

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES Y AMBIENTALES

Trabajo de Fin de Carrera Titulado:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA Y AGUA DE  
PURGAS DE LOS CALDEROS DE UNA EMPRESA TEXTIL”**

Realizado por:

**GABRIELA FERNANDA SAMANIEGO CORELLA**

Director del proyecto:

**Ing. Rodolfo Jefferson Rubio Aguiar**

Como requisito para la obtención del título de:

**INGENIERA QUIMICA INDUSTRIAL**

Quito, 14 de febrero 2020

## DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, GABRIELA FERNANDA SAMANIEGO CORELLA, con cédula de identidad # 080231334-6, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Gabriela Samaniego C.

Gabriela Fernanda Samaniego Corella

080231334-6

## **DECLARATORIA**

El presente trabajo de investigación titulado:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA Y AGUA DE  
PURGAS DE LOS CALDEROS DE UNA EMPRESA TEXTIL”**

Realizado por:

**GABRIELA FERNANDA SAMANIEGO CORELLA**

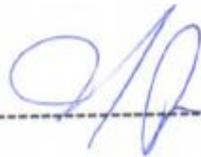
Como Requisito para la Obtención del Título de:

**INGENIERA QUÍMICA INDUSTRIAL**

Ha sido dirigido por el profesor

**RODOLFO JEFFERSON RUBIO AGUIAR**

quien considera que constituye un trabajo de su autor



Rodolfo Jefferson Rubio Aguiar

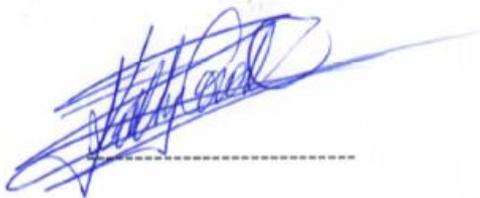
**LOS PROFESORES INFORMANTES**

Los Profesores Informantes:

**KATTY VERÓNICA CORAL CARRILLO**

**WALBERTO EFRAÍN GALLEGOS ERAS**

Después de revisar el trabajo presentado,  
lo han calificado como apto para su defensa oral ante  
el tribunal examinador



Katty Verónica Coral Carrillo



Walberto Efraín Gallegos Eras

QUITO, 14 de febrero del 2020

## **DEDICATORIA**

A mi familia.

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres y profesores por su paciencia y perseverancia.

## **Resumen.**

En la actualidad existe una constante preocupación mundial por el uso desmedido de recursos naturales no renovables. Dentro de este ámbito, el sector industrial es el principal consumidor de agua y combustibles fósiles. Por lo tanto, se requiere implementar tecnologías innovadoras que contribuyan a un efectivo ahorro de agua y energía dentro de los procesos industriales. En este documento se genera una alternativa para contribuir a la solución de esta problemática. El presente estudio propone el diseño de un sistema de recuperación de agua y energía que promueve el aprovechamiento de corrientes de purgas en los calderos de la industria textil. Para ello, se desarrolló un diseño optimizado de un tanque flash y un intercambiador de calor de tubo y carcaza; ambos cumplen la función de recuperar vapor flash y precalentar el agua de alimentación al sistema de calderos, lo cual disminuye el consumo de vapor y combustible fósil. Del análisis realizado con tanque flash e intercambiador de calor se obtuvieron flujos y temperaturas bajas lo que permite una mínima recuperación de energía. No obstante, si el proceso es realizado solo con el intercambiador de calor, los flujos máxicos son mayores y el rango de temperatura en el que se trabaja es más elevado, de tal manera que se obtiene mayor transferencia de energía, lo que conlleva a ahorro de agua y energía, optimizando el uso de combustibles de origen fósil

**Palabras Claves:** Purgas, Calderos, Tanque Flash, Intercambiador De Calor, Reutilización, Combustible.

**Abstract.**

At present there is a constant worldwide concern about the excessive use of non-renewable natural resources. Within this area, the industrial sector is the main consumer of water and fossil fuels. Therefore, it is necessary to implement innovative technologies that contribute to an effective saving of water and energy within industrial processes. This document generates an alternative to contribute to the solution of this problem. The present study proposes the design of a water and energy recovery system that promotes the use of purge streams in the cauldrons of the textile industry. For this, an optimized design of a flash tank and a tube and shell heat exchanger was developed; both fulfill the function of recovering flash steam and preheating the feed water to the boiler system, which reduces the consumption of steam and fossil fuel. From the analysis performed with flash tank and heat exchanger, low flows and temperatures were obtained, which allows a minimum energy recovery. However, if the process is performed only with the heat exchanger, the mass flows are greater and the temperature range in which it works is higher, so that greater energy transfer is obtained, which leads to savings of water and energy, optimizing the use of fossil fuels.

**Keywords:** Blowdown, Boilers, Flash Tank, Heat Exchanger, Reuse, Fuel.

## 1. INTRODUCCIÓN

Según el IPCC (2018), el mundo se ha calentado durante la década de 2006 a 2015 en  $0,87\text{ °C}$  ( $\pm 0,12\text{ °C}$ ), por encima de los niveles preindustriales (1850 a 1900), es decir casi  $1\text{ °C}$  de temperatura, de seguir así el mundo muy fácilmente llegaría a un calentamiento global de  $1,5\text{ °C}$  para 2040. Debido a esto los países firmantes del Acuerdo de París (2015) se comprometieron en reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) con el fin de sostener el incremento de temperatura por debajo de los  $2\text{ °C}$  y mantener los esfuerzos para limitar la temperatura a  $1,5\text{ °C}$  (Informe especial del IPCC DE  $1,5\text{ °C}$ , 2018). Caso contrario los efectos que tendría un aumento de temperatura en el planeta serían devastadores, siendo algunos de los panoramas que analizan los expertos del IPCC, la elevación del nivel del mar, sequías, pérdida de ecosistemas y biodiversidad, olas de calor intensas, declives de la agricultura entre otros. Situación que parece estar más cerca de la solución, toda vez que la COP 21 realizada en Madrid en diciembre del 2019, no tuvo ningún resultado ni compromisos favorables para el ambiente.

Teniendo como antecedente, se conoce que el uso de combustibles fósiles en la actualidad es de los principales contribuyentes a la crisis del cambio climático, debido al mal aprovechamiento de estos recursos, los mismos que generan grandes cantidades de gases de efecto invernadero (GEI) emitidos directamente a la atmósfera. De la misma manera, Molina (2017), afirma que existen tres factores que afectan a la crisis climática y ambiental actual, el crecimiento poblacional, la demanda de energía y recursos, y el tipo de tecnologías usadas para el desarrollo económico e industrial. Sin embargo, es el uso desmedido de energía por parte de la industria a partir de los combustibles fósiles, es considerable, puesto que desde la industrialización de los países más poderosos los niveles de  $\text{CO}_2$  han aumentado y por consiguiente la temperatura ha ido incrementando.

