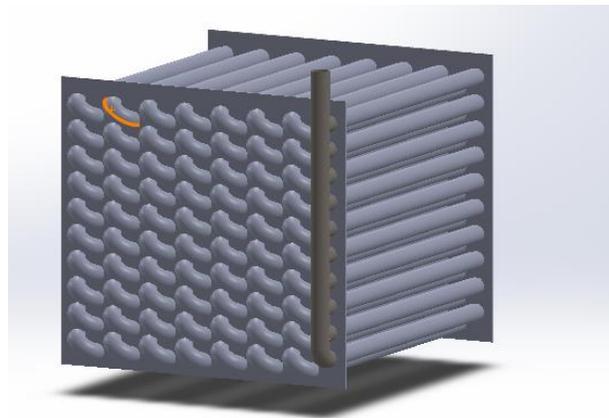


Figura 2.18 Volumen de control del economizador de calor

[Fuente: Elaboración propia]

En la figura 2.19 se seleccionó el flujo del agua de alimentación que circulara por los tubos en el economizador. La figura muestra en color celeste el flujo de agua dentro de los tubos del economizador. Se seleccionó como entrada, a la tubería que conecta a los serpentines.

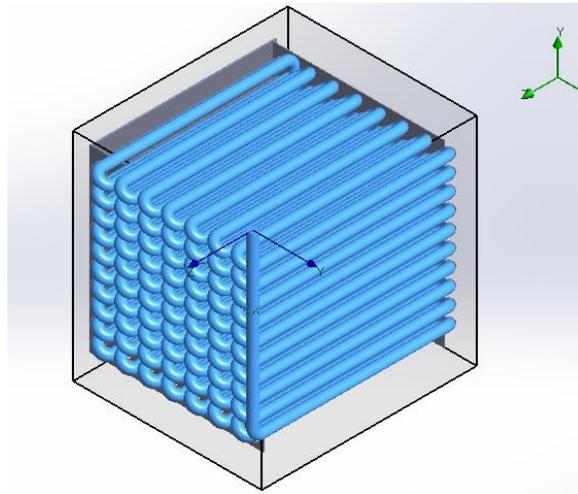


Figura 2.19 Trayectoria del agua de alimentación

[Fuente: Elaboración propia]

En la figura 2.20 se seleccionó el flujo del gas de combustión en sentido cruzado al banco de tubos. El diseño del economizador es en flujo cruzado.

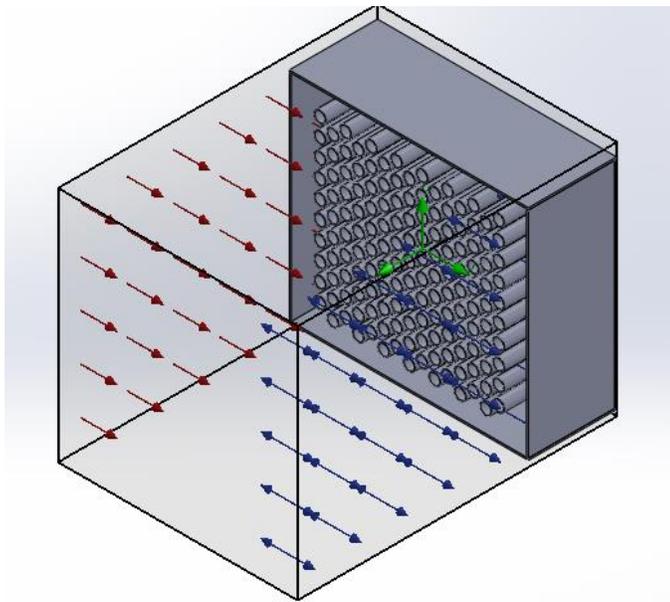


Figura 2.20 Trayectoria del gas de combustión

[Fuente: Elaboración propia]

Se finalizó la configuración de la simulación, al ingresar las condiciones de frontera, para la entrada y salida del agua de alimentación, así como también las condiciones de entrada y salida para el gas de combustión. A la entrada

del economizador, se ingresaron los valores de flujo másico y temperaturas, para el agua de alimentación y del gas de combustión, y se asumió que el flujo es totalmente desarrollado.

Para los flujos de agua de alimentación y del gas de combustión a la salida del economizador, se seleccionó que el volumen de control se encuentra a presión atmosférica.

Se seleccionó el material de los componentes del economizador, se escogió de la biblioteca de herramienta de Solidworks el acero comercial.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se compararon los resultados obtenidos para el agua de alimentación y gas de combustión a la salida del economizador.

Se procedió a realizar una tabulación de los resultados que se obtuvieron de manera analítica mediante ecuaciones y los resultados obtenidos con ayuda de la herramienta "Flow simulation".

Finalmente se buscará comparar el margen de error de los resultados.

3.1 Diseño final del economizador de calor

Todas las dimensiones fueron obtenidas, después de iterar el número de tubos o serpentines del economizador para así obtener el número de pasos por cada tubo. Se establecieron las temperaturas de diseño y los espacios longitudinales y transversales entre los tubos, obteniendo así un diseño final para el intercambiador de calor. Para esto se tomaron en cuenta varios parámetros importantes cumpliendo así los requerimientos del diseño propuestos.

3.1.1 Dimensionamiento teórico del Economizador

Se utilizaron ecuaciones de convección mediante el método logarítmico en el cual se determinó el número de pasos para tener la temperatura de diseño del agua de salida del economizador en 230 °F, sin embargo, se conoce que este valor de temperatura es el valor límite, por lo que se eligió trabajar con 227 °F, temperatura menor al establecida debido a que la temperatura de chimenea puede elevarse y se puede llegar a la evaporación.

El resultado obtenido de el paso por cada serpentín nos ayuda a determinar la altura del economizador, así como también el número de tubos total existente en el banco de tubos. El espesor del aislante térmico utilizado se obtuvo mediante las ecuaciones de conducción, en esta parte fueron tomadas en cuentas dos capas de metal y entre estas la ubicación del aislante.

Para realizar una buena selección de diámetro se procedió a calcular el número de tubos correspondiente.

El número de tubos es importante ya que definió las dimensiones de la coraza (ancho, altura y profundidad).

Al comparar estas dimensiones con la dimensión del ducto de los gases de combustión, la relación de ancho, altura y profundidad no deberá ser mayor a una relación máxima de 2 a 1 con respecto al ducto de gases sabiendo que la dimensión de este ducto es de 0.70 centímetros de diámetro.

También se tomó en cuenta que mientras exista un mayor diámetro más costosa será la tubería, sin embargo, el número de tubos será menor. Los diámetros que se presentan la tabla son diámetros provistos por la empresa DIPAC Manta correspondientes para la tubería Cedula 80.

En la tabla 3.1 se logra observar cómo cambio el número de tubos con respecto a el diámetro externo de tubería.

Tabla 3.1 Iteración para hallar número de tubos

[Fuente: Elaboración propia]

Diámetro externo (in)	Número total de tubos	M (columnas)	N (filas)
1,31	400	40	10
1,66	280	28	10
1,90	220	22	10
2,37	150	15	10
2,87	130	16	10
3,50	120	13	10

Una vez que se realizó este proceso de iteración se definió el diámetro más favorable para el diseño. Con este diámetro se obtienen las siguientes dimensiones para el ancho, alto y profundidad de coraza definido mediante la tabla 3.2.

Mediante la figura 3.1 se observó, como cambió el número de tubos con respecto a el diámetro externo de la tubería.

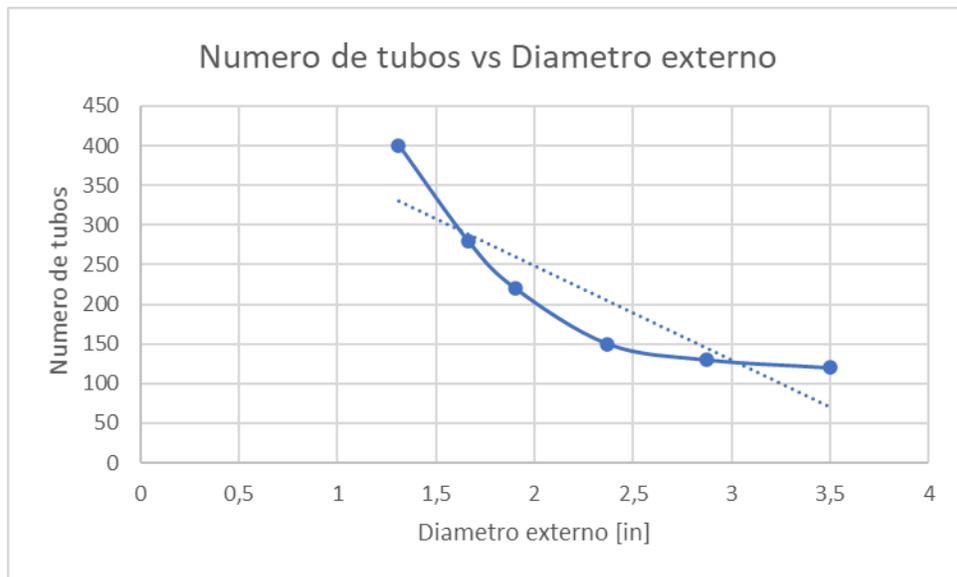


Figura 3.1 Numero de tubos vs Diámetro externo

[Fuente: Elaboración propia]

Se observó mediante la figura 3.1 que el número de tubos disminuye cuando aumenta el diámetro de la tubería, sin embargo, se empieza a hacer lineal.

