

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN
RECUPERADOR DE CALOR RESIDUAL (ECONOMIZADOR) EN UNA CALDERA
PIROTUBULAR DE 2000 Kg/h DE VAPOR EN LA INDUSTRIA CAMANCHACA”**

Seminario de titulación presentado en conformidad a los requisitos para optar al título de Ingeniero de Ejecución en Mecánica.

PROFESOR GUÍA:

SR. REINALDO SÁNCHEZ ARRIAGADA

OMAR ESTEBAN CARRASCO CORNEJO

CONCEPCIÓN – CHILE

2023

RESUMEN

Un economizador es un dispositivo mecánico provisto de tubos aleteados, que permiten recuperar parte del calor sensible de los productos de la combustión que emite una caldera, transfiriéndolo al agua de alimentación de dicha caldera, con el fin de aumentar la eficiencia térmica. En el siguiente proyecto, se presenta una evaluación técnica para la implementación de un economizador en una caldera pirotubular, con una producción de 2 ton/h de vapor. Dicha evaluación incluye el cálculo termodinámico, cuyos resultados permiten proyectar un diseño del economizador, usando los parámetros obtenidos, junto con una evaluación económica.

El diseño estará compuesto por tubos con aletas anulares de perfil circular, dispuestos en 3 columnas, y 10 niveles. Los tubos transportan agua que inicialmente está a 65°C, temperatura que resulta de un sistema de precalentamiento con vapor producido por la caldera. El economizador aumentará la temperatura de alimentación de la caldera, utilizando para ello los gases de combustión a 240°C como agentes de transferencia de calor, los que se emiten al quemar gas licuado de petróleo (GLP).

El economizador diseñado tendrá una longitud de tubos aleteados de 18 m, un número total de 30 tubos, una profundidad del conducto del gas de 0.6 m.

El análisis de costos para observar el ahorro de combustible y el tiempo de recuperación de la inversión son favorables y propicios para una futura inversión.

Palabras claves: Economizador, Gases de combustión, Tubos aleteados, Caldera, Calor, Coeficiente de transferencia de calor, Inversión.



SIMBOLOGÍA

GLP	Gas licuado del petróleo
\dot{m}_v	Flujo de Vapor
\dot{m}_c	Flujo combustible
P_v	Presión de trabajo agua/vapor caldera
T_{a1}	Temperatura ingreso agua a caldera
PCI	Poder calorífico Inferior
PM	Peso molecular
E_{gas}	Energía disipada de los gases
T_{ref}	Temperatura de referencia gas (15°C)
T_g	Temperatura específica del gas (240°C)
h_{gas}	Entalpia de gas
η	Rendimiento de la caldera
h_{2a}	Entalpia de salida de los gases
h_{1a}	Entalpia de entrada de los gases
T_{2g}	Temperatura de salida de los gases
T_{1g}	Temperatura de entrada de los gases
A	Área de transferencia de calor
U_{DI}	Coefficiente global de transferencia de calor
Δt_{MLDT}	Diferencia media logarítmica de la temperatura
Nu	Número adimensional Nusselt
Re	Número adimensional Reynolds
G_s	Velocidad por unidad de área de gases
a_s	Área proyectada de tubos y aletas
h_f	Coefficiente de transferencia de calor
Pr	Número de Prandtl
a_t	Área total de flujo
N_t	Número de tubos por banco
a'_t	Sección de área interior del tubo
H	Altura interior del economizador
C_h	Capacidad calorífica máxima
ΔP	Perdida de carga
P_a	Potencia adicional para la circulación del agua

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 DESCRICIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2 OBJETIVO GENERAL	4
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.4 PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN	5
1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA O INVESTIGACIÓN.....	5
1.6 VIABILIDAD	6
1.7 RESULTADOS ESPERADOS O HIPÓTESIS.....	6
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO	8
2.1 PRINCIPIOS TERMODINÁMICOS	9
2.2 CALDERAS DE VAPOR.....	10
2.3 CALDERA PIROTUBULAR	11
2.4 RECUPERADOR DE CALOR	11
2.5 RECUPERADORES MEDIANTE ECONOMIZADORES.....	12
2.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR	13
2.7 CHIMENEA.....	14
2.8 TRANSFERENCIA DE CALOR	14
2.8.1 Transferencia de calor por conducción.....	14
2.8.2 Transferencia de calor por convección	15
2.8.3 Transferencia de calor por radiación	16
CAPÍTULO 3 MEMORIA DE CÁLCULO	18
3.1 DATOS CONSIDERADOS:	18
3.2 COMBUSTIÓN.....	21
3.3 CALOR CEDIDO AL AGUA	23
3.4 LADO GASES.....	32
3.5 LADO AGUA	39
3.6 CALCULO NÚMERO DE NIVELES/BANCOS	43
3.7 CALCULO PÉRDIDAS DE CARGA GAS Y AGUA.....	45
3.8 MEJORA DE RENDIMIENTO POR EL ECONOMIZADOR CALCULADO.....	50
3.9 ANÁLISIS DE AHORRO DE COMBUSTIBLE	51
3.10 COSTO DE INVERSIÓN.....	51



3.11	COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR	52
3.12	ESTADO DE RESULTADO PARA IDENTIFICAR EL RETORNO DE LA INVERSIÓN .	53
CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES		54
BIBLIOGRAFÍA.....		55
ANEXOS		57



INTRODUCCIÓN

La problemática de la eficiencia energética y el uso racional toma cada vez más relevancia a nivel mundial, es muy apreciable la acelerada demanda de energía y el impacto negativo evidente en el cambio climático. Todos estos factores han llevado a buscar métodos que permitan disminuir los elevados consumos de combustibles fósiles y la contaminación atmosférica. La planificación energética sustentable, entendiéndola por tal a aquella que hace un buen uso de los recursos naturales, nos permite disminuir las emisiones de carbono. Las calderas y generadores de vapor a nivel industrial y en general el sector industrial es el que demanda mayor consumo de energía.

La industria chilena no está ajena a esta problemática, en este sentido el gobierno y particulares han hecho un gran esfuerzo, comprometiendo recursos para aumentar la matriz energética, incorporando las energías renovables con el fin de alcanzar en el año 2050 la carbono neutralidad.

Las calderas son máquinas térmicas, que transforman el agua líquida en vapor a alta presión, la energía necesaria para producir el vapor de agua se obtiene de las reacciones de combustión de un combustible sólido, líquido o gas, juntamente con el oxígeno del aire. La generación de vapor en una caldera conlleva a un consumo significativo de combustible y el uso de un economizador se hace relevante. El objetivo es utilizar el calor residual de los gases de combustión para precalentar el agua de alimentación que ingresa a la caldera, con la finalidad de aumentar su eficiencia, disminuyendo consumo de combustible y, por ende, reducir la huella de carbono.

La temperatura de los gases de combustión que salen por la chimenea representa uno de los mayores porcentajes de pérdida generados por una caldera. Estas pérdidas de calor asociadas a los productos (gases) de la combustión (en chimenea) representa alrededor de un 18% para el caso de las calderas que utilizan gas y un 12% para el caso de las calderas que utilizan carbón o petróleo. En la



mayoría de los casos, dado que la temperatura de salida de los gases de combustión es de 230°C como mínimo, es posible recuperar el calor sensible de estos gases, incluso hasta 170°C (caso Fuel-Oil), instalando un economizador al final del recorrido de los gases de combustión, que calienta el agua de alimentación de la caldera (Oelker Behn, 2000).

La eficiencia de la caldera aumenta con la elevación de la temperatura del agua de alimentación, al necesitarse menos energía para producir el vapor, como “regla de dedo”, al aumentar 5°C la temperatura de alimentación de agua a la caldera implicará un aumento del 1% en la eficiencia de la caldera (Chucuya , 2017).

En este proyecto se propone una evaluación técnica para la factibilidad en la implementación de un recuperador de calor residual (economizador) para aumentar la temperatura del agua de entrada de la caldera pirotubular de 1.309 kW (1.756 BHP). La metodología de cálculo del economizador está basada en el texto “Procesos de Transferencia de Calor, Kern, 1999”.



CAPÍTULO 1 DESCRICIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Formulación del problema

Un intercambiador de calor es un dispositivo en el que se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro, la productividad de una planta de operación y tratamiento está relacionada con la efectividad con la cual se utiliza.

La gran mayoría de las calderas presentan un riesgo ambiental alto en el ecosistema y un riesgo medio en el entorno humano, además de las emisiones de contaminantes atmosféricos en el proceso de combustión. Junto con esos riesgos ambientales, las industrias han tenido que afrontar un encarecimiento en la producción de vapor por un alza en los precios del combustible.

El no tratar estos riesgos ambientales nos permiten ver los impactos en el entorno natural a nivel local y mundial. Entre los cambios más notorios que podemos percibir es el aumento de las temperaturas. Por otro lado, en los últimos años se ha visto un aumento en la demanda de recursos energéticos, pero la cantidad de estos recursos no.

Si bien últimamente se ha firmado acuerdos para descontaminar el planeta, las industrias se han ido adaptando muy lentamente a las nuevas políticas ambientales. En la actualidad hay muy pocas empresas que reutilizan las energías térmicas que se emanan por la chimenea de una caldera o intentan disminuir al mínimo el consumo de los combustibles.

La empresa Camanchaca S.A invirtió en el año 2020 en una nueva caldera para la planta de proceso del Langostino en Tomé, incorporando el uso del gas licuado (GLP) como principal combustible. La iniciativa se enmarca en el compromiso de la empresa de ser carbono neutral.



La caldera se encuentra funcionando en el periodo de extracción de los langostinos, que corresponde a los meses de Marzo a Septiembre. La producción de vapor se usa para la cocción del langostino y una red de limpieza de residuos en las máquinas procesadoras.

La caldera Erecsan en el proceso consume aproximadamente 800 l de combustible en un tiempo aproximado de 10 horas, como dato a destacar, las temperaturas de salida de los gases de combustión son de 240 °C, es decir, un gran porcentaje de la eficiencia del combustible es desperdiciada en forma de calor al medio ambiente.

1.2 Objetivo general

Estudio de factibilidad técnica para la implementación de una recuperación de calor residual (economizador), usando los gases de combustión de una caldera pirotubular de 2000 kg/h de vapor.

1.3 Objetivos Específicos

Realizar un diagnóstico de la situación actual en la producción de vapor de la caldera pirotubular de 2 Ton/h de vapor.

Explicar el funcionamiento de un economizador y partes del proceso de generación de la energía calórica.

Hacer un estudio técnico de la implementación de un economizador y conclusiones respecto a su eficiencia.



1.4 Preguntas de investigación

¿Cuáles son los beneficios de implementar un recuperador de calor residual en una caldera?

¿Es el economizador de caldera el único medio efectivo para disminuir la contaminación ambiental y el consumo excesivo de combustibles en el proceso de producción el vapor?

¿Cuáles son los parámetros básicos que debe contar el economizador para tener un mejor panorama de la realidad en la industria?

1.5 Justificación del problema o investigación

Actualmente es necesario entender que la problemática medio ambiental genera efectos irreversibles en el ecosistema, las fuentes antropogénicas que generan mayor contaminación ambiental son las siguientes: tala excesiva de árboles, extracción, procesamiento y refinamiento de combustibles fósiles y emisiones de gases contaminantes a la atmósfera, entre otros. Enfatizando en este último ejemplo, hoy en día existen muchas industrias que utilizan como recurso energético los combustibles fósiles. Particularmente las calderas generadoras de vapor saturado. Debido a esto, es importante innovar en métodos que permitan una mayor eficiencia de su uso. Es por ello, que llevar a cabo un estudio técnico sobre los beneficios de implementar un recuperador de calor residual resulta de gran provecho para la industria y el medio ambiente.

En la planta de langostinos de Camanchaca, ubicada en Tomé. Existe una oportunidad para afrontar medidas contra el cambio climático. Recientes investigaciones han indicado que el uso de un economizador proporciona beneficios tales como: reducir el consumo de combustible para dar una demanda de vapor



determinada, además reduce el estrés térmico en la caldera y se incorpora un área de superficie de transferencia de calor al sistema de la caldera.

Por esta razón surge la propuesta de estudiar la factibilidad técnica de implementar un economizador con datos reales obtenidos de la caldera Erensan.

1.6 Viabilidad

El estudio técnico de la factibilidad involucra una gran cantidad de cálculos que toman en cuenta parámetros como: longitud y diámetro del tubo, área de transferencia de calor, materiales de tuberías, presión y caudal, etc. También se usará software especializado ayudando a mejorar los procesos de diseño en cada una de sus etapas.

1.7 Resultados esperados o hipótesis

En la actualidad la reducción de los costos operacionales y los ahorros de energía asociados deben ser considerados en las políticas y estrategias de las empresas; poniendo el caso de la caldera, existen parámetros que hay que tener en cuenta para generar una mayor eficiencia de los combustibles, estos son: pérdida de calor asociada al exceso de aire, disminución de la eficiencia por espesor de capas de hollín e incrustaciones, pérdidas de calor asociadas a la operación dinámica, encendido/apagado y liberación de calor asociada a la temperatura de los productos de la combustión, entre otras.

El estudio técnico busca la implementación de un recuperador de calor residual en calderas, existen múltiples beneficios para la industria y el ecosistema. Respecto al área industrial, el departamento de Energía de los EE. UU indica que: “La instalación de un economizador de agua de alimentación de caldera puede



aumentar la eficiencia térmica de una caldera y reducir el consumo de combustible entre un 5 y un 10%” (Recuperación de calor residual., 2022)

Por lo tanto, si se cuenta con los parámetros necesarios para una investigación exhaustiva de un economizador, tales como: presión, caudal, área de transferencia de calor, temperatura de salida de los gases, entre otros. Se tendrá una mejor visión de la problemática y resultados más precisos.



CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

Para llevar a cabo la investigación se consideraron diversos estudios, correspondientes a: tesis, proyectos de investigación, manuales, revistas y libros. Sobre recuperadores de calor en base a gases de combustión, variando en algunos casos el combustible y las estructuras en las calderas, pero su denominador común era el aprovechamiento de los flujos de gases candentes desperdiciados.

Los beneficios son múltiples y se enfocan en fortalecer el proceso de generación de vapor, ayudando a disminuir el consumo de combustible. Así como también el aprovechamiento de este calor de los gases para complementar la climatización de inmuebles, entre otros. Es importante mencionar la variedad de aplicaciones que tiene un sistema de recuperación de calor residual.

En cuanto al seminario está orientado a desarrollar al detalle el fortalecimiento del proceso de generación de vapor, a través del aumento de la temperatura del agua de alimentación de la caldera. En este sentido, la temperatura determina el valor de los residuos y, por lo tanto, el beneficio potencial que se puede lograr, por eso siempre es buena idea la recuperación de calor residual cuando: La temperatura del calor residual está por encima de los requerimientos de entrada (agua de entrada) de los procesos, de tal modo que se tienen ahorros de combustible.