Dicho aspecto, tampoco es ajeno para la industria textil, puesto que el alto consumo de combustible (Búnker) para la generación de vapor en los calderos, constituye la principal fuente de energía en los procesos de producción. Según Salas et al. (2009) las emisiones totales directas de la industria textil a la atmósfera son de  $3,6\text{ kg}$  de  $\text{CO}_2$  por cada kilogramo de producto terminado. Esto sin tomar en cuenta las emisiones producidas por transporte de este producto desde el lugar de origen hasta el lugar de destino. Asimismo, durante estos procesos se generan grandes corrientes de agua de purga de los calderos como producto residual, lo que se traduce en contaminación del ambiente, pues dichas

aguas de purga son descargadas en los cuerpos de agua que se encuentran siempre cerca de dichas industrias.

Por otro lado, el consumo elevado de combustibles y los altos costos generan una brecha cada vez más grande, tanto para el ambiente como para la economía de las empresas (Polupan, 2011). Frente a esto, se espera que la implementación de tanques flash e intercambiadores de calor en los procesos industriales constituyan una medida favorable para la disminución del combustible fósil y por ende a las afecciones ambientales y los costos elevados que genera en exceso el uso de los combustibles fósiles (Reay, 1982; Vasiliev, 2005).

La implementación de tanques flash e intercambiadores de calor proporcionarían una disminución en la demanda de combustible y generarían ahorro de energía en las líneas de purga de la caldera. Por lo general, estas corrientes residuales son desechadas al ambiente, lo cual genera un desperdicio de energía, por las altas temperaturas que lleva el agua de purga. No obstante, con la implementación de un intercambiador de calor y tanque flash en los procesos industriales se propone una alternativa coherente para lograr eficiente aprovechamiento de energía de las purgas (Mendoza, 2018). Esto se convierte en réditos económicos para la empresa, y en un trabajo que se desarrolla bajo las normas ambientales requeridas por las entidades de control. Puesto que, con esto se disminuye la descarga de aguas contaminadas y la temperatura que llega a los sistemas acuáticos aledaños a la industria.

Con los problemas aquí descritos, este estudio buscó promover la eficiencia energética y la disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero, y muy principalmente las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera, convirtiéndose en un trabajo que permita a la empresa textil desarrollar sus procesos de producción en un esquema propicio para el ambiente y conseguir equiparar el aspecto económico de la empresa con los procesos que se realicen en la misma y la responsabilidad social con los alrededores de la compañía.

Sin embargo, para la implementación de procesos que busquen mejor eficiencia energética, ambiental y económica, se debe satisfacer las siguientes interrogantes:

¿Qué diseño otorgará la máxima eficiencia energética durante el proceso?

¿Cuál será el ahorro de agua y energía derivado de la implementación del sistema optimizado?

¿Cuál es la rentabilidad económica y ambiental del proyecto desarrollado?

## **2. MATERIALES Y MÉTODOS**

Los materiales y métodos utilizados para la presente investigación son los siguientes:

### **2.1. ÁREA DE ESTUDIO**

El presente estudio se llevó a cabo en una empresa textil situada en la parroquia de Cumbayá, cantón Quito, provincia Pichincha. Sus principales operaciones unitarias son; texturizado, tejeduría y tintorería, procesos que usan vapor de agua, conllevando costos elevados en la industria textil. Por lo tanto, es necesario ofrecer y garantizar buena utilización de la energía y producción. Para ello, es importante describir la generación y usos del vapor con la finalidad de identificar la importancia del ahorro y recuperación de recursos como agua, energía (combustible), e impacto al ambiente.

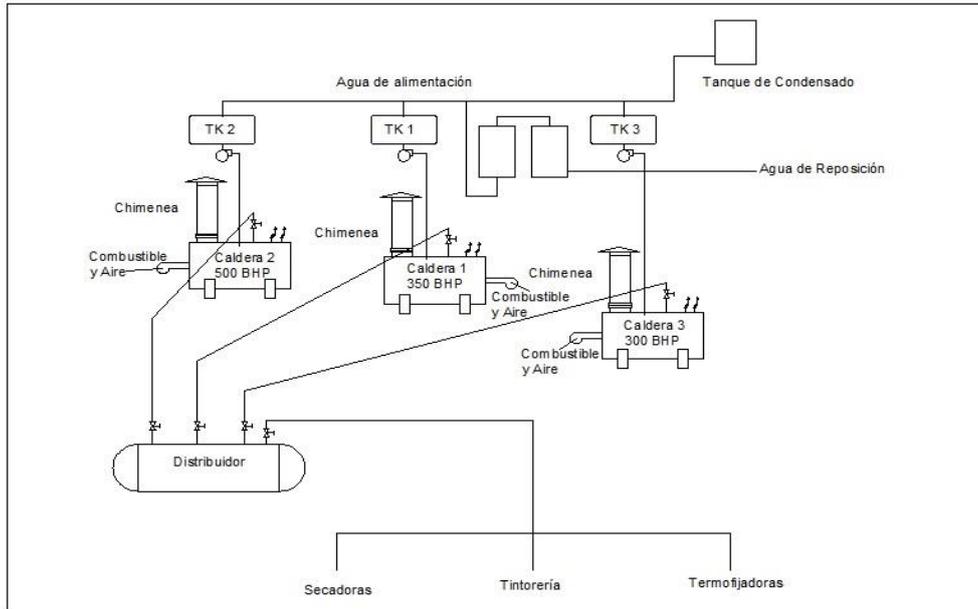
#### **2.1.1. Calderas Piro tubulares**

Se llaman así porque los gases de combustión circulan por el interior de un haz de tubos mientras que el líquido se encuentra circulando en un recipiente que está atravesado por los tubos. Se utilizan principalmente cuando el nivel de presión de trabajo es menor a 22 bar, las calderas se clasifican dependiendo de la posición de los tubos en Horizontales y Verticales. (Mendoza, 2011).

#### **2.1.2. Sistema de generación de vapor de la planta textil**

El uso de calderas para la generación de vapor, requiere grandes cantidades de agua y combustible fósil que consumen diariamente para satisfacer las necesidades de la planta, forman parte de los equipos más utilizados y más importantes dentro de esta empresa, además, de ser equipos muy costosos. Por lo tanto, el hecho de mantenerlas operando las 24 horas del día de manera eficiente trae consigo costos importantes.

En la figura 1 se muestra un esquema simple de la producción y distribución del vapor dentro de la empresa textil.