Una vez que se eligió un diámetro de tubería a utilizar en el diseño del economizador, con ayuda del análisis de la gráfica 3.1, se garantizó una caída de presión que no afecte en un cambio de estado al agua de alimentación al circular por el banco de tubos. Se consideró también el precio del tubo, valores cotizados en el mercado local y facilidad en el mantenimiento que deberá ser realizada al cabo de cierto tiempo para garantizar el ahorro de combustible deseado.

Se procedió a calcular la dimensión del economizador utilizando el número de pasos de filas y columnas y las distancias del paso de cada una de estas. Las siguientes dimensiones para el ancho, alto y profundidad de coraza quedaron definidas por la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Dimensionamiento de medidas externas del economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Dimensión	Unidades (metros)
Ancho	1,3
Altura	0,9
Profundidad	1,0

Finalmente se obtuvieron los siguientes resultados para el dimensionamiento final del economizador mediante la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Dimensionamiento final del economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Componente	Valor	Unidades
Longitud de tubos	1,30	m
Diámetro interno de tubos	2,00	in
Diámetro externo de tubos	2,37	in
Altura de coraza	0,90	m
Ancho de coraza	1,30	m
Diámetro entrada (Chimenea)	0,70	m
Número de tubos N	10	
Paso de tubos M	15	
Filas	10	
Columnas	15	
Número total de tubos M*N	150	
Paso de tubos SL	9,0	cm
Paso de tubos ST	6,4	cm
Paso de tubos SD	7,6	cm
Diámetro hidráulico	1,0	m
Espesor del aislante térmico	8,0	cm

3.1.2 Parámetros de funcionamiento del economizador (teóricos)

Para la obtención de estos parámetros se utilizaron las dimensiones de la tabla 3.1, los parámetros más importantes obtenidos son los de temperatura de agua de salida y la longitud del economizador.

Debido a la presión manométrica de 7 psi en la caldera, presión a la que comienza a producir vapor saturado, se presentó una limitante de temperatura a la cual podíamos elevar el agua de alimentación. Esta limitante fue de 10°C. También se obtuvieron otras variables importantes, como los números de Reynolds y Nusselt, números adimensionales necesarios para obtener los coeficientes de transferencia de calor al interior de los tubos y al exterior de los tubos para así obtener el coeficiente global de transferencia de calor. Finalmente se obtuvo el calor transferido del proceso y un valor de eficiencia del economizador.

Los datos de temperatura a la salida del economizador, para el agua de alimentación y los gases de combustión se presentaron a través de las tablas 3.4 y 3.5.

Tabla 3.4 Temperatura del Agua de alimentación en el economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Variable	Valor	Unidades
Temperatura de entrada	210	°F
Temperatura de salida	227	°F

Tabla 3.5 Temperatura de gases de combustión en el economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Variable	Valor	Unidades
Temperatura de entrada	482	°F
Temperatura de salida	400	°F

Se obtuvieron los valores de temperatura a la salida del economizador, para el agua de alimentación y para los gases de combustión utilizando parámetros importantes como áreas de tubo, velocidades de flujo de agua y velocidad de gas de combustión, y números adimensionales que describen si el flujo de agua y de gases de combustión es laminar o turbulento al circular por el economizador, estas variables se presentaron a través de la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Variables de flujo del agua y gas

[Fuente: Elaboración propia]

Variable	Valor	Unidades
Área de tubo	0,021	ft ²
Área de coraza	1,50	ft ²
Velocidad en tubos	1,15	ft ² /s
Velocidad en coraza	16,01	ft ² /s
Reynolds para agua	70345,53	
Reynolds para gases	336437,58	
Nusselt para agua	118,03	
Nusselt para gases	983,05	
Coeficiente de convección Hi	270,19	Btu/h ft ² °R
Coeficiente de convección Ht	227,67	Btu/h ft ² °R
Coeficiente de convección Ho	11,28	Btu/h ft ² °R

También se lograron hallar algunas variables termodinámicas como los coeficientes de convección y la temperatura logarítmica media.

Finalmente se obtuvo un valor del calor transferido, este valor fue necesario para conocer la eficiencia del economizador.

Se presentaron los valores obtenidos a través de la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Variables termodinámicas

[Fuente: Elaboración propia]

Variable	Valor	Unidades
Coeficiente global Uo	10,82	Btu/h ft ² °R
Área para coeficiente global Uo	380,39	ft ² /s
Factor R	4,86	
Factor F	0,99	
Factor S	0,06	
Temperatura logarítmica media LMTD	220,90	°F
Calores de transferencia de tubo y coraza Qt y Qs	900.808,13	Btu/h

NUT	0,40	
E	38%	

Las caídas de presión para el agua y para el gas obtenidas se presentaron a través de la tabla 3.8, donde se observa que son presiones bajas y no es necesaria la implementación de un equipo externo para compensar la caída de presión.

Los cálculos de caída de presión se pueden encontrar en el apéndice B.

Tabla 3.8 Caídas de presión

[Fuente: Elaboración propia]

Caída de presión	Valor
Agua de alimentación	1,20 psi
Gases de combustión	9,67 psi

3.1.3 Eficiencia del equipo

La eficiencia de los economizadores en general no suele superar el 60%, esto debido a que se trabaja con gases de combustión y estos tienen poca capacidad calorífica. Para el diseño final se obtuvo una eficiencia mediante el método de NUT con el uso de la figura 2.11, la cual relaciona la capacidad calorífica con el número NUT.

La eficiencia obtenida para el economizador de calor es del 38%.

3.2 Simulación

Finalizada la simulación, se obtuvieron resultados de temperatura, para el agua de alimentación y los gases de combustión a la salida del economizador.

Se observó cómo se dirige el gas dentro del economizador de calor, a través de la figura 3.1.

Los gases ingresaron por la tapa posterior transversal y salieron por la tapa frontal transversal con respecto a los tubos, como se muestra en la figura 3.1. Las flechas rojas indican alta temperatura mientras que las azules indican el decremento de

esta para el caso de los gases. La herramienta flow simulation proporcionó resultados mediante un archivo Excel.

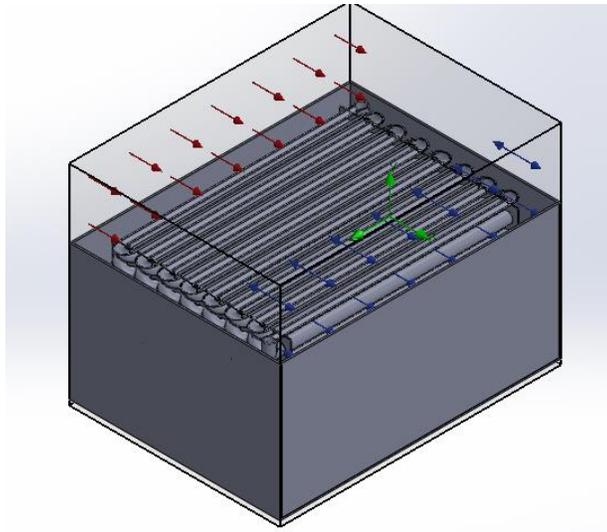


Figura 3.2 Dirección del flujo cruzado de los gases de combustión

[Fuente: Elaboración propia]

Los valores de temperatura obtenidos en la simulación se presentaron en la tabla 3.9.

Tabla 3.9 Temperaturas obtenidas en la simulación

[Fuente: Elaboración propia]

Datos obtenidos en simulación	
Temperatura de entrada de agua de alimentación (°F)	210
Temperatura de entrada de los gases (°F)	482
Temperatura de salida de agua de alimentación (°F)	232
Temperatura de salida de los gases (°F)	386

En la figura 3.3 se graficó solamente el espectro del cambio de temperatura para el agua dentro de los tubos mediante una vista superior de una hilera con la herramienta “Flow Simulation”.

Mientras se realizaba la simulación se observó que las tuberías con color azul son el lado frío que se calienta al final, mientras que las que están de color rojo son las que están siendo calentados primero debido a la dirección del flujo de los gases de combustión.