Dado que las fuentes de calor residual en los procesos industriales pueden producir temperaturas muy elevadas del orden de los 500 -1400 °C, o muy bajas, alrededor de los 120 – 260 °C, se han estudiado y desarrollado tecnologías para recuperar al máximo la energía de estos flujos de gas con el fin de aumentar la energía total aprovechable.



2.1 Principios termodinámicos

Se conoce a la termodinámica como el estudio de las interacciones térmicas y mecánicas, y su relación a la energía. La energía es la capacidad que tienen los cuerpos para causar un cambio en el sistema (trabajo), 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.

El calor es la transferencia de energía entre diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas. Este flujo siempre ocurre desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, tendiendo siempre al equilibrio térmico entre ambos cuerpos. Para realizar el proyecto de investigación se citará las leyes de la termodinámica, estas son:

La ley cero de la termodinámica, la que nos indica 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 se define como: el cambio en la energía interna de un sistema es igual al calor añadido al sistema menos el trabajo realizado por el sistema. (Nave, s.f)

La segunda ley de la termodinámica se relaciona los enunciados de Clausius y Kelvin Planck. El primero, propone que: “es imposible construir un aparato que opere en un ciclo cuyo único efecto sea transferir calor desde una fuente de baja temperatura a otra de temperatura mayor”; mientras que el segundo, plantea que: “es imposible construir un aparato que opere cíclicamente, cuyo único efecto sea absorber calor de una fuente de temperatura y convertirlo en una cantidad equivalente de trabajo”.

2.2 Calderas de vapor

Las calderas son equipos térmicos cerrados que transforman el agua líquida en vapor a presión y temperatura superior a la atmosférica, por medio del intercambio térmico del agua y una fuente de calor que pueden ser los gases de combustión del GLP o cualesquiera otras fuentes de energía. Esta energía se transfiere al agua que fluye por la caldera transformándola en vapor, también llamado fluido caloportador. La caldera tiene múltiples aplicaciones, algunas de estas son: calentamiento y aplicación de vapor en procesos industriales, la calefacción y la generación de energía eléctrica.

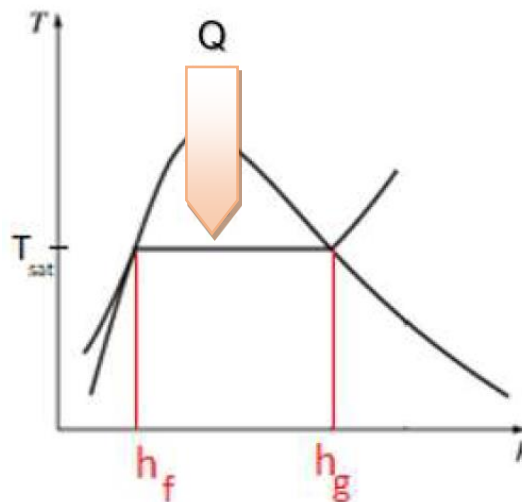


Figura 2.1: Gráfico $T-h$ (Fuente: (Guiot Melo & Ramos Rojas, Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP, 2018))

En la *Figura 2.1* se ilustra el gráfico $T-h$, el cual muestra los puntos h_f y h_g en una curva a presión constante; estas, son las entalpías a temperaturas de saturación del líquido y vapor correspondiente. La diferencia marcada entre las dos entalpías muestra el calor necesario que necesita ser inyectado en la caldera para poder producir el cambio de estado $Q = (h_g - h_f)$, *gráfico citado de* (Guiot Melo & Ramos Rojas, 2018).

2.3 Caldera pirotubular

También designada como caldera de tubos de fuego, esta caldera es la más usada dentro de las industriales. Está conformada básicamente de un tubo cilíndrico, normalmente aislado, en su interior está compuesta por una sección llamada hogar, es donde ocurre la combustión del combustible, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación. Los gases resultantes circulan a través de los tubos que forman el haz tubular donde tiene lugar el intercambio de calor. Una vez realizado el intercambio térmico, los humos se expulsan al exterior a través de la chimenea. A continuación, la *Figura 2.2*, muestra en detalle el funcionamiento de la caldera pirotubular y sus componentes más importantes.

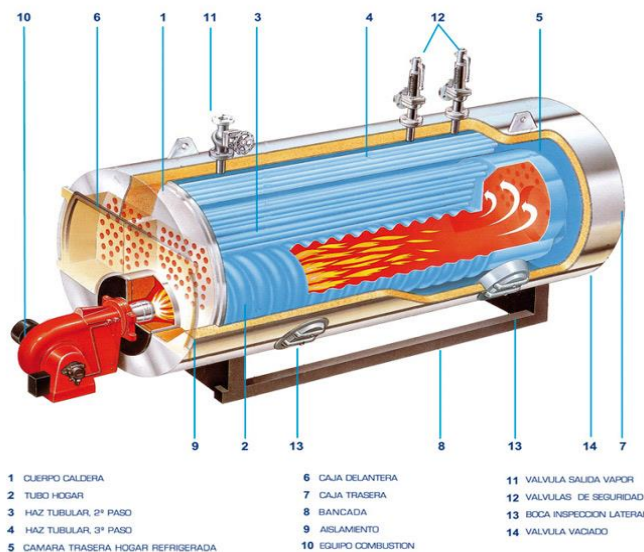


Figura 2.2 Esquema de caldera pirotubular (fuente: (S:L, 2022))

2.4 Recuperador de calor

La Recuperación de calor constituye una forma de optimizar los suministros de la energía térmica que tiene como consecuencia beneficios económicos,

energéticos y ambientales. El principio donde se sustenta esta tecnología es la recuperación del calor mediante la instalación de un intercambiador de calor en el flujo de gases calientes lo más próximo a salida de los gases desde la caldera por la chimenea, cuyo objetivo es absorber la energía calorífica de los gases de combustión y ceder esta energía al flujo secundario.

2.5 Recuperadores mediante economizadores

Los economizadores de chimeneas son comúnmente utilizados para calentar agua, se encuentran entre los tipos más simples de recuperadores de calor residual. Los trabajadores de la planta pueden estar familiarizados con estos dispositivos comunes que recuperan el calor residual. Los economizadores de la chimenea de calderas utilizan la energía térmica del gas expulsado en el proceso de calentamiento requerida para hacer vapor. Según el departamento de los EE. UU., “la instalación de un economizador de agua de alimentación de caldera puede aumentar la eficiencia térmica de una caldera y reducir el consumo de combustible entre un 5 y un 10%”. En la Figura 2.3, se aprecia la ubicación del economizador en la caldera.

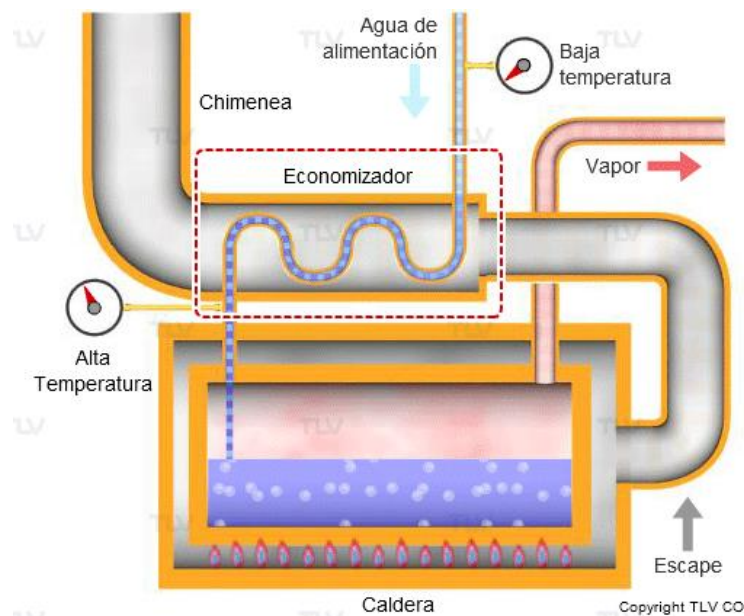


Figura 2.3 Bosquejo del posicionamiento de economizador en la caldera (Fuente: (TLV. ENGINEERING S.A, 2023))

2.6 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos usados en el proceso de calentamiento/enfriamiento para transferir calor de desperdicio desde un flujo a otro. Los fluidos involucrados corresponden a, uno caliente y el otro frío. En el caso del recuperador que se plantea para la investigación, se alimentará de un flujo de gas de combustión a una temperatura de 240°C, y un flujo de agua que dará abasto a la caldera proveniente del estanque, previamente calentado a 65°C, para posteriormente ser pasado por el intercambiador.

El flujo caliente de gases de combustión fluye por el interior de la caldera, hasta llegar a la chimenea y luego por el economizador, en este lugar se encuentra una red de tubos alertados donde circula el flujo frío, que corresponde al agua. Las aletas y las paredes de los tubos donde circula el líquido absorben el calor desde el flujo caliente. De esta forma el calor es intercambiado entre los flujos.

Hay un vasto número de diseños de intercambiadores de calor y muchos esquemas para clasificarlos. Para esta investigación se desarrollará un economizador de tubos alertados con aletas rectas, ver figura 2.4.



Figura 2.4 Tubo aleteado anular (Fuente: (S.A, 2021))



2.7 Chimenea

La chimenea es un conducto por medio del cual se transportan los gases que son producto de la combustión, pueden ser de sección circular o cuadrada.

Su fabricación es variada respecto al material, dependerá de los requerimientos. Por lo general se utiliza láminas de acero, así como también ladrillos o concreto, siempre que se garantice la resistencia al calor, la corrosión y la presión de los sismos y vientos.

2.8 Transferencia de calor

Según lo expuesto por Cengel (2008) el calor es “una forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura”, este a su vez tiene tres mecanismos de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación.

A Continuación, se menciona los tipos de transferencias de calor y su respectiva formulación. Dichas expresiones son citadas del proyecto: (Rojas, 2021)

2.8.1 Transferencia de calor por conducción

Es la transferencia de calor que se produce a través de un medio material por contacto directo entre sus partículas, cuando existe una diferencia de temperatura y en virtud del movimiento de sus micropartículas. La transferencia ocurre en todos los estados de la materia y el medio puede ser sólido, líquido o gaseoso, aunque en líquidos y gases solo se da la conducción pura si se excluye la posibilidad de



convección. La cantidad de calor que se transfiere por conducción viene dada por la ley de Fourier.

$$\dot{Q}_{cond} = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} = Flujo de calor [W]

k = Conductividad térmica del material [W/m°C]

A = Área de la superficie [m²]

$\frac{dT}{dx}$ = Gradiente de temperatura [°C/m]

El signo negativo asegura que la cantidad de transferencia de calor sea positiva en la dirección X.

La ecuación completa para la conducción de calor en estado estacionario en cualquier dirección arbitraria a través de un material isotrópico, sin generación de calor, es:

$$\dot{Q}_{cond} = -k * A * \frac{\Delta T}{L} \quad (2)$$

2.8.2 Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos simultáneos. El primero, es la transferencia de calor por conducción, debido al movimiento molecular, a la que se superpone la transferencia de energía por el movimiento de fracciones del fluido que se mueven accionadas por una fuerza externa, que puede ser un gradiente de densidad (convección natural), o una diferencia de presión producida mecánicamente (convección forzada) o una



combinación de ambas. La cantidad de calor transferido por convección se rige por la ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q}_{conv} = h * A * \Delta T \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} = Flujo de calor [W]

h = Coeficiente de la convección [W/m²°C]

A = Área de la superficie [m²]

ΔT = Diferencia de la temperatura superficial y ambiental [°C]

2.8.3 Transferencia de calor por radiación

El término radiación se refiere a la emisión continua de energía en forma de onda electromagnéticas que se originan a nivel atómico. No es necesario de un medio o materia para poder propagarse, ya que es mucho mejor cuando se encuentra en el vacío. Todos los objetos emiten energía radiante en forma continua. A temperaturas bajas la rapidez de emisión es pequeña, y la radiación es predominantemente de longitudes de onda larga. A medida que la temperatura aumenta la velocidad de emisión aumenta muy rápido.

Este proceso se rige por algunas leyes que presiden la transmisión siendo una de las más representativas y más estudiada la ley de Stefan-Boltzmann que establece que: “La potencia emisiva producida de una superficie es proporcionalmente a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de dicha superficie”.



“El cuerpo negro es el que establece el límite superior de la potencia emitida. El flujo del calor que es emitido por cualquier superficie que sea real será siempre menor que el de un cuerpo negro a dicha temperatura” su expresión es la siguiente:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon * \sigma * A_s * T_s^4 \quad (4)$$

Para el caso en que los cuerpos son grises y muy pequeños que se localizan a una cierta temperatura T_1 y está rodeada por una superficie que se encuentra más grande y a una T_2 en el caso muy particular y específico de la transferencia del calor en el cual se define con la siguiente ecuación:

$$Q = \varepsilon * \sigma * (T_s f^4 - T_a^4) \quad (5)$$

Donde:

Q = Flujo del calor [W]

ε = Emisividad del material

σ = Constante de Stefan-Boltzmann 5.67×10^{-8} [W/m² * K⁴]

T_s = Temperatura superficial [K]

$T_s f^4$ = temperatura superficial de cuerpos que son grises y muy pequeños [K]

T_a^4 = Temperatura del ambiente [K]

CAPÍTULO 3 MEMORIA DE CÁLCULO

PARTE1: COMBUSTIÓN

3.1 Datos considerados:

Para la determinación de los datos de entrada del cálculo de la combustión en la caldera se indican los siguientes antecedentes presentados por el proveedor y datos entregados por el operador, estos son:

Caldera:

- Tipo de caldera: Caldera a vapor pirotubular marca Erensan.
- Presión máxima de trabajo: 8,40 Bar / 8,56 kg/ cm²
- Producción de Vapor: 2 Ton/h
- Combustible: GLP – Diesel
- Quemador: Ecostar, modelo ECO 55 K (L) C3A
- Capacidad: 300 – 2500 KW
- Posee un sistema de precalentamiento del agua con el vapor producido por la caldera.
- Temperatura de trabajo (ingreso de agua líquida a caldera a 7 bar g): 60 - 70 °C.
- Temperatura de salida gases combustión: 240°C
- Presión de Trabajo: 6 – 7 Bar.
- Flujo de purga: 0,049 kg/s.