**Figura 1:** Esquema de Producción y Distribución de Vapor (Empresa Textil, 2014)

Asimismo, la empresa textil cuenta con diferentes modelos de calderos que son utilizados en los procesos industriales que desarrolla (Figura 2).

MARCA	MODELO	POTENCIA (BHP)	EVIDENCIA
Cleaver Brooks	CB- 600-300-150	300	 <p>CALDERO N.º 1</p>
Cleaver Brooks	CB - 600-350-150	350	 <p>CALDERO N.º 2</p>

Cleaver Brooks	CB- 600-500-150	500	 CALDERO N.º 3
----------------	-----------------	-----	------------------------------------------------------------------------------------------------------

**Figura 2:** Tipos de calderos de la empresa textil (Empresa Textil, 2014)

### 2.1.3. Sistema de tratamiento y acondicionamiento del agua de alimentación

En las áreas de tintorería y generación de vapor el agua es un elemento fundamental, para la obtención de dicho recurso la empresa dispone de un pozo artesiano de agua (pozo que se comunica con un acuífero de agua), debidamente concesionado por la Secretaría Nacional del Agua SENAGUA para uso de un caudal promedio de 11.5 L/s, valor con el que es tarifado mensualmente por medio de la Empresa Municipal de Agua Potable (EMAP).

El agua de alimentación se la trata mediante ablandadores catiónicos, equipos que consisten en el intercambio iónico por medio de resinas intercambiadoras de iones, previniendo así futuras incrustaciones y corrosión en los calderos.

Según la Empresa Textil (2014) *“Cuando la resina está saturada en iones de calcio y magnesio, es necesario regenerarla. Esta regeneración se hace haciendo pasar una solución saturada de cloruro de sodio o salmuera. El agua tratada ingresa en el caldero desde los tanques de alimentación de agua de cada unidad, donde es precalentada hasta 80 grados centígrados (mediante el retorno de vapor condensado) para eliminar gases de oxígeno y dióxido de carbono disuelto antes de que el agua entre en el caldero. Puesto que estos gases se disuelven más fácilmente en agua fría, el precalentamiento ayuda a eliminarlos y evitar que estos gases provoquen corrosión a las partes metálicas del caldero. El agua de alimentación entra al tanque de cada caldero donde se mezcla con condensado caliente y el tratamiento químico para evitar incrustaciones y corrosión química donde intervienen secuestrantes de dureza, atrapadores de oxígeno, acondicionadores de lodos, inhibidores de corrosión y alcalinizantes reguladores de pH, dando una prevención integral ya que contiene los componentes para un tratamiento químico completo para el agua que ingresa al caldero. El químico o los productos cuya presentación es en polvo, se disuelve en una relación de: 1 kg de tratamiento químico con 6 litros de agua y se dosifica en forma automática a la línea*

de alimentación de agua al caldero (Empresa textil, 2014). En la figura 3 se muestra el sistema de tratamiento químico del agua”.



**Figura 3:** Sistema de tratamiento químico de dureza (Empresa Textil, 2014)

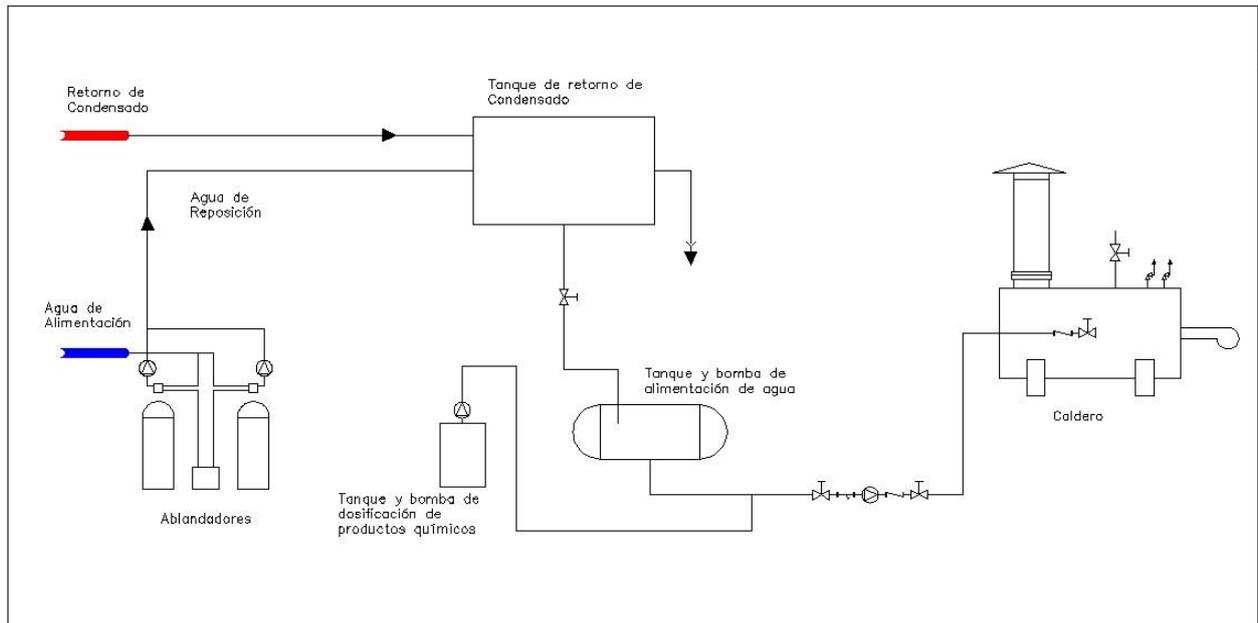
#### **2.1.4. Equipo para el Sistema de Tratamiento de agua**

- Un ablandador dúplex catiónico (2 tanques)
- 30 ft<sup>3</sup> de resina por cada tanque
- Sistema automático de regeneración
- Control de regeneración por conteo de volumen de agua producida
- Consumo de sal muera: 250 – 350 Libras/regeneración
- Producción de agua blanda por ciclo: 15,000 galones
- Tanque para la mezcla del químico de 7,13 ft<sup>3</sup>

Con el calentamiento del agua mediante el retorno de condensado se consigue quitar el oxígeno y el dióxido de carbono y también se evita el choque térmico al ingreso del agua a los calderos. De manera que con el condensado de vapor se logra temperatura de 60 a 70 °C. A esta temperatura el agua tiene 3 ppm de oxígeno disuelto.

### 2.1.5. Sistema de alimentación de agua

Se alimenta al caldero por medio de una bomba centrífuga, (Figura 4) la misma que muestra el siguiente diagrama.