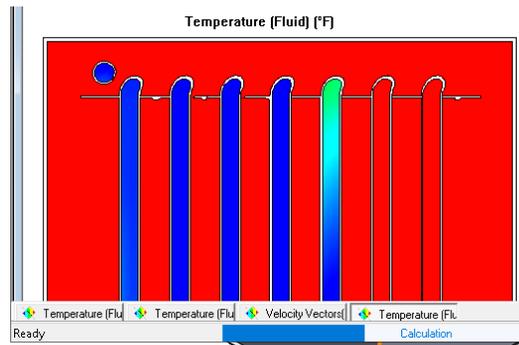


Figura 3.3 Variación de temperatura de Agua de alimentación

[Fuente: Elaboración propia]

Se presentó el cambio de temperatura del gas de combustión al cruzar por el banco de tubos mediante esferas pequeñas de color rojo y esferas verdes, a través de la figura 3.4.

Se observó a las esferas ingresar por la tapa del lado izquierdo a 482 °F, esferas de color rojo, y como al circular por el banco de tubos del economizador, su temperatura va disminuyendo hasta un valor de 386°F esferas de color amarillo, al salir por la tapa derecha.

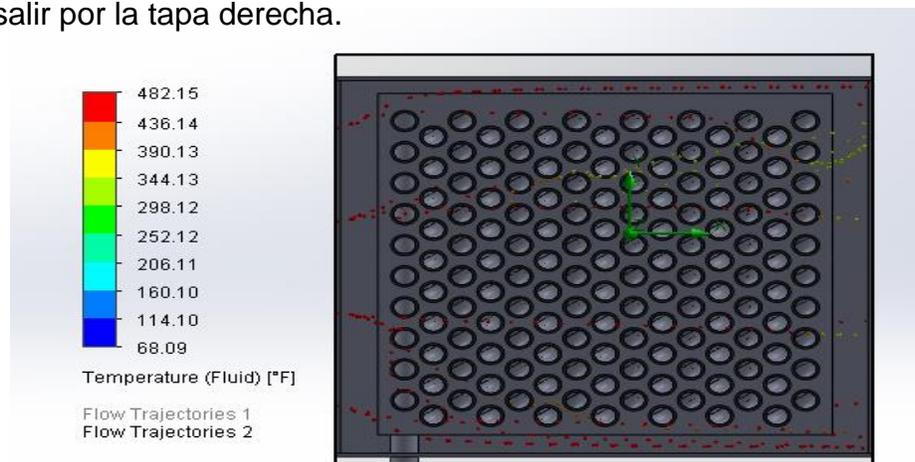


Figura 3.4 Cambio de temperatura de gases de combustión

[Fuente: Elaboración propia]

Se presentó el aumento de la temperatura del agua de alimentación al cruzar por el serpentín, mediante la figura 3.5. Se graficó con flechas, para apreciar la trayectoria del agua a través del banco de tubos. Se observó que el agua ingresa por la parte superior izquierda del banco de tubos a una temperatura de 208°F, y que sale por la parte inferior del banco de tubos a una temperatura aproximadamente de 232°.

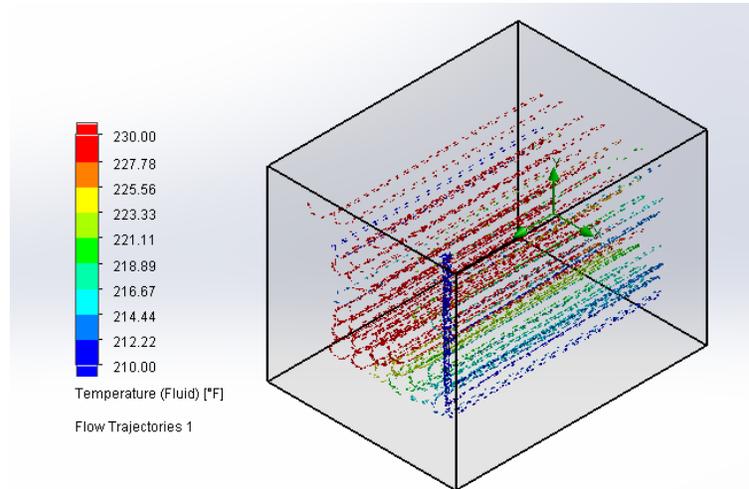


Figura 3.5 Cambio de temperatura del agua de alimentación al circular por el banco de tubos

[Fuente: Elaboración propia]

Se presentó una vista lateral del banco de tubos para apreciar la trayectoria del agua por el banco de tubos, a través de la figura 3.6. Se apreció el ingreso del agua de alimentación por la parte superior izquierda de color a azul, a 210°F.

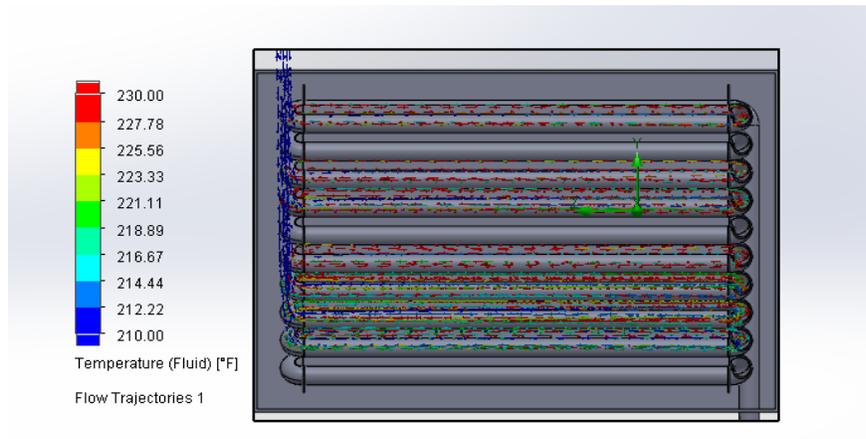


Figura 3.6 Vista lateral del cambio de temperatura de temperatura del agua de alimentación

[Fuente: Elaboración propia]

3.3 Sesgo / VIA

Para obtener veracidad en los resultados obtenidos, al haber utilizado las fórmulas teóricas y finalizada la simulación, se compararon estos dos valores, y se comprobó que los resultados obtenidos mediante ecuaciones y mediante la herramienta “Flow simulation” del programa SolidWorks, tienen margen de error inferior al 5%.

El error entre estos dos valores queda definido de las ecuaciones 3.1 y 3.2.

$$\% Error_{T \text{ de salida-agua}} = \left| \frac{T_{c2} - T_{c2 \text{ sim}}}{T_{c2}} \right| * 100\% \quad (3.1)$$

$$\% Error_{T \text{ de salida-agua}} = \left| \frac{227 - 232}{227} \right| * 100\% = 2\%$$

$$\% Error_{T \text{ de salida-gases}} = \left| \frac{T_{h2} - T_{h2 \text{ sim}}}{T_{h2}} \right| * 100 \quad (3.2)$$

$$\% Error_{T \text{ de salida-gases}} = \left| \frac{399 - 386}{399} \right| * 100\% = 3\%$$

Se presentaron los resultados para el error en los cálculos obtenidos de manera teórica y mediante la simulación mediante la tabla 3.10.

Tabla 3.10 Porcentaje de error en las temperaturas a la salida del economizador

[Fuente: Elaboración propia]

% Error Temperatura del agua de alimentación	2%
% Error Temperatura de los gases de combustión	3%

Esto es una buena aproximación de temperaturas, cabe recalcar que el programa utilizado no toma en cuenta el factor de pérdida de calor hacia los exteriores y también se idealiza flujo totalmente desarrollado el agua de alimentación y a los gases de combustión.

Por lo tanto, se concluye, que las dimensiones escogidas fueron adecuadas para cumplir con los requerimientos de diseño planteados en la sección 2.2.

3.4 Seguridad del equipo

El equipo cuenta con dos sistemas de seguridad, el primero fue la implementación de un bypass al sistema debido a que los gases de combustión

podrían sobrecalentar el agua y sobrepasar la temperatura de diseño de 230 grados Fahrenheit, el bypass permitiría que los gases no pasen por el economizador y este se enfríe.

La implementación de lana mineral también se considera un sistema de seguridad, de esta forma se conoce que el operario no sufrirá lesiones por quemadura, ya que se colocó el aislante definiendo una temperatura de superficie para del economizador para el peor de los casos de 108 grados Fahrenheit (42 grados centígrados).

Es importante tomar en cuenta también los pasos antes y después de que el equipo se encuentre en operación para que este funcione correctamente. El primer paso es el transporte del equipo hacia el lugar de trabajo. Para este paso se puede utilizar un montacargas y herramientas para levantamiento de carga pesada, previo a esto el equipo tuvo que haber aprobado todas las pruebas de calidad.

3.4.1 Instalación del equipo

Se debe de realizar la instalación del equipo en un lugar libre y espacioso en donde se tenga facilidad de acceso para realizar el mantenimiento respectivo. El lugar tampoco puede estar ubicado en un lugar con presencia de riesgos como un incremento de temperatura o presión que puedan perjudicar al equipo. El anclaje del equipo se debe realizar de tal manera que este no sufra ningún tipo de vibraciones que vayan a ser perjudiciales para los componentes internos y externos del mismo.