- La caldera se encuentra trabajado por la temporada de Marzo a Septiembre. Periodo de extracción del Langostino.
- Para mejorar operatividad y eficiencia se plantea trabajar a futuro sólo con GLP.
- La caldera funciona con variación semanal de Combustible, es decir, una semana funciona con GPL y la otra a Diesel. En la figura 3.1 se indican datos reales de trabajo de la caldera

Producción de vapor en la caldera diariamente						
Días	En actividad (horas)	Detenida (horas)	Tiempo de Operación (horas)	Agua consumida	Consumo de Gas	Consumo de Petroleo
Día 1	9:45	2:30	12:15	8405 l	0 Kg. gas	830 L
Día 2	8:30	2:00	10:30	8510 l	0 Kg. gas	730 L
Día 3	7:55	2:10	10:05	6875 l	0 Kg. gas	579 L
Día 4	9:10	1:30	10:40	7547 l	959 Kg. gas	0 L
Día 5	10:05	2:05	12:10	8617 l	1359 Kg. gas	0 L
Día 6	10:05	2:25	12:30	9136 l	1445 Kg. gas	0 L
Promedio	9:15	2:06	11:21			

Figura 3.1 Tabla de Producción de vapor y consumo de la caldera en funcionamiento (Fuente: Libro de operaciones caldera - Salmones Camanchaca)

De esta información se definen las variables para el cálculo, indicados en la figura 3.2.

Símbolo	Parámetro	Magnitud	Unidades
\dot{m}_v	Flujo de Vapor	0,19	Kg/s
\dot{m}_c	Flujo combustible	0,036	Kg/s
P_v	Presión de trabajo agua/vapor caldera	7	Bar g
T_{a1}	Temperatura ingreso agua a caldera	65	°C
PCI	Poder calorífico Inferior	11082 ¹	Kcal/kg

Figura 3.2 Tabla de variables de cálculo (Fuente: propia)

¹ Se asume que el GLP es 100% propano para simplicidad en el análisis de combustión. Dato extraído de tablas termodinámicas y tablas teóricas típicas.

Con estos datos consolidados se calculan las variables necesarias para el dimensionamiento del economizador. Cabe señalar que los cálculos térmicos, principalmente los que conllevan a diseño dimensional (diámetros de tuberías, distribución de placas o tubos para transferencia de calor, dimensiones de horno, etc.) son procesos iterativos, por lo que los resultados presentados acá corresponden a la iteración que mejor satisface las condiciones de borde planteadas en el marco del procedimiento de cálculo utilizado.

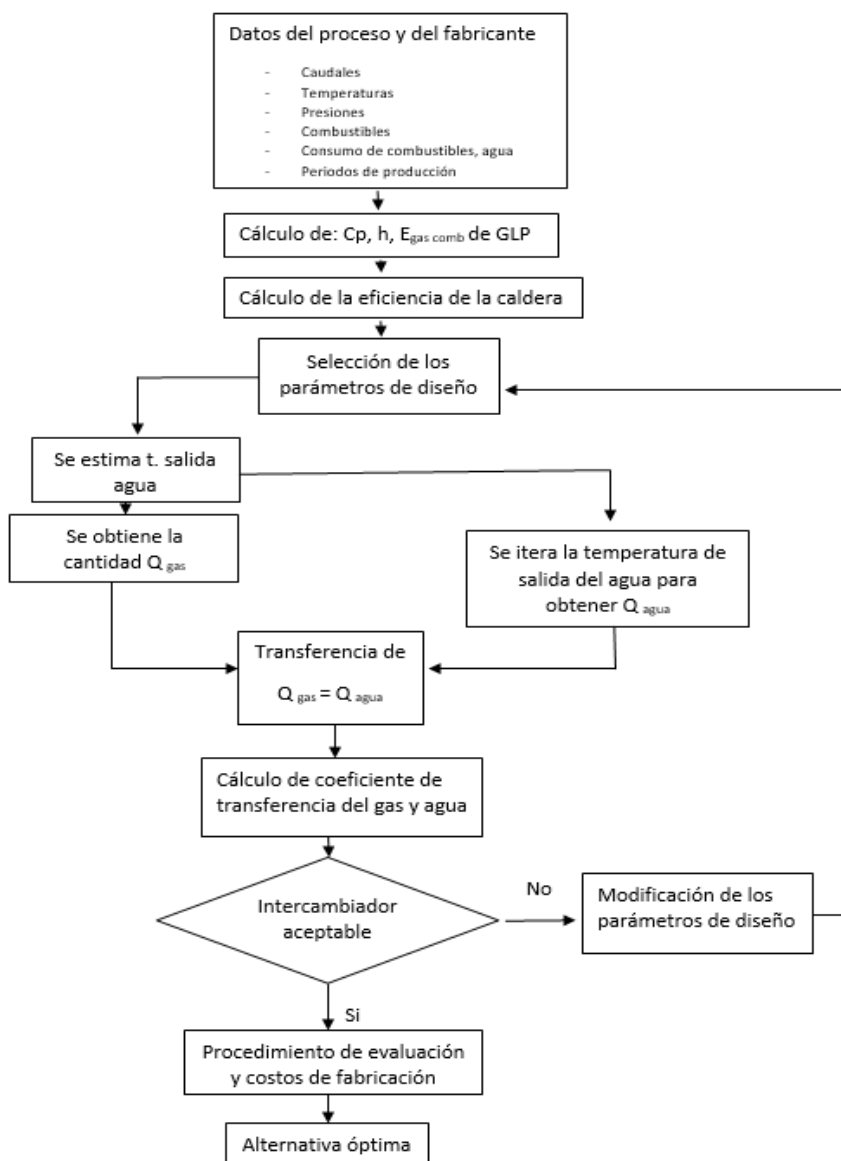
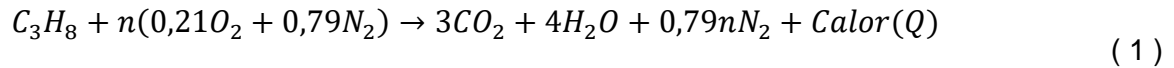


Figura 3.3 Diagrama de flujo de la metodología de diseño (Fuente: propia)

3.2 Combustión

La reacción estequiométrica para los cálculos de flujo de gases de escape sería la siguiente:

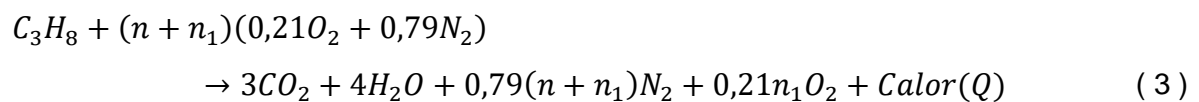


Realizando balance del Oxígeno resulta la ecuación:

$$0,21n = 3 + 2 \Rightarrow n = 23,81[mol Aire/mol C_3H_8] \quad (2)$$

Por lo tanto, se generan $0,79 \times 23,81 = 18,81$ moles de nitrógeno por mol de combustible.

Con esta relación estequiométrica es posible considerar exceso de aire para asegurar combustión completa, mediante la siguiente reacción:



Donde n_1 representa el número de moles adicionales a la reacción estequiométrica que se introducen para la combustión, y que por lo tanto expresado en porcentaje de exceso de aire quedaría:

$$\frac{n_1}{n} \times 100 = \% Exceso de aire \quad (4)$$



Se considerará un 10% de exceso de aire, valor típico y recomendado de exceso para GLP y gas natural, por lo tanto:

$$n_1 = \frac{10\%}{100\%} n = 2,38 [\text{mol Aire/mol } C_3H_8] \quad (5)$$

Por lo tanto, se establece la siguiente tabla de producción de gases de combustión y consumo de aire para la reacción, tomando como base de cálculo el PM del combustible de 44,096 kg/kmol y un flujo de combustible de 0,036 kg/s, extraídos de la figura 3.2:

Molécula	PM (kg/kmol)	N° moles/mol combustible	Kg/kg de combustible	Flujo total (kg/s)
CO ₂	44,009	3	2,99	0,1067
H ₂ O	18,015	4	1,637	0,0582
N ₂	28,013	20,69	13,144	0,4684
O ₂	31,998	0,5	0,363	0,0129
Aire	28,850	26,191	17,136	0,6106

Figura 3.4 Tabla de cálculo molecular de los compuestos (Fuente: propia)

Con esta información es posible calcular la energía disipada en los gases de combustión, mediante la expresión:

$$E_{gas} = \dot{m}_{gas} c_{p, gas} (T_g - T_{ref}) = \dot{m}_{gas} h_{gas} \quad (6)$$



Donde T_{ref} es una temperatura de referencia que se establecerá como 15°C para estos cálculos. De tabla de gases en libro “Perry, Chemical Engineers Handbook, McGraw-Hill, 1950” (Anexo 1) se establecen los calores específicos de los gases a 240°C, resultando las siguientes energías:

Gas	Cp (kJ/kg K)	Entalpía (kJ/kg)	Energía (kW)
CO ₂	1,032	232,15	24,77
H ₂ O	1,978	445,14	25,92
N ₂	1,082	243,47	114,04
O ₂	0,980	220,53	2,85

Figura 3.5 Tabla de cálculo del calor específico, entalpía y energía de los gases (Fuente: propia)

3.3 Calor cedido al agua

Como se sabe que el agua ingresa a 65°C y 7 bar g de presión y que la caldera genera vapor saturado y dispone de un flujo de purga conocido de agua saturada a dicha presión, es posible computar las entalpías de cada flujo. Desde datos tabulados termodinámicos (Anexo 2) se establecen las entalpías:

$$\text{Entalpía agua (vapor + purga) entrada (subíndice 1)} = 272,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpía vapor salida (subíndice 2)} = 2769,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpía purga salida (subíndice 2)} = 720,9 \text{ kJ/kg}$$

El flujo de purga es tomado de la caldera en funcionamiento, y se menciona su cifra en los datos considerados sobre la caldera, computados en la tabla de la



figura 3.2. Por lo tanto, la potencia cedida al vapor y a la purga en forma de calor resulta:

$$E_v = \dot{m}_v(h_{2v} - h_{1a}) + \dot{m}_{purga}(h_{2purg} - h_{1a}) \quad (7)$$

$$E_v = 0.19 * (2769,1 - 272,7) + 0.049 * (720,9 - 272,7) = 497,76 \text{ kW}$$

La máxima potencia disponible para transformar en calor es la que trae el combustible, y resulta:

$$E_c = \dot{m}_c PCI = 0,036 \times 46398 = 1653,37 \text{ kW} \quad (8)$$

Lo que entrega un rendimiento de caldera global (mínimo) de:

$$\eta = \frac{497,76}{1653,37} = 30,1\% \quad (9)$$

Desde el punto de vista de la transferencia de calor en la caldera el rendimiento se calcula considerando todas las potencias que entran y todas las que salen, lo que significa:

Energía que entra: PCI en combustible, aire precalentado, agua precalentada.

Energía que sale: Vapor saturado, agua saturada, gases calientes (figura 3.5) siendo la diferencia con la energía de entrada todas las pérdidas no calculadas.

$$E_{sale} = E_{gas\ comb} + \dot{m}_v * h_{2v} + \dot{m}_{purga} * h_{2purg} \quad (10)$$



$$E_{sale} = 167.58 + 0.19 * 2769,1 + 0.049 * 720,9$$

$$= 730.65 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{E_{sale}}{E_{entra}} = \frac{730,65}{1721,75} = 42,4\%$$

PARTE 2: ECONOMIZADOR

Para el dimensionamiento del economizador se utilizará metodología generalizada, basada en el texto “Procesos de Transferencia de Calor, Kern, 1999”. Esta metodología se tiene disponible en unidades inglesas, con tablas con las mismas unidades de medida, por lo que se trabajarán los cálculos principalmente en estas unidades y al final se harán las transformaciones a unidades SI para total claridad en su interpretación.

Lo primero es desarrollar el balance de energía entre el flujo de calor que absorbe el agua y el calor que entregan los gases de combustión:

$$Q_{agua} = Q_{gases} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{agua}(h_{2a} - h_{1a}) = \dot{m}_{gases}c_{p \text{ gases}}(T_{2g} - T_{1g}) \quad (11)$$

De los datos de entrada se conocen las temperaturas de ingreso de gases y agua. Para definir la temperatura de salida de gases y/o de agua se planteará una temperatura de salida de agua, que por medio del balance planteado determinará la temperatura de salida de los gases, teniendo cuidado que la temperatura de salida de gases no sea inferior a la temperatura de condensación de cualquier componente en los gases. En general se recomienda que para calderas de gas GLP no sea inferior a 120°C.



Una vez determinado el calor a transferir se procede a diseñar la disposición de tuberías y aletas en el economizador, determinando los parámetros de la ecuación de transferencia de calor:

$$Q = A \times U_{DI} \times \Delta t \quad (12)$$

Donde A es el área de transferencia de calor, U_{DI} es el coeficiente global de transferencia de calor y Δt la diferencia de temperatura global esperada en el sistema gas/tubería/agua por un factor de flujo correspondiente, ver figura 3.6.

$$\Delta t = F_T \times \Delta t_{MLDT} \quad (13)$$

$$\Delta t_{MLDT} = \frac{(T_{1g} - t_{2a}) - (T_{2g} - T_{1a})}{\ln \left(\frac{T_{1g} - t_{2a}}{T_{2g} - T_{1a}} \right)} \quad (14)$$

Donde Δt_{MLDT} es la diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos que transfieren calor y F_T es un factor que depende de cómo se considera el sistema de transferencia, según la siguiente tabla del libro Procesos de transferencia de calor (Kern, 1999).



Tipo de flujo	F_T
Contracorriente, intercambiador 1-1	1.00
Flujo paralelo-contracorriente. intercambiador 2-4	0.95
Flujo cruzado, mezcla en la coraza y dos pasos en los tubos sin mezcla en serie	0.98
Flujo cruzado, ambos fluidos sin mezclar	0.90
Flujo cruzado, fluido en la coraza mezclado, y fluido en los tubos sin mezclar	0.87
Flujo paralelo-contracorriente, intercambiador 1-2	0.81
Flujo cruzado, ambos fluidos mezclados	0.77
Flujo cruzado, fluido en la coraza mezclado y dos pasos en los tubos flujo paralelo sin mezcla	0
Flujo paralelo	0

Figura 3.6 Factor F_T (Fuente: (Kern, 1999))

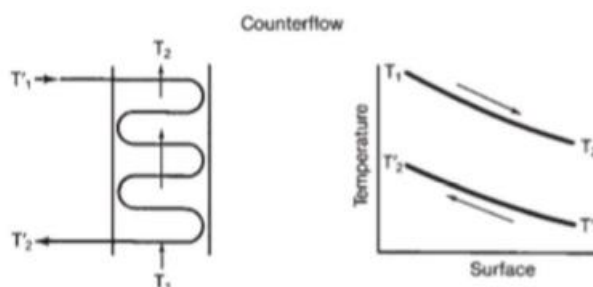


Figura 3.7 Flujo cruzado (Fuente: (Guiot Melo & Ramos Rojas , 2018))

El tipo de flujo que se elige es cruzado, mezcla en coraza y tres pasos de tubos sin mezcla en serie (figura 3.7) muestra el comportamiento del flujo. Se acerca teórica y geoméricamente al comportamiento del paso del agua y gases de combustión (ver figura 3.8). Para este caso, principalmente si existen varios niveles de tubos donde pase el agua que aseguren que los gases se mezclan, dando un factor F_T de 0,98. Por lo tanto una vez calculado MLDT es posible calcular Δt .