**Figura 4:** Sistema de alimentación de agua (Empresa Textil, 2014)

### 2.1.6. Sistema de alimentación de combustible fósil (Bunker)

El suministro de combustible se lo hace a través de una bomba centrífuga desde los tanques de almacenamiento de bunker, hacia el tanque diario, donde es precalentado y mantenido por medio de una resistencia eléctrica a 60 °C, quedando el fuel oil N.º 6, listo para el calentamiento final y la presurización para la inyección y la atomización de la boquilla que realiza la mezcla para combustión en la cámara del caldero (Figura 5).



**Figura 5:** Tanque de Alimentación de Combustible (Empresa Textil, 2014)

### **2.1.7. Características generales del combustible fósil**

Se utiliza para la generación de vapor el Búnker y sus propiedades físicas y químicas se describen en la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1993-12.

Fuel Oil N.º 6 (Bunker), el 100% del consumo es para ser utilizado en los quemadores de los calderos para la generación de vapor debido a sus propiedades (Tabla 1).

El almacenamiento, descarga y alimentación del sistema de combustible para los calderos es bajo control de temperatura en los tanques subterráneos y cumple las siguientes características:

- Capacidad de almacenamiento = 30.000 galones.
- Capacidad operativa = 75 % >>22.500 galones.
- Manejo cuidadoso en bombas, tuberías y controles.
- Necesita cierto tiempo para alcanzar la temperatura de servicio cuando el equipo queda fuera de servicio.
- Presenta grandes cantidades de cenizas e impurezas (Material Particulado) por lo que el tiempo de limpieza de la caldera y ducto de chimenea es mayor.

- Es precalentado desde 60 hasta 65 °C en un tanque diario de alimentación de 710 galones y dosificado a los calderos por medio de tuberías individuales mediante una bomba de piñones.

**Tabla 1:** propiedades del Fuel oíl N° 6

<b>PROPIEDADES DEL FUEL OIL N.º 6 – BUNKER</b>	
Gravedad especifica API a 15 °C	10.1 a 11.1
Densidad a 15.6 °C - kg/m <sup>3</sup>	996.5 a 1000,7
Viscosidad SSU a 50° C	250 a 280
Viscosidad Redwood # 1 a 37.78 °C RW1	5514 a 5894
Viscosidad cinemática a 50 °C – cSt	554 a 589
Punto de inflamación (°F)	80 a 92
Punto de escurrimiento °C	- 8 a – 4,2
Carbón Conradson % p	14 a 15
Grados API	16,9 a 17,4
Poder calórico superior (kcal / kg)	10.900
Contenido de azufre %	1,7 a 2,02

Fuente: Autor

### **2.1.8. Costo del combustible fósil**

En la tabla 2 se detalla el consumo y costos de combustible en la industria textil durante el periodo 2013-2014.

**Tabla 2:** Costos de combustible periodo 2013 - 2014

<b>Fecha</b>	<b>BUNKER GL (16°C)</b>	<b>Costo Búnker \$ 0,634259</b>	<b>Valor IVA 12%</b>	<b>Valor Mes \$ USA</b>
Mes 1	31435,20	0,634259	2392,56702	22330,6255
Mes 2	32851,00	0,634259	2500,32509	23336,3675
Mes 3	22514,00	0,634259	1713,56486	15993,272
Mes 4	25346,40	0,634259	1929,14188	18005,3242
Mes 5	271528,00	0,634259	20666,2893	192885,367
Mes 6	254326,00	0,634259	19357,0265	180665,581
Mes 7	257358,00	0,634259	19587,7953	182819,423
Mes 8	28072,20	0,634259	2136,60546	19941,651
Mes 9	27824,40	0,634259	2117,74513	19765,6213
Mes 10	28461,60	0,634259	2166,24311	20218,2691
Mes 11	26974,80	0,634259	2053,08116	19162,0908
Mes 12	29028,00	0,634259	2209,35243	20620,6227
Mes 13		0,634259		
Mes 14		0,634259		
<b>Total</b>				<b>735744,215</b>

Fuente: Autor

## 2.2. PARÁMETROS DE DISEÑO DE EQUIPOS

### 2.2.1. Porcentaje medio de purga

Se trabajó con un porcentaje medio de purga a partir de los datos que se obtuvieron de la empresa textil (Reklaitis y Schneider, 1986) (Tabla 3).

(Ecuación 1)

$$\%_{\text{medio purg}} = \sum \%_{\text{purg}} \times t_{op}$$

Donde:

$t_{Op}$  = tiempo operacional

### 2.2.2. Toneladas de vapor por hora

Las toneladas de vapor por hora que se genera en la caldera se calcularon obteniendo consumo de combustible por hora dividido para el número de toneladas de vapor que se genera en función de los galones de bunker (Tabla 4).

(Ecuación 2)

$$\frac{\text{Ton vapor}}{h} = \frac{\text{Gal Bunker}}{h} \times \frac{\text{Ton vapor}}{\text{Gal Bunker}}$$

### 2.2.3. Balance de masa en el caldero

Se calculó el flujo másico de purga que se produce, utilizando la ley de conservación de la materia, la misma que fundamenta el balance realizado (Reklaitis y Schneider, 1986) (Tabla 4).

(Ecuación 3)

$$\sum x_n \times F. \text{Entrada} = \sum x_n \times F. \text{Salida}$$

Donde:

$x_n$  = Fracción másica

F. Entrada = Flujo de entrada

F. Salida = Flujo de salida

## 2.3. TANQUE FLASH

También llamado Destilador Flash, porque la función que cumple es la de obtener la separación de un líquido saturado en dos fases. Una fase de vapor enriquecido y otra de líquido con remanente del componente del cual es enriquecido el vapor de agua, para que esto suceda hay que tomar en cuenta que el líquido alimentado debe ser ingresado al

tanque flash con aumento en la temperatura y presión para producir de mejor manera la separación de las dos fases dentro del tanque del líquido alimentado (Almeida et al., 2013).

### 2.3.1. Criterios para diseño de tanque flash

- Presión: trabaja con presión atmosférica de 10,43 psi, y presión de diseño de 50 psi.
- Temperatura: trabaja con temperatura de operación de 92°C, y temperatura de diseño de 142°C.
- Tolerancia a la corrosión: para recipientes a presión de acero al carbono se toma 1/8".
- Espesor mínimo de pared: para el tipo de recipiente con la tolerancia a la corrosión anteriormente detallada se toma un espesor mínimo de pared de 0.3125".
- Configuración de dimensiones básicas: se escoge la proporción más económica en la relación longitud y diámetro el cual se tomó 3:1 (UOP, 2002).

### 2.3.2. Porcentaje Vapor

Para continuar con el diseño se utilizó el flujo de purga de salida de la caldera el cual será alimentado al tanque flash. De manera que, se calculó el porcentaje de vapor flash mediante la siguiente fórmula (Reklaitis y Schneider, 1986).