Para este equipo es necesario observar constantemente y a diario los valores de temperatura y presión de las entradas y salidas. También se debe realizar revisión a las bombas de operación, estas deben trabajar de tal manera que no existan perdidas en la presión dentro del intercambiador, por lo tanto, la ubicación de la bomba con respecto al intercambiador también es importante, un aumento o caída de presión podría perjudicar al equipo y dañar componentes.

Se conoce que la bomba de agua instalada utilizara agua del desaireador, por lo tanto, el agua es tratada previamente, esto nos ayudara a mantener en buen estado la coraza y los tubos, debido a que la corrosión será mínima.

La soldadura realizada en los tubos tendrá que ser minuciosa, en caso de mantenimiento para el haz tubular, se deben desarmar las planchas laterales de la coraza que contienen al haz tubular.

3.5 Plan de mantenimiento

Se conoce que el equipo diseñado es un equipo fijo y no tiene partes mecánicas o móviles. Sin embargo, está expuesto a fluidos y con el tiempo se tendrá un desgaste de los materiales que componen el equipo. Se conoce que para que el intercambiador de calor funcione correctamente los materiales que lo componen deben estar en perfecto estado. Por esta razón se requiere de un mantenimiento con revisiones periódicas ya que el fluido a través de los tubos es un desecho de combustible y existirá material particulado e incrustaciones en los tubos de metal. Se recomienda una revisión para el economizador de dos veces al año y se realizara mediante observación de los tubos y compartimientos de entrada y salida de los fluidos. Esta revisión deberá de ir acompañada con una toma de datos para conocer el estado del intercambiador y como ha estado trabajando, se anotarán los valores de temperaturas de entrada y salida del agua de alimentación en el economizador.

Los posibles problemas que se podrían presentar en el intercambiador con el tiempo son los siguientes, obstrucción de tuberías y lesiones en los tubos debido a hollín acumulado, deformación del material por altas temperaturas.

El plan de mantenimiento se presentó a través de la tabla 3.11.

Tabla 3.11 Plan de mantenimiento del economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Elemento	Frecuencia	Trabajo
Tuberías	6 meses	Se debe utilizar un cepillo para metal y agua a presión, se debe de ser minucioso en la limpieza de las tuberías debido a que por estas se transfiere el calor y es un elemento principal del intercambiador.
Coraza	6 meses	La coraza debe estar sellada con pintura especial que sea térmica y anticorrosiva, de esta forma se va a mantener el acero, cada 6 meses se deberá revisar la pintura y repintar si es necesario.
Aislante térmico	5 años	El aislante térmico tiene una vida útil de 20 años sin embargo se realizarán revisiones cada 5 años para observar si existe desprendimiento o falla en la colocación de este.
Conductos de entrada y salida	6 meses	Se debe de realizar una revisión de las bridas en los conductos de entrada y salida del intercambiador, no deben existir fugas ni corrosión. Corregir en caso de que sea necesario
Uniones de tubería	6 meses	La soldadura de las tuberías debe estar en perfecto estado

3.6 Cálculo rendimiento o eficiencia energética y ahorro de combustible

Se utilizaron las variables detalladas en la ecuación (2.40). Se desconoce la eficiencia de producción de la caldera y la producción de vapor en kg/h, debido a esto se realizaron dos gráficas en Excel y se obtuvo una apreciación del ahorro de combustible, cuando depende de la eficiencia y de la demanda de vapor en la planta.

$$n = \frac{P_v (H_v - h_{fe_1})}{b_1 * PCI}$$

b_1 : Galones de combustible consumidos sin economizador

$$n = \frac{P_v (H_v - h_{fe_2})}{b_2 * PCI}$$

b_2 : Galones de combustible consumidos con economizador

Se asumió una eficiencia de producción de vapor similar en la caldera al implementar el economizador de calor, y una eficiencia de producción de 10,000 kg/h. Se realizó un despeje de la variable b , la cual es la variable galones por hora consumidos, se realizó una diferencia de las ecuaciones y se determinó la diferencia de consumo de galones por hora al implementar el economizador de calor.

$$b_1 - b_2 = \frac{P_v (\alpha_1 - \alpha_2)}{n * PCI}$$

Donde:

$b_1 - b_2$: Delta ahorro

α_1 : Es la diferencia de entalpías en sin el economizador

α_2 : Es la diferencia de entalpías con el economizador

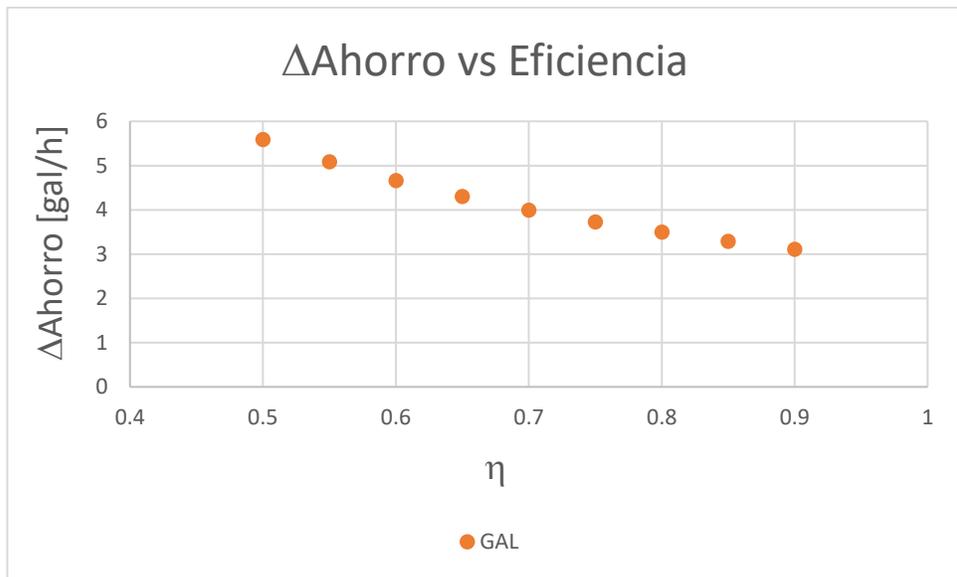


Figura 3.7. Ahorro combustible vs Eficiencia de producción de vapor

[Fuente: Elaboración propia]

En la figura 3.7 se observó que mientras mejor sea la eficiencia de producción de la caldera, más difícil será ahorrar combustible.

Se realizó la figura 3.7, fijando un valor de producción de vapor de 10.000 kg/h, valor estimado otorgado por la empresa.

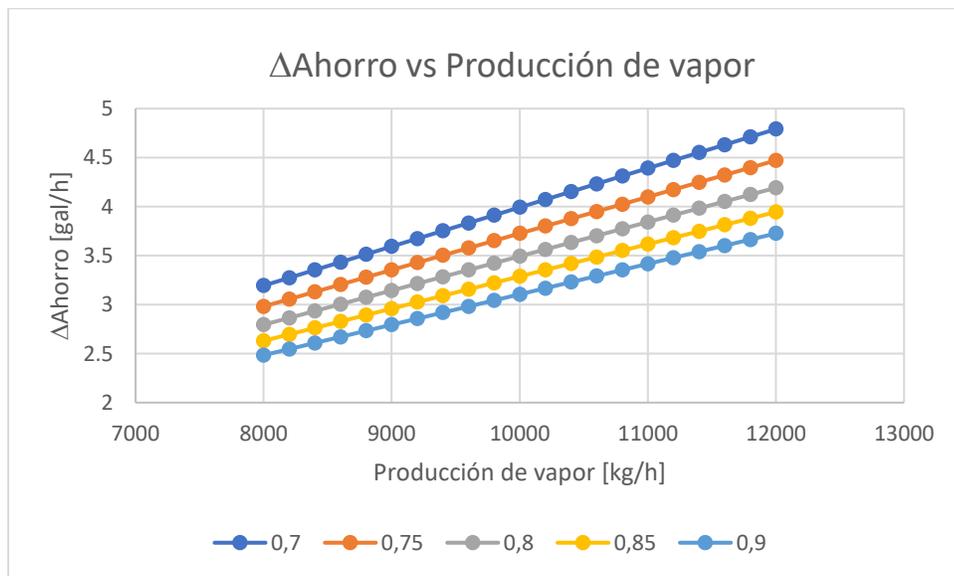


Figura 3.8. Ahorro de combustible vs Producción de vapor

[Fuente: Elaboración propia]

Se realizó la figura 3.8, se determinó el ahorro de combustible en galones por hora, se varió el valor de producción de vapor y se extrapoló hasta un valor de 12.000 kg/h. Se realizaron curvas de eficiencia de producción de vapor, donde se apreció que a medida que aumenta la demanda de vapor en la planta se consigue ahorrar más galones por hora.