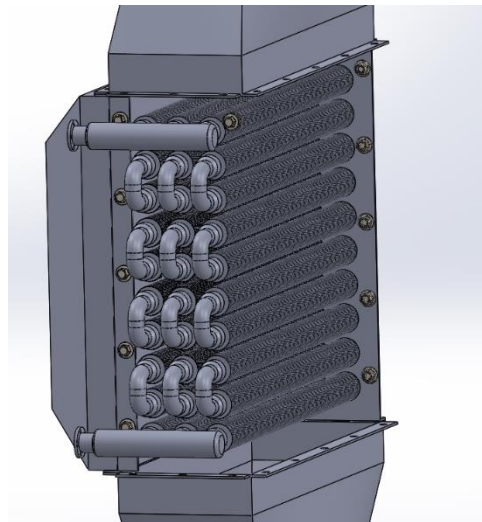


Figura 3.8 Flujo de corriente cruzada en el intercambiador de calor liquido-gas. Flujo horizontal de agua y vertical el flujo de gas. (Fuente: propia)

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es necesario definir una geometría inicial (es un proceso iterativo) tanto el tamaño de la carcasa por donde circulan los gases como los diámetro y dimensiones de aletas de los tubos y su distribución en el interior del economizador.

La distribución de tubos será en bancos (set horizontal de tubos igualmente espaciados) situados en niveles verticalmente, el número de bancos depende directamente de flujo de agua, un flujo bajo genera: coeficiente convectivo bajo, ya que es directamente proporcional a la velocidad y mayor capacidad de deposición por bajo flujo de agua. Cada banco considerará un número de tubos definido. Dependiendo de esta distribución se define igualmente el volumen interior del economizador, por donde circularán los gases de combustión, cediéndoles calor al agua que circula al interior de las tuberías de cada banco.

La figura 3.9 muestra esquemáticamente en corte distribuciones de tubos típicos.

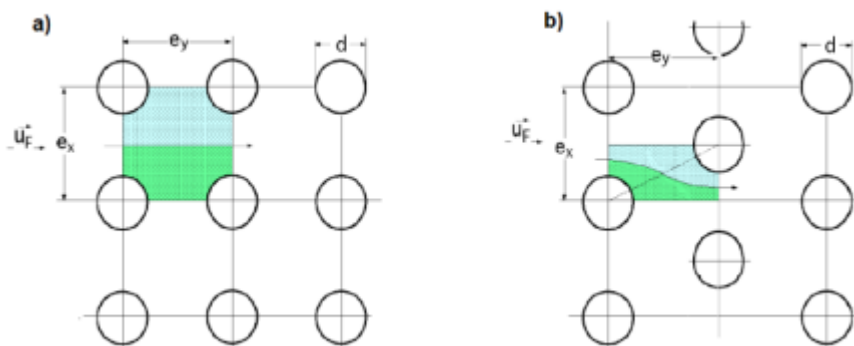


Figura 3.9 Distribución de tubos en el economizador (Fuente: (Labourdette, 2012))

Las aletas se definen como anillos planos, tal como se muestra en la figura 3.10.

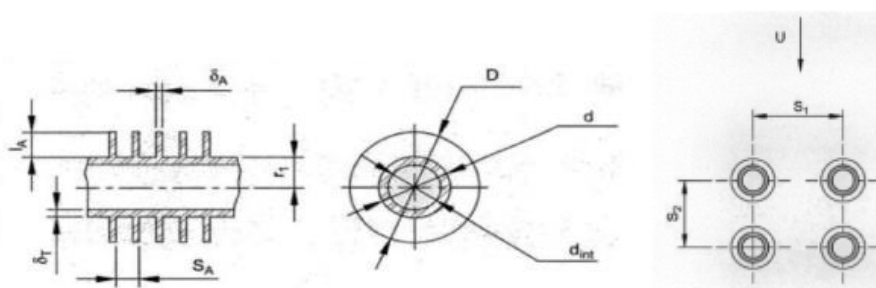


Figura 3.10 Geometría de las aletas (Fuente: (Pysmeneyy, 2007))

El proceso selección y distribución de los parámetros de diseño del economizador dependen en gran medida del flujo de agua, y depende directamente del área de flujo, por lo que se seleccionó una cañería con un diámetro estandarizado pequeño para mantener un flujo de agua mayor. Ya que como se mencionó anteriormente, el coeficiente convectivo es directamente proporcional a la velocidad del fluido.

La distribución de tubos seleccionada en este trabajo será cuadrada de $S_1 \times S_2 = 1,75'' \times 1,75''$, tubería ASTM A-53 Sch80 $\frac{1}{2}''$ de acero y aletas de $\delta_A = 0,035''$ de espesor y diámetro exterior D de $1,5''$, por lo tanto, de la figura 3.2, $d = 0,84''$, $d_{int} = 0,545''$, $\delta_T = 0,15''$. Se especifican además 10 aletas por pulgada de largo de tubería.

Para dicha distribución de tubos, se define un tamaño de ducto o de paso de gases en base al largo y cantidad de tubos de agua internos necesarios para una transferencia suficiente. Además de las condiciones externas que condicionan el diseño. Se considerarán bancos de 3 tubos que se instalarán en un ancho de ducto rectangular para paso de gases de 0,175 m, y una profundidad (largo de tubos y/o de bancos) de 0,6 m.

A continuaciones la figuras 3.11 y la figura 3.12 corresponde a la distribución de los tubos y el diseño del economizador considerando todos los factores mencionados anteriormente. En cuanto a la aislación de equipo no se aborda en detalle, pero si es muy relevante que en las posteriores etapas (ejecución del proyecto y demás), sea desarrollada en detalle, ya que de ello depende que los cálculos térmicos se vean reflejados en el proceso.

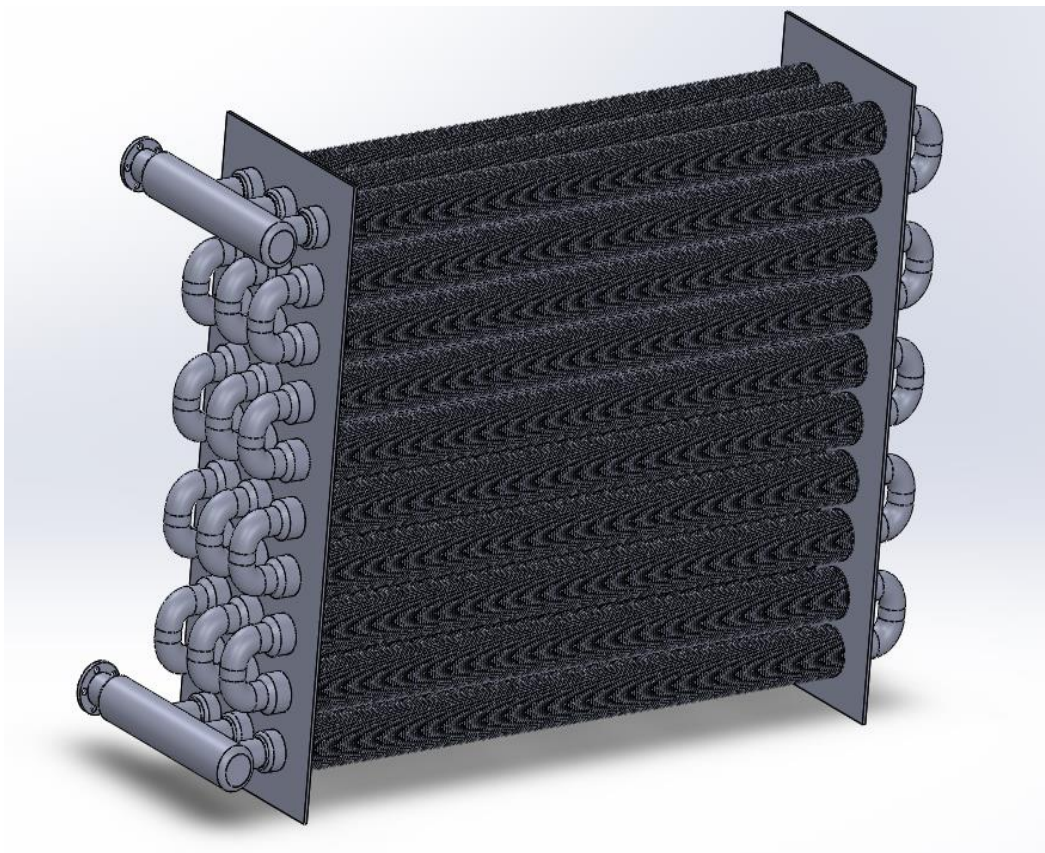


Figura 3.11 Caja interna del economizador (Fuente: propia)

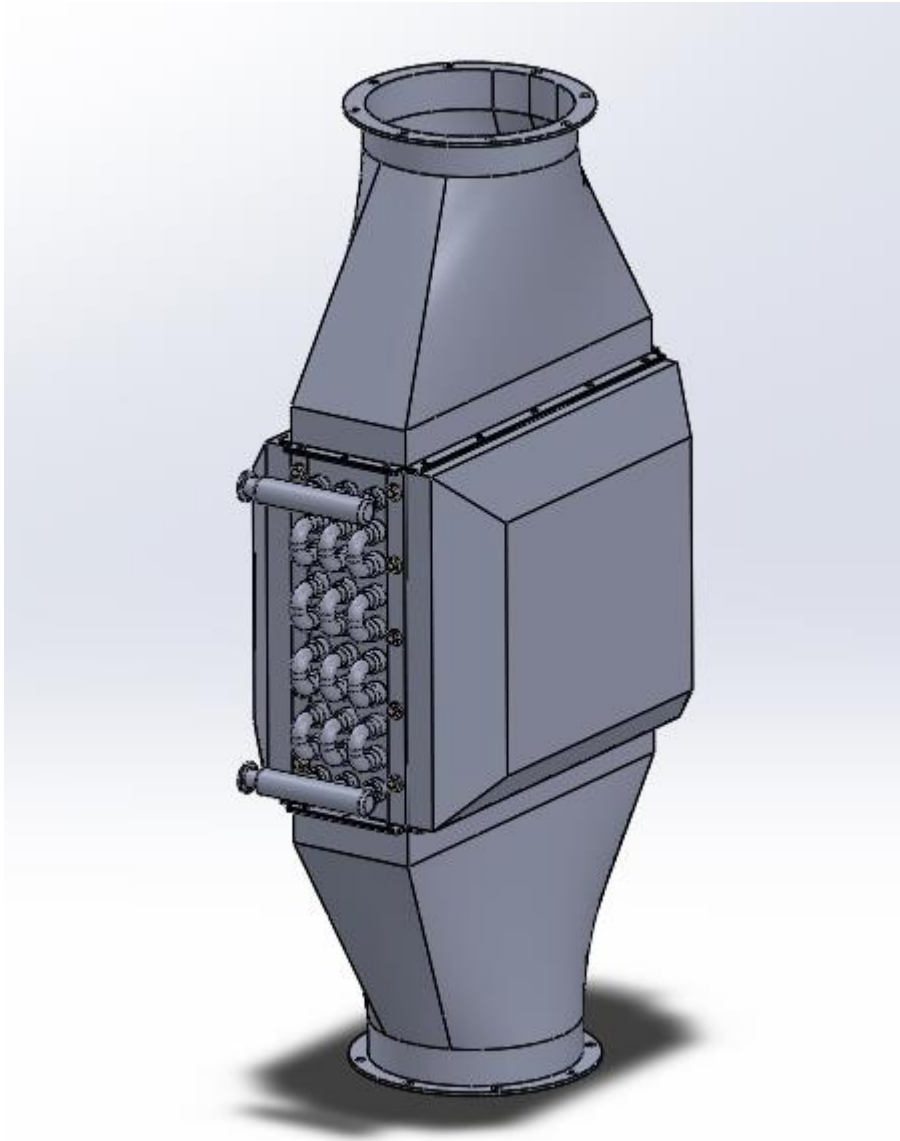


Figura 3.12 Esquema del economizador (Fuente: propia)

Con estas definiciones se procede a los cálculos para la transferencia de calor, tanto para el lado gases como para el lado agua, como sigue.

3.4 Lado gases

Para el desarrollo se definen primero las principales propiedades de los gases de combustión, que serán necesarios para los cálculos. Como dichas propiedades dependen de la temperatura de los gases, se realiza el balance de calor agua-gas, estimando inicialmente una temperatura de salida de agua de 128°C (262,4 °F). Esto implica que el flujo de calor que ingresa al agua es de:

$$Q_{agua} = \dot{m}_a * (h_{2a} - h_{1a}) \quad (15)$$

$$0,2396 \text{ kg/s} \times (537,85 \text{ kJ/kg} - 272,12 \text{ kJ/kg}) = 63,66 \text{ kW} = 217273,27 \text{ BTU/h}$$

Respecto al flujo de agua (\dot{m}_a) se calcula con el promedio de consumo de agua dividido por el tiempo de consumo expresados en la tabla de la figura 3.1. Las entalpías se extraen de tabla computada a las temperaturas correspondientes.

Para la mezcla de gases, utilizando los datos indicados de capacidades caloríficas de cada gas en función de la temperatura de gases, se itera hasta llegar a que un C_p de aproximadamente 1,101 kJ/kg °C (0,263 BTU/lb °F) y una temperatura de salida de gases de 150°C (302 °F) (mayor a los 120°C), da un calor cedido de:

$$Q_{gases} = \dot{m}_{gas\ comb} * C_p * (T_{2g} - T_{1g}) \quad (16)$$

$$0,646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,101 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ } ^\circ\text{C} \times (240 \text{ } ^\circ\text{C} - 150 \text{ } ^\circ\text{C}) = 64,024 \text{ kW}$$

$$= 218499,81 \text{ BTU/h}$$



Respecto al flujo de gas de combustión se obtuvo de la suma de los flujos de los compuestos de la tabla en la figura 3.4. Las entalpías de los gases se obtuvieron de tablas computadas a la temperatura correspondientes.

Los valores de calor obtenidos se diferencian en menos de 1%, lo que es un error aceptable.

Definida la temperatura de salida de gases se construye la tabla de la figura 3.12, que indica las propiedades de cada componente de la mezcla de gases a la temperatura media del gas igual a 195°C (383 °F) necesaria para los cálculos. Se indican la capacidad calorífica c_p , la conductividad térmica k y la viscosidad dinámica μ para cada gas que compone la mezcla.