(Ecuación 4)

$$\%vapor = \frac{Calor\ sensible(170^{\circ}C) - Calor\ sensible(92^{\circ}C)}{Calor\ latente\ (presion\ operacion)}$$

Obtenido el porcentaje de vapor y sabiendo el caudal de ingreso al tanque flash, se calculó el porcentaje de vapor tanto la línea de salida de vapor flash como de purga condensada (Tabla 5), con estos datos se procedió al cálculo de energías de las dos líneas, mediante las siguientes ecuaciones (Himmelblau, 1997).

### 2.3.3. Energía de Vapor de agua

Para obtener la energía de vapor, se calculó el cociente del caudal de vapor para el calor latente a la temperatura de operación (Tabla 5) (Himmelblau, 1997).

(Ecuación 5)

$$Evapor = \frac{V_{masico}}{Cp \text{ latente}(temp \text{ operacion})}$$

Donde:

$Evapor$  = Energía del vapor de agua

$V_{masico}$  = Caudal de Vapor (kg/h)

#### 2.3.4. Energía de Líquido

Con las energías de vapor como de líquido calculadas obtendremos la energía total recuperada la cual vendría a ser la energía total que se reutilizaría dentro de la empresa (Tabla 5) (Himmelblau, 1997).

(Ecuación 6)

$$Eliq = L_{masico} \times Cpliq \times (Tcaldera - Ttanque)$$

Donde:

$Cpliq$  = capacidad calorífica del líquido

#### 2.3.5. Cálculo de relación entre caudales

Se calculó  $F_{LV}$  que es la relación entre caudales, a partir de las densidades y los caudales másicos de la columna (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 7)

$$F_{LV} = \frac{L_{masico}}{V_{masico}} \times \frac{\sqrt{\rho v}}{\sqrt{\rho l}}$$

### 2.3.6. Cálculo de constante empírica $K_{drum}$

Se calculó la constante empírica  $K_{drum}$  que depende de la relación de caudales  $F_{LV}$ , la misma que servirá para calcular la velocidad permitida de vapor:  $U_p$  (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 8)

$$K_{drum} = e^{[A+B \times \ln(F_{lv})+C \times \ln(F_{lv})^2+D \times \ln(F_{lv})^3+E \times \ln(F_{lv})^4]}$$

Donde:

A, B, C, D, son constantes empíricas (Blackwell, 1984):

$$A=-1,877$$

$$B=-0,814$$

$$C=-0,187$$

$$D=-0,001$$

$$E=-0,014$$

### 2.3.7. Cálculo $U_{perm}$

Consiste en el cálculo de velocidad permitida de vapor, el cual está en función de la constante empírica de  $K_{drum}$  y las densidades de líquido y vapor (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 9)

$$U_{per} = K_{drum} \times \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l}}$$

### 2.3.8. Cálculo del área de paso de la columna

El área de paso de la columna viene definida por la siguiente ecuación (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 10)

$$A = \frac{V \times M_W}{U_P \times \rho_V}$$

Donde:

$M_W$ =Peso Molecular

V=Flujo de Vapor

### 2.3.9. Cálculo del diámetro y altura de la columna

Con el área ya calculada, se calculó el diámetro y altura de la columna con una relación  $H/D = 4$  (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 11)

$$D = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

(Ecuación 12)

$$H = 4 \times D$$

### 2.3.10. Cálculo del área y volumen total de la columna

Se calculó el área y volumen total de la columna flash aproximándola a un cilindro vertical (Tabla 6) (Phillip C. y Wankat, 2011).

(Ecuación 13)

$$A = 2 \times \pi \times r(r + h)$$

(Ecuación 14)

$$V = \pi \times r^2 \times h$$

Donde:

V = volumen de la columna

h = altura

r = radio

Cabe recalcar que para un mejor funcionamiento y optimización del equipo se recomienda aumentar en al menos 0,5 m al diámetro de la columna, de manera que no tenga una sobre ejecución del trabajo que debe realizar el equipo, aspecto que además servirá para un mejor mantenimiento del equipo.

#### *2.4. INTERCAMBIADOR DE CALOR*

Como su nombre lo indica es un equipo encargado de realizar transferencia de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, haciendo que por intercambio de calor los dos fluidos traten de llegar al equilibrio térmico, siendo el fluido más caliente el encargado de transferir energía al fluido frío. Clasificándose en intercambiadores de contacto directo (contacto entre los dos fluidos de manera directa) e indirecto (los fluidos permanecen separados durante la transferencia de calor la cual se lleva a cabo por medio de una pared divisora) (Almeida et al., 2013).

##### **2.4.1 Método de Kern**

El método de Kern indica las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga, que han sido obtenidos de intercambiadores estándar con un corte de deflector del 25% (Towler, 2008).

Estas indicaciones de diseño se mantienen para los cálculos del sistema sin tanque flash.

### 2.4.2. Balance de energía

Para obtener el cálculo de calor perdido y calor ganado se emplea el flujo de purga de condensados y el flujo de agua ablandada el cual será calculado dependiendo de si se va a trabajar con un flujo de purga de condensados directo de la caldera o un flujo de purga de salida de la columna flash, ya que serán diferentes dependiendo de dónde procedan, al igual que sus respectivas temperaturas de entrada y de salida (Tabla 7 y 9) (Towler, 2008).

(Ecuación 15)

$$Q_p = M_{hot} \times C_p \times (T_i - T_f)$$

(Ecuación 16)

$$Q_g = M_{cool} \times C_p \times (t_f - t_i)$$

Donde:

$M_{hot}$  = Flujo masico caliente

$M_{cool}$  = Flujo masico frio

### 2.4.3. Cálculo LMDT

Es la diferencia de temperatura media logarítmica (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 17)

$$LMDT = \frac{(T_i - t_f) - (T_f - t_i)}{LN \left( \frac{T_i - t_f}{T_f - t_i} \right)}$$

Donde:

$T_i$ =temperatura inicial de agua de condensados

$T_f$ = temperatura final de agua de condensados

$t_i$  = temperatura inicial de agua ablandada

$t_f$  = temperatura final de agua ablandada

#### **2.4.4. Cálculo del factor R y S**

Los factores R y S se utilizan para el ingreso en el diagrama que da el factor Ft (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008). Se usó Anexo A, para obtener el factor Ft de corrección.