La primera curva que se refiere a una eficiencia del 70% y a una demanda de vapor de 8.000 kg/h, se apreció un ahorro de 3,2 gal/h aproximadamente, y para la curva de eficiencia de 90% y a una demanda de vapor de 8.000 kg/h, se apreció un ahorro de 2,5 gal/h.

Para los cálculos, se asumió una curva de eficiencia de producción del 70% y a una demanda de producción de vapor en la planta de 10.000 kg/h.

Por lo tanto, el ahorro de combustible que se obtiene es de 4 gal/h.

Ahorro por hora

$$b_1 - b_2 = 4 \text{ galones/hora}$$

Ahorro diario

$$4 \frac{\text{galones}}{\text{hora}} * 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 32 \frac{\text{galones}}{\text{día}}$$

3.6.1 Costo del combustible

Se conoció que el precio del galón del bunker, que es de \$0,99 por galón.

Con este valor se obtuvo el valor de costo anual, a través de la siguiente ecuación.

$$\text{Valor de combustible con economizador anual} = \frac{0,99\$}{\text{galon}} * 32 \frac{\text{galones}}{\text{dia}} * 250 \frac{\text{dias}}{\text{año}}$$

$$\text{Valor de combustible con economizador anual} = 7.920 \frac{\$}{\text{año}}$$

Se obtuvo un ahorro anual de \$7.920,00 al año, al implementar el economizador de calor.

En la sección 3.7 se tomará en cuenta un valor de \$6.000,00, para los ingresos en la evaluación financiera a un período de cinco años.

3.7 Evaluación financiera

Con el propósito de alcanzar un objetivo específico de este proyecto, se realizó una evaluación financiera sobre la implementación del economizador de calor. Se realizó un flujo de caja proyectado en un período de cinco años, incluyendo los principales costos incurridos en construir un economizador de calor. Los ingresos recaudados a partir de este proyecto correspondieron al ahorro de combustible anual calculado en la sección 3.6.1.

Para la evaluación de nuestro proyecto, se calcularon dos principales indicadores económicos, como son el valor actual neto (VAN) expresado mediante una relación de costo/beneficio, y la tasa interna de retorno (TIR) que indica el tiempo necesario para recuperar la inversión, lo cual va a permitir determinar la rentabilidad de nuestro proyecto.

3.7.1 Fabricación del intercambiador y costos de diseño

Para la fabricación del intercambiador se tomarán en cuenta distintos tipos de costo. El costo de mano de obra, el costo por compra de materiales y transporte, y finalmente el costo ingenieril.

3.7.2 Costo de materiales

Los materiales para utilizar son encontrados en el mercado local y se utilizaron varios proveedores para realizar su compra. A continuación, se muestra una tabla con los costos de materiales mediante la tabla 3.12.

Tabla 3.12 Materiales para el economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Material	Proveedor	Costo unitario (\$)	Cantidad (ud.)	Costo total (\$)
Tubería Cedula 80 Diámetro interno: 2 in Diámetro externo:2,37 in Largo: 6 m	DIPAC	25,27	30	758,10
Láminas de acero A36 4 x 8 ft Espesor: 5mm	DIPAC	112,00	10	1.120,00
Lana mineral (1,22 x 0,50) m	Acimco	10,00	56	560,00
Válvulas de Mariposa 1.31 in	Tuval S. A	80,00	2	160,00
TOTAL (\$)				2.598,10

3.7.3 Costo de mano de obra

El personal encargado de la mano de obra para la fabricación del economizador deberá estar calificado para desarrollar el proyecto. El precio final del proyecto depende del plazo establecido y número de personas que formaran parte durante la construcción del economizador de calor.

El plazo del proyecto será de doce días laborables, lo que equivale dos semanas de trabajo. Se contrató a un ayudante para ensamblar el dispositivo. Aquí se incluye el dimensionamiento de los materiales, el ensamblaje y procesos tales como soldadura, corte de láminas y tubos, doblaje de planchas etc.

Los costos por mano de obra y transporte se presentan mediante la tabla 3.13.

Tabla 3.13 Mano de obra para el economizador

[Fuente: Elaboración propia]

Proceso	Valor unitario (\$)	Cantidad	Valor total (\$)
Corte de láminas de acero	5,00\$	10	50,00
Soldadura y armado	2,00\$	150	300,00
Ingeniero encargado del proceso	700,00	1	700,00
TOTAL (\$)			1.050,00

3.7.4 Costos ingenieriles. Instalación e implementación

Los costos ingenieriles comprenden del diseño y utilización de software para el intercambiador de calor, también existe otra parte ingenieril sobre la construcción donde se aplican procesos de manufactura o revisión sobre soldadura y juntas, de las cuales se encargará el Ingeniero supervisor de proyecto.

La utilización del software para el diseño y dimensionamiento del economizador de calor se realizó en un plazo de ocho días.

Los costos ingenieriles se presentan en la tabla 3.14.

Tabla 3.14 Costos ingenieriles

[Fuente: Elaboración propia]

Ítem	Financiamiento	Valor total (\$)
Software y equipo de computo	Ente financiero	1.000,00
Transporte	Ente financiero	100,00
Alimentación	Ente financiero	150,00
Servicios básicos	Ente financiero	100,00
TOTAL (\$)		1.350,00

El costo total del equipo quedo definido mediante la tabla 3.15, donde se describieron los tres tipos de costo existentes para implementar el equipo.

Tabla 3.15 Costos totales

[Fuente: Elaboración propia]

Tipo de costo	Valor
Materiales	\$2.598,10
Mano de obra	\$1.050,00
Instalación e implementación	\$1.350,00
Total	\$4.998,10

El valor total calculado de los costos para la construcción e instalación del economizador fue de aproximadamente \$5.000,00.

El precio final de nuestro economizador de calor rondara los \$5.500,00, al agregar la instalación de una bomba.

En la sección 3.7.5 se desarrollará el flujo de caja, se calculará el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR), para determinar para la rentabilidad de nuestro proyecto.

3.7.5 Flujo de caja

El período para el cual se analizó el flujo de caja fue de cinco años.

La tasa de descuento utilizada para la evaluación del flujo de caja corresponde a la Tmar mixta, que se la calculó considerando un préstamo del 70% a una entidad bancaria y 30% capital propio. Esta será la tasa esperada de retorno por los inversionistas o por la compañía.

Se presentó la tabla de amortización del préstamo realizado, a través de la tabla 3.16y el flujo de caja mediante la tabla 3.17.

Tabla 3.16 Tabla de amortización

[Fuente: Elaboración propia]

Años	Anualidad	Intereses	Capital	Saldos insolutos
0				3850
1	1.068,03	462,00	606,03	3.243,97
2	1.068,03	389,28	678,75	2.565,22
3	1.068,03	307,83	760,20	1.805,02
4	1.068,03	216,60	851,42	953,60
5	1.068,03	114,43	953,60	0,00

Para el valor de ingresos del flujo de caja se tomó el valor de \$6,000.00, encontrado en la sección 3.6.1, valor que se ahorrara realizada la implementación del economizador de calor.

Se utilizó la ecuación de la depreciación lineal, donde se resta el valor del equipo menos su valor de salvamente, dividido para el período de tiempo que se desea analizar; $(5,500-1,000)/5$, por lo que se obtuvo un valor de \$900, asumiendo un valor de salvamento para el economizador de \$1,000.00 al final de los cinco años de operación y un valor de mantenimiento de \$325.00, se deberán realizar dos mantenimientos en el año para el óptimo funcionamiento del economizador de calor.

Tabla 3.17 Flujo de caja del proyecto

[Fuente: Elaboración propia]

Año	0	1	2	3	4	5
Ingresos	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00
Costos	750,00	750,00	750,00	750,00	750,00	750,00
Depreciación	900,00	900,00	900,00	900,00	900,00	900,00
Intereses		462,00	389,28	307,83	216,60	114,43
Util. antes imp		3888,00	3960,72	4042,17	4133,40	4235,57
Impuestos (0,25)		972,00	990,18	1010,54	1033,35	1058,89
Util. Después imp		2916,00	2970,54	3031,63	3100,05	3176,68
Depreciación	900,00	900,00	900,00	900,00	900,00	900,00
Capital		606,03	678,75	760,20	851,42	953,60
VS						1.000,00
FNE		3.209,97	3.191,79	3.171,43	3.148,62	4.123,08
Tmar_mixta	0,138	0,138	0,138	0,138	0,138	0,138
Valor actual	-1.650,00	2.820,71	2.464,62	2.151,93	1.877,38	2.160,28
VPN		9824,92				
TIR		158%				

Con base en los resultados que se obtuvieron en el flujo de caja, se evidenció el valor actual neto positivo y la tasa interna de retorno superior a la Tmar mixta.

Estos resultados mostraron que la implementación de nuestro proyecto es rentable, es decir que se recupera el valor de la inversión y se obtiene un retorno superior al esperado.

3.7.6 Relación costo/beneficio

Adicionalmente, como parte de la evaluación del proyecto, se realizó el análisis beneficio/costo, que mide la relación que existe entre los ingresos y los costos en el proyecto, y se presentaron a través de las tablas 3.18 y 3.19 respectivamente.