Gas	C_{pi} (BTU/lb °F)	k_i (BTU/h pie °F)	μ_i (lbm/pie h)
CO ₂	0,2368	0,0175	0,0503
H ₂ O	0,4657	0,0179	0,0397
N ₂	0,2561	0,0204	0,0576
O ₂	0,2294	0,0219	0,0677

Figura 3.13 Tabla de cálculos (Fuente: propia)

De la figura 3.13, es posible calcular la conductividad y la viscosidad dinámica de la mezcla de gases, correlacionándolos con el peso molecular y las razones másicas de cada uno, con lo cual la conductividad de la mezcla resulta $k = 0,01998$ BTU/h pie °F y la viscosidad dinámica $\mu = 0,0556$ lbm/pie h.

La densidad de la mezcla que igualmente será necesaria se puede calcular utilizando la ecuación de gases ideales que relacionan los pesos moleculares de cada componente de la mezcla y su razón de masas para obtener una densidad promedio, resultando una densidad de $0,0532$ lbm/pie³.

Para determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor de los gases h_f se utiliza la ecuación general que lo relaciona con el número adimensional



Nusselt Nu , que a la vez se relaciona con el número de Reynolds Re y el número de Prandtl Pr , correspondientes a las ecuaciones 18,19 y20.

$$Nu = \frac{h_f D_e}{k} = 0,321 Re^{0,61} Pr^{0,33} \quad (17)$$

Los números adimensionales Re y Nu se obtienen de la siguiente forma:

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu}, Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (18)$$

Para iniciar el cálculo de Re se debe computar el diámetro equivalente D_e que se obtiene de la correlación de Jameson:

$$D_e = \frac{2(A_f + A_0)}{\pi PP} = \frac{2(2,025 + 0,143)}{\pi 11,93} = 0,1157 [pie] \quad (19)$$

Donde A_f corresponde al área total de aletas disponible para transferir calor de un tubo aleteado transversalmente, A_0 es el área del tubo sin aletas y PP es el llamado perímetro proyectado y corresponde a la longitud del perímetro completo del tubo aleteado proyectado en planta.

La velocidad por unidad de área de gases G_s se obtiene dividiendo el flujo másico por el área de flujo de gases a_s que resulta de restar a la sección cuadrada total de paso de gases las áreas proyectadas de todos los tubos y de todas las aletas:

$$G_s = \frac{\dot{m}_g}{a_s} = \frac{5129,03 [lbm/h]}{0,896 [pie^2]} = 5724,89 \left[\frac{lbm}{h pie^2} \right] \quad (20)$$



Por lo tanto:

$$Re = \frac{0,1157 \times 5724,89}{0,0556} = 11912,46 \quad (21)$$

Por otro lado, el número Pr resulta:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{0,263 \times 0,0556}{0,01998} = 0,732 \quad (22)$$

Por lo tanto, el coeficiente de transferencia h_f resulta:

$$h_f = \frac{k}{D_e} \times 0,321 Re^{0,61} Pr^{0,33} = 15,326 [BTU/h pie^2 \text{ } ^\circ F] \quad (23)$$

Este es un coeficiente base, que no considera otros factores relevantes como la geometría y los tipos de flujo. Para la corrección se define primero el factor de obstrucción de fluidos R_{d0} , recomendado por la literatura de cálculo, porque es el fluido que tiene una resistencia al ensuciamiento similar al de los gases de combustión. Se obtiene de la tabla mostrada en la figura 3.14.

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids	
Industrial Fluids	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam	0.000264-0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO ₂ vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881

Figura 3.14 Tabla de factores de obstrucción de fluidos industriales (Fuente: (KAKAC, SADIK, et al., 2012)

Según la figura 3.13, el factor $R_{do} = 0,000264 \text{ m}^2\text{K/W} = 0,001499 \text{ h pie}^2 \text{ °F/BTU}$. El coeficiente convectivo resultante es:

$$h_{do} = \frac{1}{0,001499} = 667,11 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ °F}} \right] \quad (24)$$

A continuación, se realiza la corrección de la siguiente forma, considerando que el coeficiente real será un valor intermedio entre los dos obtenidos:



$$h'_f = \frac{h_{do}h_f}{h_{do} + h_f} = 14,98 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right] \quad (25)$$

Ahora se debe incluir el efecto de la transferencia por los tubos, lo cual se realiza mediante la determinación de la eficiencia de las aletas y el cálculo de las relaciones de área reales involucradas. La gráfica mostrada en la figura 3.15 permite determinar la eficiencia de la aleta, que requiere previamente computar los siguientes 2 términos:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{ky_b}} \quad (26)$$

$$\frac{r_e}{r_b} \quad (27)$$

Donde:

r_e = Radio exterior de la aleta

r_b = Radio interior de la aleta

h'_f = Coeficiente convectivo

k = Coeficiente de transferencia de calor del metal

y_b = Mitad del espesor de la aleta (ver figura 3.15)

Donde $k = 26 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ F$ es la conductividad del acero, y el resto de los términos se deducen de la figura 3.15.

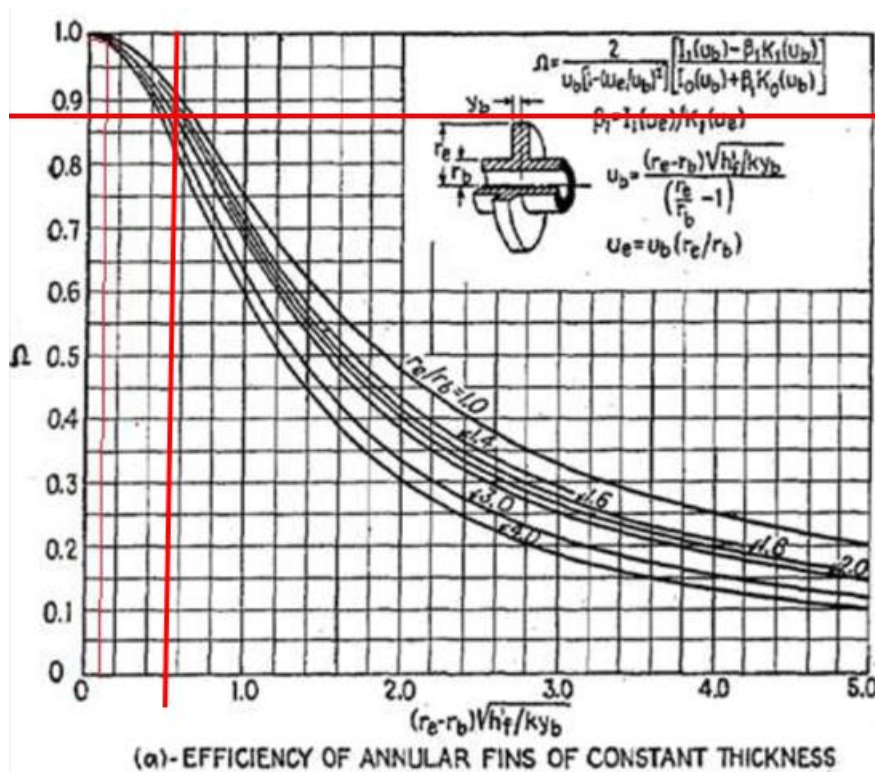


Figura 3.15 Grafico de eficiencia de la aleta (Fuente: (Kern, 1999))

Por lo tanto:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{ky_b}} = \left(\frac{0,125}{2} - \frac{0,0699}{2} \right) \sqrt{\frac{14,98}{26 \times 0,00292/2}} = 0,548 \quad (28)$$

$$\frac{r_e}{r_b} = \frac{0,125}{0,0699} = 1,789 \quad (29)$$

Esto implica que la eficiencia de la aleta es de:

$$\Omega = 0,87$$

Con este dato es posible ahora calcular el coeficiente de transferencia total h'_{fi} como:

$$\begin{aligned}
 h'_{fi} &= (\Omega A_f + A_o) \times \frac{h'_f}{A_i} = (0,87 \times 2,0247 + 0,1427) \times \frac{14,982}{0,1427} \\
 &= 200 \left[\frac{BTU}{h pie^2 \circ F} \right]
 \end{aligned}
 \tag{30}$$

3.5 Lado agua

El proceso es similar al seguido para el lado gases.

Lo primero es calcular el área total de flujo a_t . Se asume que por cada banco de tubos fluye toda la masa de agua, por lo tanto:

$$a_t = N_t \times a'_t
 \tag{31}$$

Donde N_t es el número de tubos por banco, para el diseño su distribución es de 3 tubos por sección horizontal (ver figuras 3.16) y a'_t es la sección de área interior del tubo, por lo tanto:

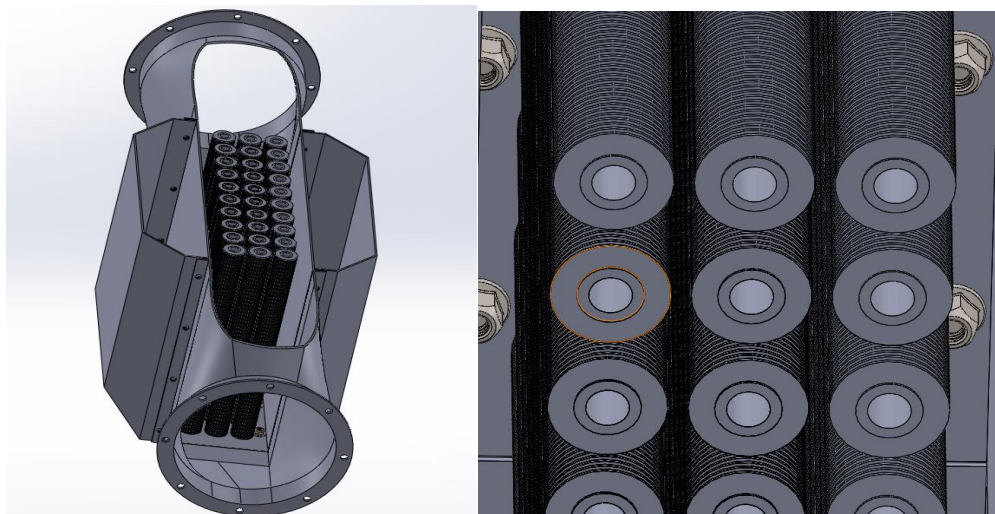


Figura 3.16 Diseño del economizador visto en sección corte y una vista próxima de los tubos aleteados (Fuente: propia)



$$a_t = 3 \times \frac{\pi}{4} \times 0,0454^2 = 0,004858[\text{pie}^2] \quad (32)$$

El flujo de agua se extrae de la figura 3.1. Luego el flujo por unidad de superficie puede calcularse:

$$G_t = \frac{\dot{m}_a}{a_t} = \frac{1901,49}{0,004858} = 391417,21 \left[\frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2} \right] \quad (33)$$

La densidad del agua se estima con la temperatura media del proceso que corresponder a 96.5 °C o 205,7 °F, dando $\rho_a(205,7^\circ\text{F}) = 59,95 \text{ lbm/pie}^3$. Por lo tanto, la velocidad resulta:

$$V = \frac{391417,21}{3600 \times 59,95} = 1,81 \left[\frac{\text{pie}}{\text{s}} \right] \quad (34)$$

Con esta velocidad es posible calcular el coeficiente básico de transferencia de calor mediante el gráfico inferior mostrado en la figura 3.17. Previamente se debe verificar el factor de corrección del diámetro de tubería F_c ingresando en la gráfica superior de la figura 3.17, ya que la gráfica del coeficiente de transferencia de calor h_i está construido para un diámetro interior de 0,62".

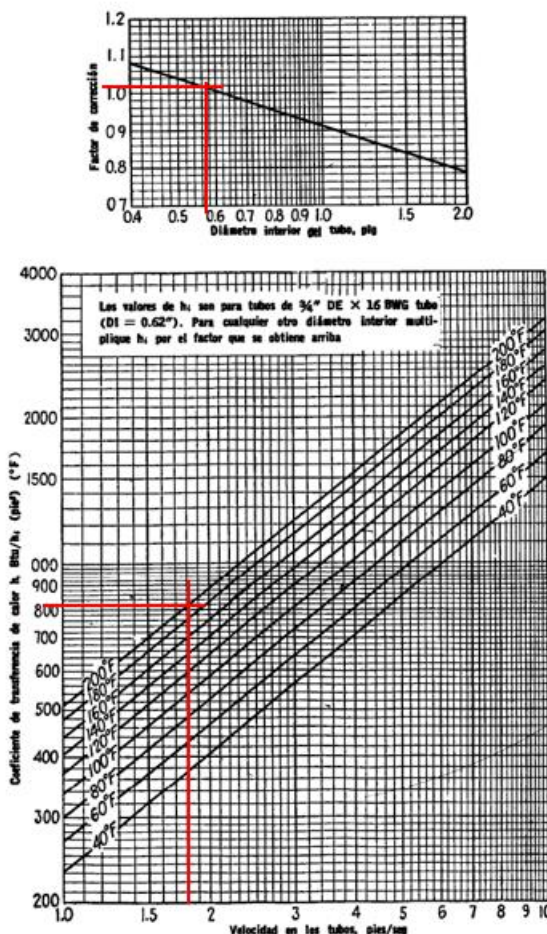


Figura 3.17 Grafico de coeficiencia de transferencia de calor (Fuente: (Kern, 1999)

De la gráfica superior de la figura 3.17, $F_c = 1,02$ y de la figura inferior $h'_i = 830$ [BTU/h pie² °F], por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor h_i resulta:

$$h_i = F_c \times h'_i = 846,6 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right] \quad (35)$$

El factor de corrección para estas aplicaciones se extrae de la tabla mostrada en la figura 3.17.



TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION *

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F	
Temperatura del agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua				
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial :				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F. y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

Figura 3.18 Tabla de factor de obstrucción (Fuente: (KAKAC, SADIK, et al., 2012))

Suponiendo que se utiliza agua destilada, $R_{d0} = 0,0005$ [h pie² °F/BTU], por lo tanto, el coeficiente convectivo para el agua es:

$$h_{d0} = \frac{1}{R_{d0}} = \frac{1}{0,0005} = 2000 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right] \tag{36}$$

Por lo tanto, el coeficiente convectivo de transferencia de calor corregido del agua h'_i es:

$$h'_i = \frac{h_{d0} h_i}{h_{d0} + h_i} = 549,81 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right] \tag{37}$$

3.6 Cálculo número de niveles/bancos

El coeficiente global de transferencia de calor mencionado en la ecuación 13, resulta:

$$U_{DI} = \frac{h'_i h'_{fi}}{h'_i + h'_{fi}} = \frac{549,81 \times 200}{549,81 + 200} = 149,67 \left[\frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right] \quad (38)$$

Donde, h'_i corresponde al coeficiente convectivo del agua y h'_{fi} el coeficiente convectivo del gas.