(Ecuación 18)

$$R = \frac{(T_i - T_f)}{(T_f - t_i)}$$

(Ecuación 19)

$$S = \frac{(t_f - t_i)}{(T_i - t_i)}$$

#### **2.4.5. Cálculo de $\Delta T$**

Consiste en la temperatura corregida de la diferencia de temperatura media logarítmica (MLDT) (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 20)

$$\Delta T = Ft \times MLDT$$

Donde:

$Ft$ = Factor de corrección de temperatura media logarítmica

#### 2.4.6. Obtención del U de transferencia

Para obtener el rango del “U” de transferencia se empleó el Anexo B, mientras que para obtener “U” de transferencia supuesto se trabajó con la media del rango (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

#### 2.4.7. Cálculo del Área de transferencia requerida

Consiste en el área de transferencia requerida para el intercambiador, la misma que se calcula con la siguiente ecuación (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 21)

$$A_0 = \frac{Q_P}{(\Delta T * U_{SUP})}$$

Donde:

$Q_P$  = Calor perdido

#### 2.4.8. Cálculo del Área de uno de los tubos

Se asumió tanto el diámetro externo e interno del tubo como la longitud del intercambiador tomando en cuenta el tipo de flujo y su factor de suciedad, tomando en cuenta que tanto la longitud y los diámetros más comerciales son los primeros en usarse para el cálculo (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 22)

$$A_t = L_T * d_i$$

Donde:

$L_T$  = Longitud del intercambiador

$d_i$  = Diámetro interno del tubo

#### 2.4.9. Cálculo del número de tubos

El número de tubos está determinado en función del área de transferencia requerida y el área de uno de los tubos (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 23)

$$N_{tubos} = A_0 \times A_t$$

#### 2.4.10. Cálculo del área de sección transversal de un tubo

El área de sección transversal de un tubo está en función del diámetro externo del tubo (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 24)

$$A_{st} = \frac{\pi}{4} * d_o^2$$

Donde:

$d_o$ =diámetro externo tubo

$A_{st}$ = Area de sección transversal

#### 2.4.11. Cálculo de número de pases

El número de pases está en función del número de tubos dividido para 2 (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 25)

$$Pases = \frac{N_{tubos}}{2}$$

#### 2.4.12. Cálculo del Área total de Flujo

El área total de flujo está en función del área de la sección transversal de un tubo para el número de pases (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 26)

$$A_f = A_{st} \times Pases$$

#### **2.4.13. Cálculo del Diámetro del Haz**

Se delimitó el uso de un paso triangular por el factor de suciedad del fluido, el mismo que ingresa por el lado de la carcasa (Towler, 2008).

Se obtuvo del Anexo C los valores de  $K_1$  y  $n_1$  (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 27)

$$D_b = d_0 \times \left( \frac{N_{tubos}}{K_1} \right)^{1/n_1}$$

Donde:

$K_1$  = constante de ecuación de diámetro de haz

#### **2.4.14. Diámetro interno de la carcasa**

Se escogió el tipo de intercambiador que se va utilizar, mientras que del Anexo D se tomó la holgura del diámetro del haz de tubos (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 28)

$$D_s = D_b + holgura$$

#### **2.4.15. Cálculo de la velocidad másica del agua**

La velocidad másica del agua está en función del área total de flujo para el flujo másico de la línea caliente (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 29)

$$V_{ma} = \frac{M_{hot}}{A_f}$$

Donde:

$A_f$  = Área total de flujo

#### **2.4.16. Cálculo de la velocidad lineal del agua**

La velocidad lineal del agua está en función de la velocidad másica del agua para la densidad a la temperatura media de la línea caliente (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 30)

$$V_{la} = \frac{V_{ma}}{\rho_{media}}$$

Donde:

$\rho_{media}$  = Densidad a la temperatura media del agua de purga

#### **2.4.17. Cálculo del Flujo Volumétrico**

El flujo volumétrico está en función del flujo másico de la línea caliente por la densidad a la temperatura media de la misma línea (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 31)

$$F_V = M_{hot} / \rho_{media}$$

#### **2.4.18. Cálculo velocidad dentro del tubo**

La velocidad dentro del tubo está en función del flujo volumétrico para el área total de flujo (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 32)

$$u_t = \frac{F_v}{A_f}$$

Donde:

$u_t$ =Velocidad dentro del tubo

#### 2.4.19. Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds está en función de las propiedades físicas de la línea caliente (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 33)

$$Re = \frac{\rho_{media} \times V_{la} \times d_o}{u_{media}}$$

Donde:

$u_{media}$ = Viscosidad a temperatura media del agua de purga

#### 2.4.20. Cálculo del número de Prandalt

El número de Prandalt está en función de las propiedades físicas de la línea caliente (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 34)

$$Pr = \frac{C_{pmedio} \times u_{media}}{k_{media}}$$

Donde:

$C_{pmedio}$ = Calor específico a la temperatura media del agua de purga

$u_{media}$  = viscosidad a la temperatura media del agua de purga

$k_{media}$  =conductividad térmica a la temperatura media del agua de purga

#### 2.4.21. Cálculo del L/d<sub>i</sub>

Se encuentra en función de la longitud asumida y el diámetro interno del tubo (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 35)

$$\frac{L}{d_i} = \frac{L_{asum}}{d_i}$$

Donde:

$d_i$ = diámetro interno del tubo

$L_{asum}$ =longitud asumida del tubo

#### **2.4.22. Cálculo de Nusselt**

Está en función del número de transferencia de calor y el número de Reynolds y Prandalt (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

Se obtuvo el factor de transferencia de calor (Ftc) del Anexo 5 (Towler, 2008).

(Ecuación 36)

$$N_u = Ftc \times Re \times Pr^{0,33}$$

Donde:

$Ftc$ = factor de transferencia de calor

#### **2.4.23. Cálculo del coeficiente interior de transferencia para el agua ( $h_i$ )**

Está en función de las propiedades físicas de la línea caliente y el número de Nusselt. (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 37)

$$h_i = \left( \frac{k_{media}}{d_i} \right) \times N_u$$

Donde:

$k_{media}$ = conductividad térmica media del tubo

## 2.5 CARCASA

### 2.5.1. Cálculo Área de flujo cruzado

Se determinó el uso de un paso triangular por ser uno de los más usados para flujos con factores de incrustaciones bajos (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 38)

$$A_s = \left( \frac{\text{paso triangular} - d_i}{\text{paso triangular}} \right) \times D_s \times 0,1$$

Donde:

$D_s$ = Diámetro interno de la carcasa

### 2.5.2. Cálculo de caída de presión del Intercambiador de calor

Se obtuvo el factor de fricción del material del Anexo G (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 39)

$$\Delta P = N_t \times (8 \times if \times \left( \frac{L_{asum}}{d_i} \right) + 2,5) \times \left( \frac{\rho_{med ca} \times u_t^2}{2} \right)$$

Donde:

$\rho_{med ca}$ = Densidad a la temperatura media del agua ablandada

$if$ = factor de fricción del material

### 2.5.3. Cálculo del diámetro equivalente de la carcasa

Se encuentra en función del paso triangular y el diámetro interno (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 40)

$$d_e = \left(\frac{1,1}{d_i}\right) \times (\text{paso triangular}^2) - 0,917 \times (d_i^2)$$