Tabla 3.18 Tabla de valores de beneficios

[Fuente: Elaboración propia]

Beneficios (\$)	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00	6.000,00
Valor actual (\$)		5.272,41	5.272,41	5.272,41	5.272,41	5.272,41
Valor actual de los ingresos totales netos (\$)		32.362,04				

Tabla 3.19 Tabla de valores de costos

[Fuente: Elaboración propia]

Costos	750,00	2.184,00	2.129,46	2.068,37	1.999,95	1.923,32
Costos Actual		1.919,16	1.871,23	1.817,55	1.757,43	1.690,09
Valor actual de los costos de proyecto		9.805,45				

$$B/C = 32.362,04 / 9.805,45$$

$$B/C = 3.30$$

Se obtuvo una relación beneficio/costo de 3.30, valor superior a 1 por lo tanto, se concluyó que es adecuada la implementación de economizador de calor en la caldera.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para obtener las conclusiones del proyecto realizado se tomaron en cuenta todos los objetivos planteados en el capítulo 1 y se realizó un análisis de cada uno de los resultados obtenidos.

Se hizo énfasis en los resultados para ahorro de combustible que se obtuvieron mediante las figuras 3.7 y 3.8, así como también el margen de error existente entre las temperaturas de salida del economizador de calor que se obtuvieron por simulación y con los cálculos experimentales.

Se conoce que existe un amplio campo del tema por lo que se plantearon varias recomendaciones a tener en cuenta al realizar el proyecto.

4.1 Conclusiones

Mediante el estudio y diseño realizado del economizador se lograron obtener varias conclusiones importantes. El método LMTD y el método de NUT difieren en una cantidad mínima sobre las temperaturas por lo que son métodos apropiados para encontrar los parámetros de diseño en un intercambiador de calor.

Al realizar una iteración disminuyendo el número de tubos existentes y aumentando la longitud de los tubos se logra obtener un economizador más compacto, debido a que el número de pasos va aumentando, sin embargo, el aumento del área frontal de flujo de gases no se vuelve tan significativa.

La selección de todos los materiales del economizador quedo definido mediante cálculos, y se utilizaron dimensiones de tubos disponibles en catálogos de empresas del mercado local.

Se concluye que en caso de existir un sobrecalentamiento del agua existiría evaporación dentro del economizador, por lo tanto, se colocó un bypass en caso de que llegue a ocurrir un aumento de temperatura de los gases de combustión, brindando así seguridad al economizador de calor.

La temperatura de gases del economizador disminuyó en aproximadamente 100 grados Fahrenheit mientras que para el agua solo aumento en 20 grados Fahrenheit, por lo tanto, se puede concluir que el calor transferido del gas hacia el agua es bajo, debido a la conductividad térmica que posee el gas.

Es difícil obtener una eficiencia mayor a 60% en un economizador de calor. Se evidenció en la efectividad del economizador la cual nos dio un porcentaje de 38%.

El economizador diseñado con ayuda de las ecuaciones empíricas, en comparación con la simulación realizada con la herramienta "Flow simulation", no tuvo gran diferencia en cuanto a las temperaturas de salida de los fluidos del economizador.

Se evidenció un error de 2% para la temperatura del agua de alimentación y un error de 3% para la temperatura de los gases de combustión, en cuanto a la comparación de lo obtenido empíricamente y mediante la simulación, estos valores fueron detallados en la sección 3.3, mediante la tabla 3.10.

Se elaboró el plan de mantenimiento en la sección 3.5 y se lo detalló a través de la tabla 3.11.

Se concluye que se realizara un mantenimiento cada 6 meses. Esto se necesita realizar debido al desgaste provocado por la corrosión provocada por el ambiente en el que se trabaja y deposición de hollín en los tubos.

También se logró obtener curvas del ahorro de combustible, con ayuda de la ecuación (40), de eficiencia o rendimiento energético de una caldera, ecuación que posee como una de sus variables el flujo de combustible utilizado para la producción de vapor.

El ahorro de combustible es mucho mayor mientras la caldera tiene menor eficiencia, es decir que la implementación de un economizador de calor solo es factible para calderas cuya eficiencia se ha visto afectada por los años de uso.

Se obtuvo un valor positivo para el valor actual neto y una tasa interna de retorno superior a la tasa de interés del banco y empresa, se detallaron estos resultados en la sección 3.7.5, mediante la tabla 3.17.

El tiempo de retorno de la inversión es de un año, pudiendo concluir así que, el proyecto es viable y sustentable económicamente.

4.2 Recomendaciones

-Se recomienda obtener datos más exactos de las propiedades de los gases de combustión que expulsa la caldera. Datos inexactos podrían afectar al diseño y dimensionamiento del economizador.

- Al momento de realizar la instalación se recomienda tener en cuenta que la ubicación de la tubería para entrada de agua de alimentación debe ser colocada en el extremo donde los gases salen a menor temperatura

- Se recomienda colocar un extractor en la salida de la chimenea para obtener así una mejor circulación y enfriamiento de gases de combustión que ya realizaron el recorrido por el economizador de calor.

- Se recomienda utilizar un soporte que reduzca en lo más mínimo las vibraciones dentro del economizador, estas vibraciones pueden afectar con el tiempo a los tubos y a los componentes que lo sostienen.

-Se recomienda seguir los pasos descritos en la sección del plan de mantenimiento, caso contrario el economizador presentaría daños a corto plazo.

-Se recomienda colocar sopladores de hollín dentro del economizador para mejorar el mantenimiento del economizador

- Instalar sensores de presión y temperatura a las salidas y entradas del economizador es una buena opción para tener control sobre la operación del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

- Incropera, F., & DeWitt, D. (2009). "**Introduction to heat transfer**. Hoboken, N.J.: Wiley".
- Cabanzón Labat, J. (2018). "**Diseño y cálculo de un intercambiador de calor**", Accedido el 4 de Diciembre, 2020, desde : <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/13702/407960.pdf?sequence=1>.
- Guiot Melo, J., & Ramos Rojas, D. (2018). "**Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP**". Tesis de Grado, Universidad de Bogotá. Accedido el 1 de Diciembre, 2020 desde <http://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6915/1/4122593-2018-2-IM.pdf>.
- LLangari LLinguin, V., & Solis Sánchez, G. (2012) "**Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos**". Tesis de grado, Escuela Politécnica Superior del Chimborazo, Accedido el 9 de diciembre, 2020 desde: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2355/1/15T00517.pdf>
- Janna, W. S. (2015). "**Design of Fluid Thermal Systems (Fourth Edition ed.)**". Standford, USA: CENGAGE Learning. Accedido el 5 de Diciembre, 2020
- Abarca Bahomondes, P. "**Descripción de calderas y generadores de vapor**" ACHS. Accedido el 1 de diciembre, 2020, Desde <https://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf>
- Cengel, Y. A.; Boles, M.A (1996): "**Termodinámica**". México: Mc Graw-Hill/ INTERAMERICANA EDITORES S.A.
- Crane, (2000) "**Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías**", México: Mc Graw-Hill/ INTERAMERICANA EDITORES S.A.
- Mott, R. (2006). "**Mecánica de Fluidos**". 6ta edición. México: Pearson education.
- ABSORSISTEM S.L. (15 de Enero de 2012). "**Calderas con tubos múltiples de humo- Pirotubulares**". Obtenido de <https://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/pirotubulares>

- ABSORSISTEM S.L. (15 de Enero de 2012). "**Descripción de calderas y generadores de vapor**": ABSORSISTEM S.L. Obtenido de <https://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/descripci%C3%B3n-de-calderas-y-generadores-de-vapor>
- Ecu Red. (10 de Mayo de 2015). "**Economizador**". Obtenido de <https://www.ecured.cu/Economizador>
- Julio C. Sanchis_Calderas Industriales. (24 de Diciembre de 2015). "**La ubicación de los economizadores**". Obtenido de <https://www.calderasformacion.com/la-ubicacion-de-los-economizadores/>
- SERVITEC. (2 de Junio de 2015). "**Los economizadores en las calderas de vapor**". Obtenido de <https://www.calderasvapor.com/los-economizadores-en-las-calderas-de-vapor/>

APÉNDICES

APÉNDICE A. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS Y CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Gases de combustión idealizado como aire.