Ahora es posible calcular el área interior total requerida en los tubos:

$$A = \frac{Q}{U_{DI} \Delta t} = \frac{217273,27}{149,67 \times 0,98 \times 176,18} = 8,4077 [\text{pie}^2] \quad (39)$$

Dividiendo esta área por el área interior de las tuberías de cada banco es posible calcular cuantos bancos se requieren, de manera tal que:

$$N_{bancos} = \frac{A}{a_{t \text{ nivel}}} = \frac{8,4077}{0,8424} = 9,981 \approx 10 \text{ niveles} \quad (40)$$

Respecto al área de transferencia por nivel $a_{t \text{ nivel}}$ se calcula multiplicando el área interior del tubo por largo del tubo y por el número de tubos. Los niveles corresponden a cada paso de tubos horizontal por el economizador, es decir, cada nivel esta compuesto por 3 cañerías, esta distribución se puede apreciar en detalle en la figura 3.11.



Este número de niveles permite calcular la altura total H de bancos, multiplicándolo por la separación S_2 y sumando un diámetro exterior de aletas, con lo cual:

$$H = (N_{bancos} - 1) \times S_2 + D = 9 \times 1,75 + 1,5 = 17,25[\text{pulg}] = 0,438 [m] \quad (41)$$

Por lo tanto, se define una altura interior de 450 mm.

Además, se calculará la efectividad de la transferencia de calor, determinando el máximo calor posible de transferir. La capacidad calorífica mínima se define comparando el producto de la capacidad calorífica y flujo másico del gas y del agua, el que resulte menor:

$$C_h = \dot{m}_g \times c_{pg} = 1348,79 \left[\frac{BTU}{h^\circ F} \right] \quad (42)$$

$$C_c = \dot{m}_a \times c_{pa} = 1899,59 \left[\frac{BTU}{h^\circ F} \right]$$

Con esto, el calor máximo a transferir se calcula así:

$$Q_{m\acute{a}x} = C_h \times (T_{g2} - T_{a1}) = 1348,79 \times (464 - 149) = 424867,84 \left[\frac{BTU}{h} \right] \quad (43)$$

Con este resultado se puede computar la eficacia como:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \times 100 = \frac{217273,27}{424867,84} \times 100 = 51,1\% \quad (44)$$

Lo que es una eficiencia baja pero satisfactoria, puesto que se condiciona al bajo flujo de agua y un alto flujo de gases de combustión, el balance de ambas condiciones determina los parámetros de diseño. Es importante destacar que es perfectible el nuevo equipo, considerando este por separado, por ejemplo: aumentar el área de contacto de las aletas o el número de bancos y por ende la eficiencia de economizador aumentará. Pero necesariamente se debe considerar el flujo de agua, ya que el coeficiente convectivo es directamente proporcional a la velocidad de este. Por consiguiente, el resultado obtenido es satisfactorio para las condiciones ya mencionadas.

3.7 Cálculo pérdidas de carga gas y agua

Para el gas, la pérdida de presión al circular por el ducto del economizador y atravesar los espacios dejados por los tubos con aletas depende de factores geométricos, su velocidad, viscosidad y energía disponible por diferencia de densidades. Para este trabajo se estima sólo tiro natural, por lo tanto, la velocidad y caudal determinados anteriormente son utilizados directamente.

El cálculo de la caída de presión por el paso de gas requiere definir un nuevo parámetro, que considere la distribución volumétrica de las hileras de tubos cruzados y sus dimensiones. Este parámetro, definido por Gunter y Shaw es el diámetro volumétrico equivalente.

$$D'_{ev} = \frac{4(\text{Volumen neto})}{A_f + A_0} = \frac{4 * 0.1371}{11.957 + 0.8427} = 0.0428 \text{ pie} \quad (45)$$



D'_{ev} = Diámetro equivalente volumétrico gas

(*Volumen neto*)= Volumen disponible entre bancos

A_f = Áreas de aletas

A_0 = Áreas de tubo liso

Donde el volumen libre neto es el volumen entre líneas de centro de dos bancos de tubos verticales menos los volúmenes de la mitad de los tubos y aletas comprendidos dentro de las líneas de centro. El factor de fricción f se extrae luego utilizando el gráfico de la figura 3.6, una vez computado el Reynold modificado Re'_s como sigue:

$$Re'_s = \frac{D'_{ev} \times G_s}{\mu_g} = \frac{0,04284 \times 5724,89}{0,0556} = 4411,71 \quad (46)$$

G_s = Flujo de gas

μ_g = Viscosidad del gas

Con este Reynolds se puede ingresar al gráfico mostrado en la figura 3.19 para determinar el factor de fricción f . Con esto el factor de fricción da 0,0027.

Para determinar la pérdida de carga se deben definir además los factores S_T y S_L , donde el primero es el paso en el banco transversal y el segundo es la distancia centro a centro al tubo más cercano en el siguiente banco, como la distribución de tubos es cuadrada las distancias son las mismas, ver figura 3.9, distribución de tubos.

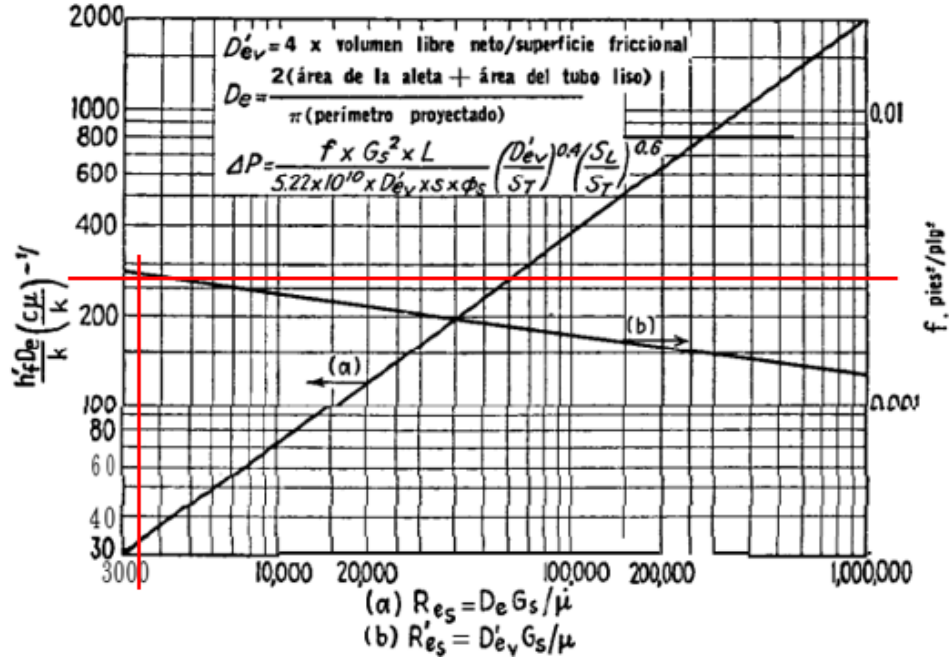


Figura 3.19 Grafico transferencia de calor y caída de presión en aletas transversales (Fuente: (Kern, 1999)

Luego, la caída de presión (pasos de gases) resulta:

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 L_p}{5,22 \times 10^{10} D'_{ev} s \phi_s} \left(\frac{D'_{ev}}{S_T}\right)^{0,4} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0,6} \quad (47)$$

f = factor de fricción gases

G_s = Flujo de gas

L_p = Longitud de la trayectoria

D'_{ev} = Diámetro volumétrico equivalente

s = Razón de densidad respecto al agua

ϕ_s = Relación de viscosidades

S_T = Paso transversal

S_L = Paso horizontal



$$\Delta P = \frac{0,0027 \times 5724,89^2 \times 1,458}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0428 \times 0,000854} \left(\frac{0,0428}{0,1458} \right)^{0,4} (1)^{0,6} \quad (48)$$

$$= 0,0414 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right] = 0,00286 [bar]$$

Lo que es una pérdida de carga reducida, por lo que, para las condiciones de operación consideradas, no sería necesario potencia adicional para tiraje de humos.

Para el agua, se debe determinar la viscosidad del agua para la temperatura media del proceso, que es 0,677 [lb/pie h] por lo tanto, el número de Reynolds considerando la misma ecuación para el agua es de:

$$Re = \frac{d_{int} * G_t}{\mu_a} = \frac{0,0454 \times 391417,21}{0,677} = 26240,98 \quad (49)$$

Con este Reynolds se ingresa a la gráfica de la figura 3.120 para determinar el factor de fricción f, que resulta igual a 0,00024.

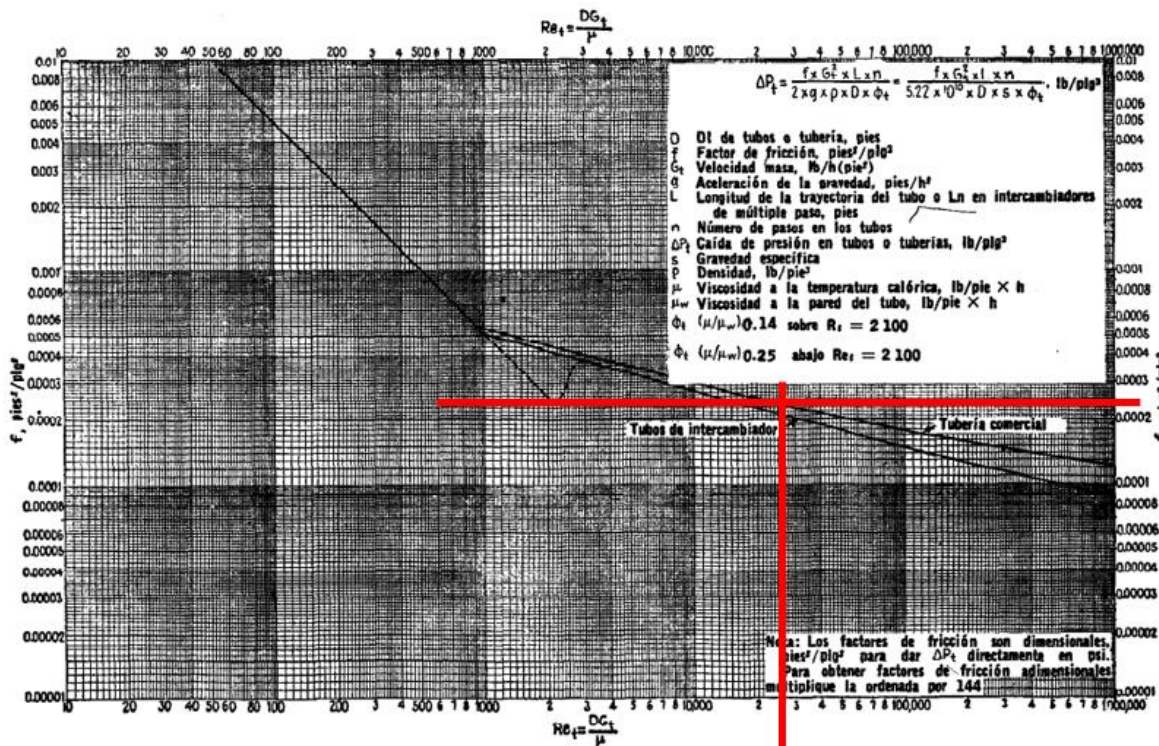


Figura 3.20 Grafico de caída de presión para el flujo en tuberías (Fuente: (Kern, 1999))

La pérdida de carga luego se calcula mediante la siguiente expresión, análoga a la utilizada para la pérdida de carga de gases:

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 * L * n}{5,22 \times 10^{10} D s \phi_t} \quad (50)$$

f = Factor de fricción, calculado de la figura 3. 19

G_s = Flujo volumétrico p

L = Largo total del tubo

s = Densidad relativa respecto al agua, que resulta 1.

ϕ_t = Relación de viscosidad, también resulta ser 1



$$\Delta P = \frac{0,00024 \times 391417,21^2 \times 1,9685 \times 10}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0454} = 0,3054 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right]$$

$$= 0,021 [bar] \quad (51)$$

La potencia adicional requerida para la circulación del agua por los tubos puede ahora calcularse:

$$P_a = \dot{m}_a \times \Delta P \times v = 0,24 \times 2104,05 \times 0,00104 = 0,524 [W] \quad (52)$$

Esta potencia adicional deberá ser proporcionada por la bomba de impulsión del agua a caldera.

3.8 Mejora de rendimiento por el economizador calculado

Asumiendo el mismo rendimiento de la caldera calculado, se puede calcular un nuevo flujo de combustible requerido para producir el mismo flujo de vapor a la misma temperatura original, lo que como ecuación es:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v(h_{v2} - h_{a1}) + \dot{m}_p(h_{a2} - h_{a1})}{\eta_{PCI}} = 0,032 \left[\frac{kg}{s} \right] < 0,0356 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (53)$$

Por lo tanto, el economizador reduce el consumo de combustible en un 10,16%.

3.9 Análisis de ahorro de combustible

Consumo promedio de GPL (Kg)	Días de trabajo al mes	Consumo de GPL mensual (kg)	Ahorro de GPL mensualmente (Kg)	Ahorro mensual
1254	20	25088	2549	\$ 1.544.658

Figura 3.21 Tabla resumen de ahorro de combustible (Fuente: propia)

De la tabla de la figura 3.21 se realizó el cálculo del consumo mensual de GPL, tomando un promedio diario de combustible. Posteriormente tomando en cuenta el cálculo anterior sobre la reducción de consumo de combustible utilizando el economizador, correspondiente al 10.16% del consumo total del combustible, se puede calcular el ahorro mensual, considerando un costo por kilogramo de gas de \$606 pesos.

3.10 Costo de inversión

La evaluación de costos de este proyecto tiene como objetivo principal tener una relación de costos total de equipo, con el beneficio que va a presentar este mismo, debido a que el ahorro en combustible financiará el costo del equipo.

Teniendo en cuenta que la empresa considera viable la inversión del equipo, la fabricación y su instalación le corresponderá a una empresa externa, por ende, se deben considerar una tabla de costos en los cuales se considera costos de diseño y fabricación. Posteriormente se calcula el retorno de la inversión, considerando costos fijos en la implementación y sus ahorros correspondientes. A fin de determinar la viabilidad del proyecto y la oportunidad de inversión de este.

3.11 Costos de diseño y fabricación del intercambiador

El estudio se realizará a partir de información de costos estimados de mano de obra en maestranzas dedicadas a la fabricación de estos equipos, materiales estandarizados, materia prima para su construcción y los costos de ingeniería diseño.