### 2.5.4. Cálculo Flujo volumétrico por el lado carcasa

Está en función del flujo másico de la línea fría y de la densidad a la temperatura media de la misma línea (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 41)

$$F_{v \text{ car}} = M_{cool} \times \left(\frac{1}{\rho_{med \text{ car}}}\right)$$

Donde:

$\rho_{med \text{ car}}$  = densidad media de la carcasa

### 2.5.5. Velocidad de Flujo por la carcasa

Está en función del flujo volumétrico por el lado carcasa para el Área de flujo cruzado (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 42)

$$v_{f \text{ car}} = \left(\frac{F_{v \text{ car}}}{A_s}\right)$$

### 2.5.6. Cálculo del número de Reynolds lado carcasa

El diámetro externo de la carcasa se asumió de igual manera tomando en cuenta los flujos y el factor de suciedad por el lado carcasa desde el Anexo F (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 43)

$$R_{e\ car} = \frac{\rho_{media\ ca} \times V_{f\ car} \times d_{o\ car}}{u_{media\ car}}$$

Donde:

$u_{media\ car}$  = Viscosidad a temperatura media del agua ablandada

### 2.5.7. Cálculo del Número de Prandalt lado carcasa

Está en función de las propiedades físicas de la línea fría (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 44)

$$P_{r\ car} = \frac{C_{p\ medio\ car} \times u_{media\ car}}{k_{media\ car}}$$

Donde:

$C_{p\ medio}$  = Calor específico a la temperatura media del agua ablandada

$u_{media}$  = viscosidad a la temperatura media del agua ablandada

$k_{media}$  =conductividad térmica a la temperatura media del agua ablandada

### 2.5.8. Cálculo de $h_s$

Se obtuvo el factor de transferencia de la carcasa (ftc) del Anexo H (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 45)

$$h_s = \frac{k_{media\ car}}{d_e} \times ftc \times R_{e\ ca} \times (P_{r\ car}^2)$$

### 2.5.9. Cálculo $1/U_o$ (unidad de transferencia de calor)

Se obtuvo el factor de incrustación de la purga (fip) y del agua ablandada (fib) del Anexo F (Tabla 8, 10 y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 46)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_s} + fip + \frac{d_o \times LN\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k_{acero}} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \times \left(\frac{1}{h_i}\right) + fib$$

Donde:

fip= factor de incrustaciones de purga

fib= factor de incrustaciones de agua ablandada

$k_{acero}$ = conductividad térmica para el material acero al carbono

#### 2.5.10. Cálculo $U_o$

Está en función del inverso del “U” de transferencia (Tabla 8, 10y 11) (Towler, 2008).

(Ecuación 47)

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{U_o}}$$

Después de realizar los cálculos de dimensionamiento de los equipos se realizó una optimización de la longitud con el paquete de simulación comercial. No se realizó el recalcu del “U” de transferencia porque el “U” calculado da una mayor área del intercambiador que el “U” asumido, por lo que según Towler (2008), se debe tomar el “U” de transferencia que de la menor área para que el intercambiador tenga una mayor eficiencia.

De la misma manera se realizó el cálculo de la cantidad de dinero ahorrado en combustible fósil para obtener el VAN y el TIR, el mismo que se hizo mediante una cotización del equipo a nivel nacional.

## 2.6 CÁLCULO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El valor actual neto es calculado de acuerdo a la siguiente ecuación. (Tabla 15) (Mete, 2014).

(Ecuación 48)

$$VAN = -I_0 \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t}$$

Donde:

$F_t$  = Flujo de dinero en cada periodo de tiempo

$I_0$  = Inversión realizada en el periodo inicial

n = número de periodos de tiempo

k = tipo de interés exigido en la inversión

## 2.7 CÁLCULO DE LA TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

La tasa interna de retorno es calculada de acuerdo a la siguiente ecuación. (Tabla 15) (Mete, 2014).

(Ecuación 49)

$$TIR = \sum_{t=0}^n \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

Donde:

$F_n$  = Flujo de dinero en cada periodo n

### 3. RESULTADOS

De acuerdo a los cálculos matemáticos manuales como a las simulaciones en el paquete comercial, se encontró tanto los diseños geométricos de los equipos (Tanque Flash, Intercambiador de calor tubo y carcasa) más adecuados para recuperación del agua de la línea de purga del caldero, y así obtener el análisis económico del ahorro que se tendría en la empresa con la recirculación de esta línea de agua hacia el caldero. Hay que agregar que se realizó un ajuste final en el cálculo del intercambiador de calor después de haber obtenido la simulación EDR del mismo, de esta manera, los cálculos matemáticos no se alejan del simulador del paquete comercial.

#### 3.1. Resultados de recuperación de energía y agua (tanque flash e intercambiador de calor)

*Tabla 3:* Porcentaje de Purga por caldera y tiempo operacional

	<b>%Purga</b>	<b>Tiempo operacional (%)</b>
<b>Caldero 500 HP</b>	0,15	0,3
<b>Caldero 350 HP</b>	0,1	0,35
<b>Caldero 300 HP</b>	0,1	0,35
<b>%Purga medio</b>	0,12	

Fuente: Autor

De los porcentajes de purga de cada caldera se obtuvo un porcentaje de purga ponderado para poder utilizarlo en los siguientes cálculos.

**Tabla 4:** Balance General de líneas de salida de la caldera y consumo de combustible

<b>BALANCE MASA CALDERO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Consumo bunker/mes	26771,20	gl bunker/mes
Consumo bunker/hora	37,18	gl bunker/hora
1 ton vapor	20,00	gl bunker
Ton vapor/h	1,86	ton vapor/h
Ton purga/h	0,25	ton agua/h

Fuente: Autor

Se tomó el porcentaje medio de purga como dato de referencia para poder realizar el cálculo del balance general y obtener el cálculo de los flujos máxicos de salida de la caldera.

**Tabla 5:** Cálculo de corrientes y energías del Tanque Flash

<b>Tanque Flash</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Presión boiler	120,00	Psi
Presión tanque flash	10,43	Psi
T-tanque flash	92	°C
Caudal purga	0,25	Ton/h
% vapor flash	13,32	%
	0,13	
Caudal vapor	0,03	Ton/h
	33,29	kg/h
Caudal liquido T.F.	0,22	Ton/h
	216,71	kg/h
Energía vapor	75555	KJ/h
	75,555	MJ/h

	73769,79	KJ/h
Energía líquido	73,77	MJ/h
Total, energía recuperada	149,32	MJ/h

Fuente: Autor

Obtenidos los caudales de salida de agua la caldera, fueron calculados los caudales de líquido condensado y de vapor flash del tanque y a partir de estos caudales se obtuvieron las energías que proporcionarían estos dos flujos los cuales serían recuperados en el sistema para un mejor manejo de energía.