Tabla A.1 Propiedades del aire

[Fuente: Termodinámica Cengel y Boles]

Propiedades	Valor
Viscosidad dinámica	0,065 lbm/ft^3h
Densidad	0,045 lbm/ft^3
Calor específico	0,40 $BTU/lbm^{\circ}F$
Conductividad térmica	0,040 $BTU/hlbm^{\circ}F$

Agua de alimentación

Tabla A.2 Propiedades del agua de alimentación

[Fuente: Termodinámica Cengel y Boles]

Flujo másico de agua	53.193,89 lbm/h
Temperatura de entrada	210,2 $^{\circ}F$
Densidad	59,8 lbm/ft^3
Calor específico	1,008 $BTU/lbm^{\circ}F$
Conductividad térmica	0,394 $BTU/hlbm^{\circ}F$
Viscosidad dinámica	0,00000583 lb/fts
Viscosidad cinemática	3,135E-06 ft^2/s
Número de Prandtl	1,7

Cálculos

Espesor de coraza

$$e = \frac{p * R}{S * E - (0.6 * p)} = 0.016 \text{ ft}$$

Propiedades del Fluido

Fluido caliente (gases de combustión)

$$\dot{m}_h: 27.530 \text{ lb/h}$$

$$T_{h1}: 482 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\rho: 0,045 \text{ lb/ft}^2$$

$$C_p: 0.4 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$k_f: 0,040 \text{ btu/hft}^\circ\text{F}$$

$$Pr: 0,8$$

$$v: 4,75 * 10^{-4} \text{ ft}^2/\text{s}$$

Datos para tuberías

$$S_t: 0,295 \text{ ft}$$

$$S_L: 0,21 \text{ ft}$$

$$N: 10$$

Datos para Coraza

$$L: 4,26 \text{ ft}$$

$$b: 2,95 \text{ ft}$$

Calor requerido

$$q = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{h1} - T_{h2})$$

$$q = 53.193,98 \cdot 1,008 \cdot (228 - 210) = 900.808,13 \text{ Btu}$$

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{q}{\dot{m}_h C_{ph}}$$

$$T_{h2} = 482 - \frac{900.808,13}{27.530 * 0,4} = 400^\circ\text{F}$$

$$S = \frac{228 - 210}{482 - 210} = 0,06$$

$$R = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}{\dot{m}_w \cdot C_{pw}} = \frac{53193.98 \cdot 1,008}{27530 \cdot 0,4} = 4,86$$

$$F = 0,99$$

$$LMTD = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})} \right]}$$

$$LMTD = \frac{(482 - 228) - (400 - 210)}{\ln \left[\frac{(482 - 228)}{(400 - 210)} \right]} = 221 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Áreas transversales

$$A_t = \frac{\pi ID^2}{4}$$

$$A_t = \frac{\pi(0.166)^2}{4} = 0,021 \text{ } ft^2$$

$$A_s = l * b$$

$$A_s = 2,95 * 4,26 = 12,56 \text{ } ft^2$$

Velocidades

$$V_t = \frac{\dot{m}_c'}{\rho_t A_t}$$

$$\dot{m}_c': \frac{\dot{m}_c}{N}$$

$$\dot{m}_c': \frac{(53193,98)}{10} = 5.319,98 \text{ } lb/h$$

$$V_t = \frac{(5319,98)}{(0,59)(0,021)} = 1,15 \text{ } ft/s$$

$$V_s = \frac{(27530)}{(0,038)(12,56)} = 16,01 \text{ } ft/s$$

$$S_d : \sqrt{\left(\frac{S_t}{2}\right)^2 - S_t^2}$$

$$S_d : \sqrt{\left(\frac{0,295}{2}\right)^2 - 0,21^2} = 0,248 \text{ ft}$$

$$2(S_d - OD) < S_t - OD$$

$$2(0,248 - 0,197) < 0,21 - 0,197$$

$$0,102 < 0,013 \text{ (no cumple)}$$

Por lo tanto, se usa la siguiente correlación definida a través de la ecuación (18).

$$V_{smax} = \frac{S_t}{(S_t - OD)} V_s$$

$$V_{smax} = \frac{0,295}{(0,295 - 0,197)} (16,01) = 45,85 \text{ ft/s}$$

Número Reynolds

$$Re_t = \frac{V_t I D_t}{\nu}$$

$$Re_t = \frac{(1,15)(0,166)}{(2,73 \times 10^{-6})} = 70.345,53$$

$$D_h = \frac{4 \times A_s}{P}$$

$$D_h = \frac{4 \times (12,56)}{(14,42)} = 3,48 \text{ ft}$$

$$Re_s = \frac{V_{smax} D_h}{\nu}$$

$$Re_s = \frac{(45,85)(3,48)}{(4,75 \times 10^{-4})} = 336.437,58$$

Tipo de flujo en el economizador de calor

$$Nu_t = \frac{h_i ID_t}{k_f} = 0.23 Re_t^{4/5} Pr^n$$

n : 0.4 Si el fluido está siendo calentado

n : 0.3 Si el fluido está siendo enfriado

$$Re_t > 2200$$

$$0,7 < Pr < 160$$

$$\frac{L}{D} > 60$$

$$Nu_t = 0,23(70.345,53)^{4/5}(1,53)^{0,4} = 118,03$$

$$Nu_s = \frac{h_o OD_t}{k_f} = C_1 * 1.13 Re_t^m Pr^{0.33}$$

$$Re_t > 2000$$

$$Pr > 0$$

$$N > 10$$

$$Nu_s = \frac{h_o OD_t}{k_f} = 0,55 * 1,13 (336,437,58)^{0,59} (0,65)^{0,33} = 983,05$$

Coefficientes de convección

$$h_i = \frac{Nu_t k_f}{ID_t}$$

$$h_i = \frac{(118,03)(0,38)}{(0,166)} = 270,16 \frac{Btu}{hft^2 \circ R}$$

$$h_t = \frac{h_i ID_t}{OD_t}$$

$$h_t = \frac{(270,16)(0,166)}{(0,197)} = 227,67 \frac{Btu}{hft^2 \circ R}$$

$$h_o = \frac{Nu_s k_f}{OD_t}$$

$$h_o = \frac{(983,05)(0,04)}{(0,197)} = 11,28 \frac{Btu}{hft^2 \circ R}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$U_o = \frac{(270,16)(11,28)}{(270,16) + (11,28)} = 10,82 \frac{Btu}{hft^2 \circ R}$$

Dimensionamiento

$$q = U_o A_o F(LMTD)$$

$$A_o = \frac{q}{U_o F LMTD}$$

$$A_o = \frac{900,808.13}{(10,82)0,99(220,90)} = 380,39 ft^2$$

$$A_o = NM\pi ODL$$

$$M = \frac{(380,39)}{10\pi(0,197)(4,26)} = 15$$

$$N_T = N * M$$

$$N_T = 15 * 10 = 150 \text{ tubos de } 1.3 \text{ m}$$

Cálculo de espesor

$$Q = h_s A_s (T_s - T_\infty)$$

$$A = L * b$$

$$A = (4,26)(2,95) = 12,56 ft^2$$

$$Ra_l = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

$$Ra_l = \frac{32,2 * 6,251 * 10^4 * (102 - 80)4,26^3}{0,61^2} = 9,2 * 10^9$$

$$Nu_\infty = 0,1(9,2 * 10^9)^{\frac{1}{3}} = 209,55$$

$$h_s = \frac{kNu_\infty}{L}$$

$$h_s = \frac{0,014 * 209,55}{5} = 0,62 \frac{Btu}{hft^2 \circ R}$$

$$Q = 0,62 * 12,56 * (102 - 80) = 171,31$$

$$Q = \frac{(T_{prom} - T_\infty)}{\sum R}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA}$$

$$(ambiente)R_{conv1} = \frac{1}{0,62 * 12,56} = 0,12$$

$$(interno)R_{conv2} = \frac{1}{42,77 * 12,56} = 0,0018$$

$$R_{cond} = \frac{L}{kA}$$

$$R_{cond} = \frac{0,01}{20 * 12,56} = 3,98 * 10^{-5}$$

$$L = kA \left[\left(\frac{T_{prom} - T_\infty}{Q} \right) - R_{conv1} - R_{conv2} - 2R_{cond} \right]$$

$$L = 0,4 \left[\left(\frac{347 - 80}{344,06} \right) - 0,12 - 0,0018 - 2 * 3,98 * 10^{-5} \right]$$

$$L = 0,26ft = 8 \text{ cm}$$

APÉNDICE B. CAÍDA DE PRESIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN Y DEL AIRE

Caída de presión del flujo de agua

Propiedades del agua a 98°C

$$\nu = 0,295 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\rho = 958 \frac{kg}{m^3}$$

$$V = 3,5 \text{ m/s}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$d = 2" = 0,0508 \text{ m}$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = 6,02 * 10^5$$

Tramo de 3m (vertical)