Detalle partida costo de inversión del economizador		
Área	Equipo	Costos
Maestranza	Mano de obra	\$ 350.000
	Costos energeticos	\$ 40.000
	Desgaste de equipos	\$ 50.000
	Plegado	\$ 80.000
Manufactura	Mano de obra	\$ 480.000
	Desgaste de material	\$ 60.000
	Costos energeticos	\$ 35.500
	Torno y fresado	\$ 700.000
montaje	Equipo de montaje	\$ 125.000
	equipo de izaje	\$ 65.000
	otros equipos mecanicos	\$ 45.000
materiales	40%	\$ 812.200
Costos de ing.		\$ 2.030.500
SUBTOTAL		\$ 4.873.200
IVA		\$ 925.908
TOTAL		\$ 5.799.108

Figura 3.22 Detalles de costo de ingeniería, diseño y construcción de un economizador (Fuente: Propia)

El total de la inversión de los costos de partida se considera los componentes siguientes: materiales e insumos, mano de obra en cada proceso del proyecto, su montaje e instalación como se detalla en la tabla de la figura 3.22. Además, se considera un porcentaje de los procesos anteriores para calcular el costo del material, y un costo fijo por el servicio de ingeniería y diseño. Se añade también el



costo del IVA correspondiente al 19% del subtotal, resultando un valor total de \$ 5.799.108, que corresponde al costo por la implementación del economizador.

3.12 Estado de resultado para identificar el retorno de la inversión

Mes	0	1	2	3	4	5
Ahorro de Combustible	\$ -	\$ 1.544.658	\$ 1.544.658	\$ 1.544.658	\$ 1.544.658	\$ 1.544.658
Costo de mantenimiento	\$ -	\$ -240.000	\$ -240.000	\$ -240.000	\$ -240.000	\$ -240.000
Inversión	\$-5.799.108	\$-5.799.108	\$-5.799.108	\$-5.799.108	\$-5.799.108	\$-5.799.108
Flujo de caja	\$-5.799.108	\$-4.494.450	\$-3.189.792	\$-1.885.134	\$ -580.476	\$ 724.182

Figura 3.23 : Estado de Resultado de la inversión (Fuente: propia)

Con la estimación del ahorro de combustible mensualmente y teniendo en cuenta que la implementación de este equipo dentro del proceso de la generación de vapor, se desprecian algunos costos tales como: operador del economizador y sus costos asociados a sus servicios. La caldera cuenta con un operador, el cual se encargará también de este nuevo equipo. Sin embargo, existirá un costo fijo asociado al mantenimiento y reparación de piezas en cual se detalla en la tabla de la figura 3.23.

De la tabla anteriormente mencionada se calculó en retorno de la inversión, el que indica que al 5 mes de funcionamiento del economizador se pagará la inversión. Posterior a ese tiempo transcurrido se consideran ganancias, como dato a considerar, al término de la tercera temporada de trabajo la empresa tendrá un ahorro de aproximadamente \$ 21.598.710 pesos en combustible.



CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES

El estudio de factibilidad técnica arrojó que el proyecto es viable, ya que se puede financiar con los recursos generados, por el considerable ahorro de combustible que genera la implementación de un economizador en el proceso de la generación de vapor. Teniendo en cuenta que el funcionamiento de la calera que es de 7 meses por temporada, al término de la primera temporada se tendrá un ahorro de \$3.333.498 pesos, esto después de descontar el costo de la inversión y los costos de mantenimiento y reparación. Para el tercer año de funcionamiento del equipo se tendrá un ahorro de aproximadamente \$ 21.598.710.

Después de haber realizado los cálculos y análisis de temperaturas de salida del gas y temperatura de salida del agua del economizador, se concluye que el ahorro de combustible producido por el equipo es del 10.16% (pág. 50, ec.54)

La implementación de un economizador permite utilizar la energía calorífica de los gases de combustión que salen por la chimenea, aumentando la temperatura del agua de alimentación de la caldera, se observa una disminución del 37.5% de la temperatura de los gases de combustión después de pasar por el economizador, estimado para el balance de transferencia de calor agua – gas presente en la ec.16 y 17 respectivamente. Permitiendo que el sistema sea sostenible ambientalmente.

La caldera en funcionamiento tiene un rendimiento global de aproximadamente del 30,1%, se considera un rendimiento bajo respecto al rendimiento que nos indica el catálogo de la caldera. Se le puede atribuir su bajo rendimiento a una de las siguientes causas: la selección de la caldera fue sobre estimada para el requerimiento, la combustión es incompleta, se realizan pausas prolongadas en el funcionamiento, entre otras.

El economizador tiene un rendimiento en la transferencia de calor de 51,1 % (ec.45), lo que se considera una eficiencia baja pero satisfactoria porque cumple con el objetivo de disminuir el consumo de GLP. Con este resultado y la reducción de combustible se podrá apreciar una mejora en el rendimiento global de la caldera.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] Recuperación de calor residual. (2022). *TVL compañía especialista en vapor*. Recuperado el 2022, de <https://bit.ly/3yu7YYT>
- [2] Arnulfo Oelker. (2000). *Análisis de eficiencia en calderas*. Santiago: THERMAL ENGINEERING LTDA.
- [3] Chucuya, R. (2017). Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. *Ingofisis*, págs. 365-375.
- [4] Esther Jódar Ferrández, J. L. (s.f). *Enunciados del segundo principio. Máquinas térmicas*. Obtenido de Plataforma Universidad Politécnica de Cartagena: <https://bit.ly/3l7doGe>
- [5] Guiot Melo , J. P., & Ramos Rojas , D. L. (2018). Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP. Bogota , Colombia: Fundación UNiversidad de América .
- [6] KAKAC, SADIK, et al. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. New York : CRC Press.
- [7] Kern, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor* . México: Compañía editorial continental S.A.
- [8] Labourdette, C. R. (Febrero de 2012). Análisis energético de caldera y propuesta de instalación de economizador . Veracruz, México : Universidad Veracruzana .
- [9] Nave, M. O. (s.f). *Primera ley de la termodinámica* . Obtenido de <https://bit.ly/421joRw>
- [10] Oelker Behn, A. (2000). *Análisis de la eficiencia en calderas*. Santiago de Chile: Thermal Engineering, LTDA.
- [11] Pysmeneyy, Y. (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados* . México : Editorial Reverté S.A.



[12] Rojas, W. O. (Enero de 2021). Proyecto técnico previo a la obtención del título de ingeniería mecánica. Ambato, Ecuador : Universidad Técnica de Ambato (UTA).

[13] S.A, T. (2021). *TECNOINTER Provisión de materiales y equipamineto industrial*. Obtenido de <https://bit.ly/3TeO7qk>

[14] S:L, S. (2022). *SOGECAL soluciones y servicios de calderas*. Obtenido de <https://bit.ly/3yskIEO>

[15] TLV. ENGINEERING S.A. (2023). *TVL*. Obtenido de <https://bit.ly/42h2TRB>



ANEXOS

ANEXO 1 - Cálculo de Cp de los compuestos de la tabla de la figura 3.5.

TABLA A-1

Masa molar, constante de gas y calores específicos de ciertas sustancias

Sustancia	Masa molar <i>M</i> , kg/kmol	Constante de gas <i>R</i> , kJ/kg · K*	Calores específicos a 25°C		
			<i>c_p</i> , kJ/kg · K	<i>c_v</i> , kJ/kg · K	<i>k</i> = <i>c_p</i> / <i>c_v</i>
Aire	28.97	0.2870	1.005	0.7180	1.400
Amoniaco, NH ₃	17.03	0.4882	2.093	1.605	1.304
Argón, Ar	39.95	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Bromo, Br ₂	159.81	0.05202	0.2253	0.1732	1.300
Isobutano, C ₄ H ₁₀	58.12	0.1430	1.663	1.520	1.094
<i>n</i> -Butano, C ₄ H ₁₀	58.12	0.1430	1.694	1.551	1.092
Carbono, bióxido de, CO ₂	44.01	0.1889	0.8439	0.6550	1.288
Carbono, monóxido de, CO	28.01	0.2968	1.039	0.7417	1.400
Cloro, Cl ₂	70.905	0.1173	0.4781	0.3608	1.325
Clorodifluorometano (R-22), CHClF ₂	86.47	0.09615	0.6496	0.5535	1.174
Etano, C ₂ H ₆	30.070	0.2765	1.744	1.468	1.188
Etileno, C ₂ H ₄	28.054	0.2964	1.527	1.231	1.241
Fluoruro, F ₂	38.00	0.2187	0.8237	0.6050	1.362
Helio, He	4.003	2.077	5.193	3.116	1.667
<i>n</i> -Heptano, C ₇ H ₁₆	100.20	0.08297	1.649	1.566	1.053
<i>n</i> -Hexano, C ₆ H ₁₄	86.18	0.09647	1.654	1.558	1.062
Hidrógeno, H ₂	2.016	4.124	14.30	10.18	1.405
Kriptón, Kr	83.80	0.09921	0.2480	0.1488	1.667
Metano, CH ₄	16.04	0.5182	2.226	1.708	1.303
Neón, Ne	20.183	0.4119	1.030	0.6180	1.667
Nitrógeno, N ₂	28.01	0.2968	1.040	0.7429	1.400
Óxido nítrico, NO	30.006	0.2771	0.9992	0.7221	1.384
Nitrógeno, bióxido de, NO ₂	46.006	0.1889	0.8060	0.6171	1.306
Oxígeno, O ₂	32.00	0.2598	0.9180	0.6582	1.395
<i>n</i> -Pentano, C ₅ H ₁₂	72.15	0.1152	1.664	1.549	1.074
Propano, C ₃ H ₈	44.097	0.1885	1.669	1.480	1.127
Propileno, C ₃ H ₆	42.08	0.1976	1.531	1.333	1.148
Agua, H ₂ O	18.015	0.4615	1.865	1.403	1.329
Sulfuro, bióxido de, SO ₂	64.06	0.1298	0.6228	0.4930	1.263
Tetraclorometano, CCl ₄	153.82	0.05405	0.5415	0.4875	1.111
Tetrafluoroetano (R-134a), C ₂ H ₂ F ₄	102.03	0.08149	0.8334	0.7519	1.108
Trifluoroetano (R-143a), C ₂ H ₃ F ₃	84.04	0.09893	0.9291	0.8302	1.119
Xenón, Xe	131.30	0.06332	0.1583	0.09499	1.667

ANEXO 2 - Tabla de propiedades de los gases a la presión de 1 atm.



TABLA A-16

Propiedades de gases a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>							
-50	2.4035	746	0.01051	5.860×10^{-6}	1.129×10^{-5}	4.699×10^{-6}	0.8019
0	1.9635	811	0.01456	9.141×10^{-6}	1.375×10^{-5}	7.003×10^{-6}	0.7661
50	1.6597	866.6	0.01858	1.291×10^{-5}	1.612×10^{-5}	9.714×10^{-6}	0.7520
100	1.4373	914.8	0.02257	1.716×10^{-5}	1.841×10^{-5}	1.281×10^{-5}	0.7464
150	1.2675	957.4	0.02652	2.186×10^{-5}	2.063×10^{-5}	1.627×10^{-5}	0.7445
200	1.1336	995.2	0.03044	2.698×10^{-5}	2.276×10^{-5}	2.008×10^{-5}	0.7442
300	0.9358	1 060	0.03814	3.847×10^{-5}	2.682×10^{-5}	2.866×10^{-5}	0.7450
400	0.7968	1 112	0.04565	5.151×10^{-5}	3.061×10^{-5}	3.842×10^{-5}	0.7458
500	0.6937	1 156	0.05293	6.600×10^{-5}	3.416×10^{-5}	4.924×10^{-5}	0.7460
1 000	0.4213	1 292	0.08491	1.560×10^{-4}	4.898×10^{-5}	1.162×10^{-4}	0.7455
1 500	0.3025	1 356	0.10688	2.606×10^{-4}	6.106×10^{-5}	2.019×10^{-4}	0.7745
2 000	0.2359	1 387	0.11522	3.521×10^{-4}	7.322×10^{-5}	3.103×10^{-4}	0.8815
<i>Monóxido de carbono, CO</i>							
-50	1.5297	1 081	0.01901	1.149×10^{-5}	1.378×10^{-5}	9.012×10^{-6}	0.7840
0	1.2497	1 048	0.02278	1.739×10^{-5}	1.629×10^{-5}	1.303×10^{-5}	0.7499
50	1.0563	1 039	0.02641	2.407×10^{-5}	1.863×10^{-5}	1.764×10^{-5}	0.7328
100	0.9148	1 041	0.02992	3.142×10^{-5}	2.080×10^{-5}	2.274×10^{-5}	0.7239
150	0.8067	1 049	0.03330	3.936×10^{-5}	2.283×10^{-5}	2.830×10^{-5}	0.7191
200	0.7214	1 060	0.03656	4.782×10^{-5}	2.472×10^{-5}	3.426×10^{-5}	0.7164
300	0.5956	1 085	0.04277	6.619×10^{-5}	2.812×10^{-5}	4.722×10^{-5}	0.7134
400	0.5071	1 111	0.04860	8.628×10^{-5}	3.111×10^{-5}	6.136×10^{-5}	0.7111
500	0.4415	1 135	0.05412	1.079×10^{-4}	3.379×10^{-5}	7.653×10^{-5}	0.7087
1 000	0.2681	1 226	0.07894	2.401×10^{-4}	4.557×10^{-5}	1.700×10^{-4}	0.7080
1 500	0.1925	1 279	0.10458	4.246×10^{-4}	6.321×10^{-5}	3.284×10^{-4}	0.7733
2 000	0.1502	1 309	0.13833	7.034×10^{-4}	9.826×10^{-5}	6.543×10^{-4}	0.9302
<i>Metano, CH₄</i>							
-50	0.8761	2 243	0.02367	1.204×10^{-5}	8.564×10^{-6}	9.774×10^{-6}	0.8116
0	0.7158	2 217	0.03042	1.917×10^{-5}	1.028×10^{-5}	1.436×10^{-5}	0.7494
50	0.6050	2 302	0.03766	2.704×10^{-5}	1.191×10^{-5}	1.969×10^{-5}	0.7282
100	0.5240	2 443	0.04534	3.543×10^{-5}	1.345×10^{-5}	2.567×10^{-5}	0.7247
150	0.4620	2 611	0.05344	4.431×10^{-5}	1.491×10^{-5}	3.227×10^{-5}	0.7284
200	0.4132	2 791	0.06194	5.370×10^{-5}	1.630×10^{-5}	3.944×10^{-5}	0.7344
300	0.3411	3 158	0.07996	7.422×10^{-5}	1.886×10^{-5}	5.529×10^{-5}	0.7450
400	0.2904	3 510	0.09918	9.727×10^{-5}	2.119×10^{-5}	7.297×10^{-5}	0.7501
500	0.2529	3 836	0.11933	1.230×10^{-4}	2.334×10^{-5}	9.228×10^{-5}	0.7502
1 000	0.1536	5 042	0.22562	2.914×10^{-4}	3.281×10^{-5}	2.136×10^{-4}	0.7331
1 500	0.1103	5 701	0.31857	5.068×10^{-4}	4.434×10^{-5}	4.022×10^{-4}	0.7936
2 000	0.0860	6 001	0.36750	7.120×10^{-4}	6.360×10^{-5}	7.395×10^{-4}	1.0386
<i>Hidrógeno, H₂</i>							
-50	0.11010	12 635	0.1404	1.009×10^{-4}	7.293×10^{-6}	6.624×10^{-5}	0.6562
0	0.08995	13 920	0.1652	1.319×10^{-4}	8.391×10^{-6}	9.329×10^{-5}	0.7071
50	0.07603	14 349	0.1881	1.724×10^{-4}	9.427×10^{-6}	1.240×10^{-4}	0.7191
100	0.06584	14 473	0.2095	2.199×10^{-4}	1.041×10^{-5}	1.582×10^{-4}	0.7196
150	0.05806	14 492	0.2296	2.729×10^{-4}	1.136×10^{-5}	1.957×10^{-4}	0.7174
200	0.05193	14 482	0.2486	3.306×10^{-4}	1.228×10^{-5}	2.365×10^{-4}	0.7155
300	0.04287	14 481	0.2843	4.580×10^{-4}	1.403×10^{-5}	3.274×10^{-4}	0.7149
400	0.03650	14 540	0.3180	5.992×10^{-4}	1.570×10^{-5}	4.302×10^{-4}	0.7179
500	0.03178	14 653	0.3509	7.535×10^{-4}	1.730×10^{-5}	5.443×10^{-4}	0.7224
1 000	0.01930	15 577	0.5206	1.732×10^{-3}	2.455×10^{-5}	1.272×10^{-3}	0.7345
1 500	0.01386	16 553	0.6581	2.869×10^{-3}	3.099×10^{-5}	2.237×10^{-3}	0.7795
2 000	0.01081	17 400	0.5480	2.914×10^{-3}	3.690×10^{-5}	3.414×10^{-3}	1.1717