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,046}{50,8} = 0,0009$$

$$f = 0.021$$

$$h_f = (0,021) \left(\frac{3}{0,0508} \right) \frac{(3,5^2)}{2 (9,8)}$$

$$h_f = 0,77 \text{ m}$$

$$\Delta P = h_L \rho g$$

$$\Delta P = 0,77(958)(9,8)$$

$$\Delta P = 7.236,44 \text{ Pa} = 1.05 \text{ psi}$$

Serpentines

$$\Delta P = \frac{(18 * 10^{-6}) K \rho Q^2}{d^4}$$

$$K = f \frac{L}{d}; f = 0,02 \text{ tubería 2" cédula 80}$$

$$L = 150 \text{ m} = 492 \text{ ft (12)} = 5.904 \text{ in}$$

$$K = 0,02 \frac{5904}{2}$$

$$K = 59,04$$

Codos de 90°

$$K = 2(20)(0,023) = 0,92(10 \text{ filas}) = 9,2$$

Codos de 180°

$$K_b = (n - 1) \left(0,25\pi * f_t * \frac{r}{d} + 0,5K \right) + K$$

$$K_b = (10 - 1) \left[\left(0,25\pi * 0,02 * \frac{39,11}{50,8} \right) + 0,5(0,92) \right] + 0,92$$

$$K_b = 5,16$$

$$\Delta P = \frac{(18 * 10^{-6}) (59,04 + 9,2 + 5,16)(59,8) 5.44^2}{2^4}$$

$$\Delta P = 0,15$$

Por tanto

$$\Delta P_{TOTAL} = 1,05 + 0,15 = 1,2 \text{ psi}$$

Caída de presión de gases de combustión

$$N_L = 15$$

$$Re_{D \max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$$

$$\rho = 1,18 * 10^{-3} \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3} = 1,18 * 10^{-3} \frac{\text{lb}_f \text{ s}^2}{\text{ft}^4}$$

$$V_{\max} = 45,85 \text{ ft/s}$$

$$D_{\text{ext}} = 2,37 \text{ in} = 0,1975 \text{ ft}$$

$$\mu = \left(4,75 * 10^{-4} \frac{\text{ft}^2}{\text{s}} \right) \left(1,18 * 10^{-3} \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3} \right) = 5,61 * 10^{-7} \frac{\text{lb}_f \text{ s}}{\text{ft}^2}$$

$$Re_{D \max} = \frac{(1,18 * 10^{-3})(45,85)(0,1975)}{5,61 * 10^{-7}}$$

$$Re_{D_{max}} = 19.046$$

$$P_T = \frac{S_T}{D} = \frac{0.295(12)in}{2.37} = 1,49$$

$$P_L = \frac{S_T}{D} = \frac{0.21(12)in}{2.37} = 1,06$$

$$\frac{P_T}{P_L} = 1,4$$

Se utilizó la gráfica 2.1 para encontrar factor de fricción f y el factor de correlación X .

Se obtuvieron los siguientes valores: $X=1,04$ y $f=0,6$ aproximadamente

$$\Delta P = 15 (1,04) \left[\frac{\left(1,18 * 10^{-3} \frac{lb_f s^2}{ft^4} \right) 45,85^2}{2} \right] 0,5$$

$$\Delta P = 9,67 \text{ psi} * \frac{100 \text{ kPa}}{14,5 \text{ psi}} * \frac{1 \text{ m. c. a}}{9,81 \text{ kPa}}$$

$$\Delta P = 6.8 \text{ m. c. a}$$

APÉNDICE C. TABLA DE MATERIALES NORMA ASME SECCIÓN II

Anexo 2 Tabla de Materiales: Subparte 1, Sección II, Parte D

TABLA 1 A: Sección I; Sección III, Clases 2 y 3; Sección VIII, División 1; y Sección XII
Características de los materiales ferrosos
(Ver límites máximos de temperatura restringidos por Clase)

Item No	Tensión retorna mínima MPa	Aplicabilidad y límites temp. máx. (NP = No Permitido) (SPT = sólo en apoyos)			N° Gráfico para presión externa	Notas	Forma del producto	Especi- ficación No	Tipo/ grado	Designación aleación UNS N°		
		I	III	III-1							XII	
1	275	140	NP	NP	343	NP	CS-6	...	Chapa	SA-1008	CS-A	...
2	275	140	NP	NP	343	NP	CS-6	...	Chapa	SA-1008	CS-B	...
3	310	155	NP	343	C	482	343	CS-6	G10, G22, T10	SA-675	4.5	...
4	310	165	NP	149	C	NP	NP	CS-1	W12	SA-134	A203A	...
5	310	165	NP	149	C	343	343	CS-1	...	SA-283	A	...
6	310	165	482	371	NP	482	343	CS-1	G10, T2	SA-285	A	K01700
7	310	165	NP	371	NP	NP	NP	CS-1	S6, W10, W12	SA-672	A45	K01700
8	310	170	NP	NP	482	343	343	CS-1	G10, T2	SA-414	A	K01501
9	325	180	538	NP	NP	NP	NP	CS-1	G4, G10, S1, T2, W13	SA-178	A	K01200
10	325	180	538	NP	538	343	343	CS-1	G3, G10, G24, S1, T2, W	SA-178	A	K01200
11	325	180	NP	NP	482	343	343	CS-1	G10, T2	SA-179	...	K01200
12	325	180	538	NP	538	343	343	CS-1	G10, S1, T2	SA-192	...	K01201
13	325	180	NP	NP	538	343	343	CS-1	G24, T2, W6	SA-214	...	K01807
14	325	180	NP	NP	538	343	343	CS-1	G10, T2	SA-256	A2	K01807
15	325	180	NP	NP	538	343	343	CS-1	G24, T2, W6	SA-257	A2	K01807
16	330	205	482	NP	NP	NP	NP	CS-2	G3, G10, S1, T2	SA-53	E/A	K02504
17	330	205	482	149	C	NP	NP	CS-2	G10, S1, T2, W12, W13	SA-53	E/A	K02504
18	330	205	NP	NP	482	343	343	CS-2	G24, T2, W6	SA-53	E/A	K02504
19	330	205	399	NP	NP	NP	NP	CS-2	G2, G10, S10, T2, W15	SA-53	E/A	...
20	330	205	482	149	C	NP	NP	CS-2	G10, S1, T2	SA-53	S/A	K02504
21	330	205	NP	371 (SPT)	482	343	343	CS-2	G10, T2	SA-53	S/A	K02504
22	330	205	538	371	538	343	343	CS-2	G10, S1, T1	SA-106	A	K02501
23	330	205	NP	NP	482	343	343	CS-2	G24, T2, W6	SA-135	A	...
24	330	205	538	NP	NP	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1	SA-369	PPA	K02501
25	330	205	NP	149	C	NP	NP	CS-2	...	SA-387	...	K11500

Tabla A.3 Propiedades del material

[Fuente: ASME sección II]

Anexo 2 (continuación) Tabla de Materiales: Subparte 1, Sección II, Parte D

Tabla 1 A (continuación): Sección I; Sección III, Clases 2 y 3; Sección VIII, División 1; y Sección XIII
Tensiones máximas admisibles, S, para materiales ferrosos en función de la temperatura

N°	Tensiones admisibles máximas en MPa cuando la temperatura no en °C no excede:																		
	30 a 40	65	100	125	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575
1	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	76,0	71,6	69,6	67,8
2	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	76,0	71,6	69,6	67,8
3	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,4	85,0	80,7	78,4	75,8	73,5	71,5	64,0	56,1	44,5	31,7
4	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9
5	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	86,3	83,8	81,4
6	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	86,3	83,8	81,4	78,8	73,4	64,0	56,1	44,5	31,7
7	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	86,3	83,8	81,4	78,8
8	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,5	87,5	84,8	81,2	73,4	64,0	56,1	44,5	31,7
9	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	91,9	90,7	87,8	84,3	73,3	63,9	56,2	44,5	31,9	21,8	12,7
10	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,1	77,1	74,7	71,4	62,3	54,2	47,6	37,7	27,1	18,5	10,6	...
11	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	91,9	90,7	87,8	84,3	73,3	63,9	56,2	44,5	31,9
12	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	91,9	90,7	87,8	84,3	73,3	63,9	56,2	44,5	31,9	21,8	12,7
13	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,1	77,1	74,7	71,4	62,3	54,2	47,6	37,7	27,2	18,5	10,6	...
14	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4	91,9	90,7	87,8	84,3	73,3	63,9	56,2	44,5	31,9	21,8	12,7
15	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,6	78,1	77,1	74,7	71,4	62,3	54,2	47,6	37,7	27,1	18,5	10,6
16	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	79,8	71,6	62,3	53,7	43,9	32,9	21,7
17	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,5	84,5	73,3	62,8	51,2	38,3	25,3
18	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	79,8	71,6	62,4	54,9	47,5	40,1	32,6
19	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5	56,5	56,0	50,7	43,8
20	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,5	84,5	73,3	62,8	51,2	38,3	25,3
21	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,6	84,4	73,3	64,7	56,0	47,6	36,2
22	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,6	84,4	73,3	64,7	56,0	47,6	36,2	23,5	11,2	...
23	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	80,7	79,8	71,6	62,4	54,9	47,5	40,1	32,6
24	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,5	84,5	73,3	62,8	51,2	38,3	25,3	14,9	5,88	...
25	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	93,5	84,5	73,3	62,8	51,2	38,3	25,3

Tabla A.4 Tensiones admisibles

[Fuente: ASME sección II]