(continúa)



TABLA A-16

Propiedades de gases a la presión de 1 atm (conclusión)

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1.5299	957.3	0.02001	1.366×10^{-5}	1.390×10^{-5}	9.091×10^{-6}	0.6655
0	1.2498	1035	0.02384	1.843×10^{-5}	1.640×10^{-5}	1.312×10^{-5}	0.7121
50	1.0564	1042	0.02746	2.494×10^{-5}	1.874×10^{-5}	1.774×10^{-5}	0.7114
100	0.9149	1041	0.03090	3.244×10^{-5}	2.094×10^{-5}	2.289×10^{-5}	0.7056
150	0.8068	1043	0.03416	4.058×10^{-5}	2.300×10^{-5}	2.851×10^{-5}	0.7025
200	0.7215	1050	0.03727	4.921×10^{-5}	2.494×10^{-5}	3.457×10^{-5}	0.7025
300	0.5956	1070	0.04309	6.758×10^{-5}	2.849×10^{-5}	4.783×10^{-5}	0.7078
400	0.5072	1095	0.04848	8.727×10^{-5}	3.166×10^{-5}	6.242×10^{-5}	0.7153
500	0.4416	1120	0.05358	1.083×10^{-4}	3.451×10^{-5}	7.816×10^{-5}	0.7215
1000	0.2681	1213	0.07938	2.440×10^{-4}	4.594×10^{-5}	1.713×10^{-4}	0.7022
1500	0.1925	1266	0.11793	4.839×10^{-4}	5.562×10^{-5}	2.889×10^{-4}	0.5969
2000	0.1502	1297	0.18590	9.543×10^{-4}	6.426×10^{-5}	4.278×10^{-4}	0.4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1.7475	984.4	0.02067	1.201×10^{-5}	1.616×10^{-5}	9.246×10^{-6}	0.7694
0	1.4277	928.7	0.02472	1.865×10^{-5}	1.916×10^{-5}	1.342×10^{-5}	0.7198
50	1.2068	921.7	0.02867	2.577×10^{-5}	2.194×10^{-5}	1.818×10^{-5}	0.7053
100	1.0451	931.8	0.03254	3.342×10^{-5}	2.451×10^{-5}	2.346×10^{-5}	0.7019
150	0.9216	947.6	0.03637	4.164×10^{-5}	2.694×10^{-5}	2.923×10^{-5}	0.7019
200	0.8242	964.7	0.04014	5.048×10^{-5}	2.923×10^{-5}	3.546×10^{-5}	0.7025
300	0.6804	997.1	0.04751	7.003×10^{-5}	3.350×10^{-5}	4.923×10^{-5}	0.7030
400	0.5793	1025	0.05463	9.204×10^{-5}	3.744×10^{-5}	6.463×10^{-5}	0.7023
500	0.5044	1048	0.06148	1.163×10^{-4}	4.114×10^{-5}	8.156×10^{-5}	0.7010
1000	0.3063	1121	0.09198	2.678×10^{-4}	5.732×10^{-5}	1.871×10^{-4}	0.6986
1500	0.2199	1165	0.11901	4.643×10^{-4}	7.133×10^{-5}	3.243×10^{-4}	0.6985
2000	0.1716	1201	0.14705	7.139×10^{-4}	8.417×10^{-5}	4.907×10^{-4}	0.6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0.9839	1892	0.01353	7.271×10^{-6}	7.187×10^{-6}	7.305×10^{-6}	1.0047
0	0.8038	1874	0.01673	1.110×10^{-5}	8.956×10^{-6}	1.114×10^{-5}	1.0033
50	0.6794	1874	0.02032	1.596×10^{-5}	1.078×10^{-5}	1.587×10^{-5}	0.9944
100	0.5884	1887	0.02429	2.187×10^{-5}	1.265×10^{-5}	2.150×10^{-5}	0.9830
150	0.5189	1908	0.02861	2.890×10^{-5}	1.456×10^{-5}	2.806×10^{-5}	0.9712
200	0.4640	1935	0.03326	3.705×10^{-5}	1.650×10^{-5}	3.556×10^{-5}	0.9599
300	0.3831	1997	0.04345	5.680×10^{-5}	2.045×10^{-5}	5.340×10^{-5}	0.9401
400	0.3262	2066	0.05467	8.114×10^{-5}	2.446×10^{-5}	7.498×10^{-5}	0.9240
500	0.2840	2137	0.06677	1.100×10^{-4}	2.847×10^{-5}	1.002×10^{-4}	0.9108
1000	0.1725	2471	0.13623	3.196×10^{-4}	4.762×10^{-5}	2.761×10^{-4}	0.8639
1500	0.1238	2736	0.21301	6.288×10^{-4}	6.411×10^{-5}	5.177×10^{-4}	0.8233
2000	0.0966	2928	0.29183	1.032×10^{-3}	7.808×10^{-5}	8.084×10^{-4}	0.7833



ANEXO 3 - Propiedades del agua saturada

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.



ANEXO 4 - Tablas computadas de entalpias, conductividad térmica y calor específico.

Temp °C	F	Presión		Entalpia		Hogar		50	1	50	2500	12500	6250000	209,34
		MPa	bar	Agu kJ/kg	Hogar kJ/kg									
50	122	12,352	0,12352	209,34	2591,3			80	1	80	6400	512000	40960000	335,02
60	140	19,947	0,19947	251,10	2409,8			120	1	120	14400	1723000	207360000	502,81
70	158	31,202	0,31202	293,07	2426,1			160	1	160	25600	4096000	655360000	675,47
80	176	47,416	0,47416	335,02	2443			200	1	200	40000	8000000	1600000000	852,26
90	194	70,183	0,70183	377,04	2459,6									
100	212	101,42	1,0142	419,17	2475,6									
110	230	143,38	1,4338	461,42	2491,1									
120	248	193,67	1,9367	503,81	2706									
120	248	270,28	2,7028	546,38	2720,1									
140	284	261,53	2,6153	589,16	2733,5									
150	302	476,16	4,7616	632,18	2745,9									
160	320	618,23	6,1823	675,47	2757,5									
170	338	792,18	7,9218	719,08	2767,9									
180	356	1002,8	10,028	763,05	2777,2									
190	374	1255,2	12,552	807,43	2785,3									
200	392	1554,6	15,546	852,26	2792									

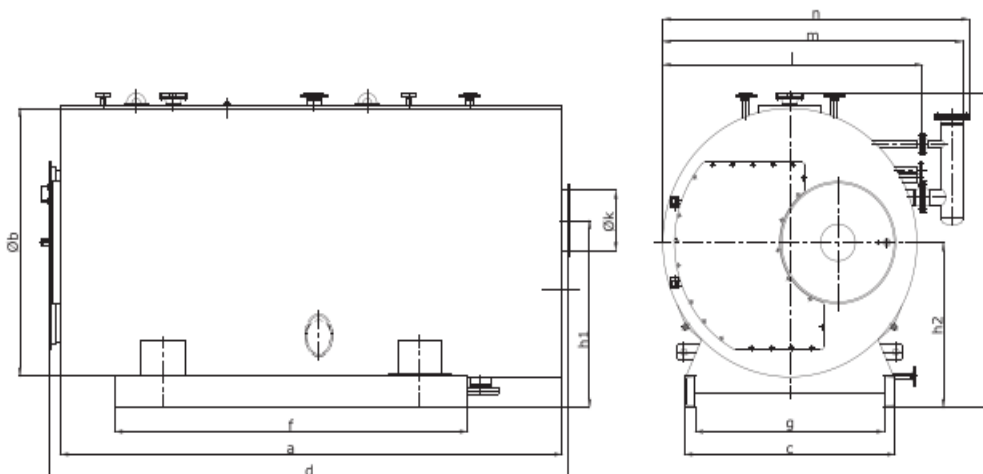
CO2 Temp °C	F	Conductividad		1	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	
		BTU/h pie2 F/ft	BTU/h pie2 F/ft												
-50	0,0069	1	50	3364	-195102	1036496									0,0070019
32	0,0095	1	32	1024	32768	1048576									2,04291E-05
212	0,0133	1	212	44944	9528128	2019863136									4,70759E-08
392	0,0181	1	392	153664	60236288	23612624896									-1,20124E-10
572	0,0228	1	572	327184	187149248	1,07049E+11									9,70743E-14

CO2 Temp °C	F	Conductividad		1	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	
		BTU/h pie2 F/ft	BTU/h pie2 F/ft												
-148	0,0095	1	-148	21904	-3241792	479785216									0,01326523
32	0,014	1	32	1024	32768	1048576									2,32648E-05
122	0,016	1	122	14896	185848	1048576									-1,04595E-08
212	0,018	1	212	44944	9528128	2019863136									1,24077E-24



CO2		FACTOR		2,41909													
Temp		Viscosidad															
F	C	Lbtpie h															
0		0,033867232		1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,033867232
200		0,043543584		1	200	40000	8000000	160000000		-0,00975	0,016666667	-0,008333333	0,002083333	-0,000666667			8,04347E-05
400		0,052010392		1	400	160000	64000000	2560000000		0,000030625	-7,9167E-05	6,04167E-05	-1,77083E-05	5,83333E-06			-2,93044E-07
800		0,08466898		1	800	640000	512000000	4,098E+11		-3,75E-08	1,14583E-07	-1,04167E-07	4,16667E-08	-1,45833E-08			5,59416E-10
1000		0,087087168		1	1000	1000000		1E+09	1E+12	1,5625E-11	-5,20833E-11	5,20833E-11	-2,60417E-11	1,04167E-11			-3,27595E-13
N2																	
Temp		Viscosidad															
F	C	Lbtpie h															
0		0,038705408		1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,038705408
200		0,052010392		1	200	40000	8000000	160000000		-0,00975	0,016666667	-0,008333333	0,002083333	-0,000666667			0,000102791
400		0,05854193		1	400	160000	64000000	2560000000		0,000030625	-7,9167E-05	6,04167E-05	-1,77083E-05	5,83333E-06			-2,4085E-07
800		0,078201272		1	800	640000	512000000	4,098E+11		-3,75E-08	1,14583E-07	-1,04167E-07	4,16667E-08	-1,45833E-08			3,25569E-10
1000		0,086361442		1	1000	1000000		1E+09	1E+12	1,5625E-11	-5,20833E-11	5,20833E-11	-2,60417E-11	1,04167E-11			-1,39954E-13
O2																	
Temp		Viscosidad															
F	C	Lbtpie h															
0		0,044753128		1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,044753128
200		0,05058112		1	200	40000	8000000	160000000		-0,00975	0,016666667	-0,008333333	0,002083333	-0,000666667			7,20766E-05
400		0,063427826		1	400	160000	64000000	2560000000		0,000030625	-7,9167E-05	6,04167E-05	-1,77083E-05	5,83333E-06			-3,75463E-08
800		0,089506256		1	800	640000	512000000	4,098E+11		-3,75E-08	1,14583E-07	-1,04167E-07	4,16667E-08	-1,45833E-08			2,51988E-11
1000		0,09982608		1	1000	1000000		1E+09	1E+12	1,5625E-11	-5,20833E-11	5,20833E-11	-2,60417E-11	1,04167E-11			-6,29971E-15
H2O																	
Temp		Viscosidad															
F	C	Lbtpie h															
0		0,019836522		1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,019836522
200		0,031448144		1	200	40000	8000000	160000000		-0,00975	0,016666667	-0,008333333	0,002083333	-0,000666667			6,53759E-05
400		0,041024496		1	400	160000	64000000	2560000000		0,000030625	-7,9167E-05	6,04167E-05	-1,77083E-05	5,83333E-06			-4,34932E-08
800		0,05267656		1	800	640000	512000000	4,098E+11		-3,75E-08	1,14583E-07	-1,04167E-07	4,16667E-08	-1,45833E-08			3,62863E-11
1000		0,069185917		1	1000	1000000		1E+09	1E+12	1,5625E-11	-5,20833E-11	5,20833E-11	-2,60417E-11	1,04167E-11			-8,81959E-15

ANEXO 5 - Ficha técnica de la caldera pirotubular Erensan 2000Kg/h de vapor.





Technical Specifications	Unit	100	125	150	200
Capacity	kg/h	1000	1.250	1.500	2.000
Capacity	kW	655	818	982	1.309
Fuel Consumption (Natural Gas)	[Nm ³ /h]	76	96	115	153
Water Volume	m ³	1,67	2,04	2,52	3,07
a	mm	2.730	2.985	3.340	3.490
Øb	mm	1.556	1.622	1.682	1.820
c	mm	1.240	1.300	1.350	1.500
d	mm	2.916	3.171	3.526	3.676
f	mm	1.870	2.125	2.270	2.370
g	mm	1.090	1.150	1.200	1.350
h	mm	1.893	1.953	2.048	2.158
h1	mm	1.114	1.137	1.248	1.290
h2	mm	956	986	1.040	1.090
Øk	mm	250	250	300	350
l	mm	1.612	1.672	1.732	1.870
m	mm	1.930	1.990	2.050	2.189
n	mm	1.983	2.043	2.103	2.242
Counter-Pressure	mbar	4,8	4,8	4,8	4,8
Empty Weight	ton	3,4	3,7	4,3	5,2



ANEXO 6 - Gráfico de caída de presión (Fuente: (Kern, 1999))