**Tabla 6:** Cálculo de las dimensiones del tanque flash

<b>Dimensionamiento Tanque Flash</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>	
V (flujo de vapor)	1,85	kmol/h	
Flv	0,16		
ktamb (constante del tambor)	0,46	m/s	
Uperm	0,46	m/s	
A (área de paso de la columna)	0,03	m <sup>2</sup>	<b>Corrección</b>
D (diámetro de la columna)	0,21	M	0,71
H (altura de la columna)	0,84	M	2,84
At (Área Total)	0,62	m <sup>2</sup>	7,13
Vt (volumen total)	0,03	m <sup>3</sup>	1,13

Fuente: Autor

Con los resultados obtenidos de los flujos se procedió a realizar los cálculos de las dimensiones geométricas del tanque flash, adecuado para dichos flujos. De las dimensiones calculadas se recomienda realizar una corrección de seguridad de al menos un 0,5 m en el diámetro en función de (altura, área total, volumen total)

**Tabla 7:** Temperaturas de entrada y salida de corrientes en el intercambiador de calor desde el tanque flash

	Datos				Flujo
	Cp	ti	to	Q	
	kJ/kg C	°C	°C	W	
<b>Agua Purga</b>	4,185	92	60	8061,24	216,7
<b>Agua ablandada</b>	4,18	20	55	8051,38	198,12

Fuente: Autor

Se delimitó las temperaturas de entrada y salida de las líneas, tanto la que entrega calor como la que recibe calor, más los flujos de las corrientes.

**Tabla 8:** Cálculo de dimensiones del intercambiador de calor (Flujos del tanque flash)

Cálculos	Valor	Unidad
MLDT	38,481	°C
R	0,914	
S	0,486	
Ft	0,880	
MLDT corrección	33,863	°C
Usupuesto	810,000	W/m <sup>2</sup> C
Ao	0,294	m <sup>2</sup>
Di tubo	0,019	m
Do tubo	0,015	m
L asumida	5,000	m
Área de 1 tubo	0,299	m <sup>2</sup>
#tubos	0,982	pases
Área de sección transversal del tubo	0,0002	m <sup>2</sup>
Área total de flujo	0,0001	m <sup>2</sup>
Db	0,035	m
Ds	0,103	m
Tubos		
Velocidad másica del agua	712,516	kg/sm <sup>2</sup>
Velocidad lineal del agua	0,733	m/s
Flujo volumétrico	0,000062	m <sup>3</sup> /s

ut Velocidad dentro del tubo	0,733	m/s
Re	38235,014	
Pr	2,224	
L/di	337,84	
Factor de transferencia de calor	0,0024	
Nusselt	119,457	
hi (coeficiente interior de transferencia para agua)	5407,87	W/m <sup>2</sup> °C
Factor de incrustaciones purga	0,00025	m <sup>2</sup> °C /w
Factor de incrustaciones agua ablandada	0,00075	m <sup>2</sup> °C /w
if (factor de fricción del material	0,31	
<b>Carcasa</b>		
Paso triangular	0,024	
As	0,002	m <sup>2</sup>
Caída de presión	220729,267	Pascales
De	0,014	m
Flujo volumétrico carcasa	0,000	m <sup>3</sup> /s
Velocidad del flujo por la carcasa	0,027	m/s
Do carcasa	0,133	m
Re	5154,314	
Pr	4,577	
Factor de transferencia carcasa	0,019	
hs	7502,571	W/m <sup>2</sup> °C
Conductividad térmica para acero al carbono	45,000	W/Mc
1/Uo	0,001	
Uo	809,430	W/m <sup>2</sup> °C

Fuente: Autor

Se escogió un intercambiador de cabeza flotante de anillo dividido para mejor eficiencia y facilidad de limpieza. Ninguno de los fluidos es altamente corrosivo, y la presión de operación no es alta, por lo que se utilizó acero al carbono para la carcasa y los tubos. Por otro lado, el agua de purga contiene más sólidos disueltos que el agua ablandada, de tal forma que se debe colocar en los tubos y el agua ablandada en la carcasa. Además, se trabajó con 19.05 mm (3/4 pulgadas) de diámetro exterior, 14.83 mm de diámetro interior, 5 m de largo tubos, en un paso triangular de 23.81 mm (paso / diámetro ¼ 1.25) (Towler, 2008).

Asimismo, se realizó una separación del deflector de 100 mm. Considerando que este espacio debe dar una buena transferencia de calor sin caída de presión demasiado alta (Towler, 2008).

De igual manera se incluyeron deflectores segmentarios con un corte del 25% (Towler, 2008). Lo que proporcionaría transferencia de calor razonable y coeficiente de transferencia de calor sin caída de presión grande.

Por último, para el coeficiente de transferencia de calor global calculado 809,43 W / m<sup>2</sup>°C, se obtuvo un área de 0,35 m<sup>2</sup> con un 20% adicional por seguridad. Lo que lleva a concluir que este sistema tanque flash intercambiador de calor esta fuera de especificación.

### 3.2. Resultados de recuperación de energía (intercambiador de calor)

**Tabla 9:** Temperaturas de entrada y salida de corrientes en el intercambiador de calor desde la caldera

	Datos				
	Cp	Ti	to	Q	Flujo
	kJ/kg C	°C	°C	W	kg-h
<b>Agua Purga</b>	4,185	170	60	31968,75	250
<b>Agua ablandada</b>	4,18	20	55	31930,38	785,71

Fuente: Autor

Se delimitó las temperaturas de entrada y salida de las líneas tanto la que entrega calor como la que recibe calor, más los flujos de las corrientes. Sin embargo, el flujo de purga viene directamente de la sección de salida de la caldera.

**Tabla 10:** Cálculo de dimensiones del intercambiador de calor (Flujos de la caldera)

Cálculos	Valor	Unidades
MLDT	71,019	°C
R	3,143	
S	0,233	
Ft	0,880	
MLDT corrección	62,497	°C
Usupuesto	895,000	W/m <sup>2</sup> °C
Ao	0,572	m <sup>2</sup>
Di tubo	0,019	m
Do tubo	0,015	m
L asumida	5,000	m
Área de 1 tubo	0,299	m <sup>2</sup>
#tubos	1,910	pases
Área de sección transversal del tubo	0,000172	m <sup>2</sup>

Área total de flujo	0,000164	m <sup>2</sup>
Db	0,048	m
Ds	0,116	m
<b>Tubos</b>		
Velocidad másica del agua	422,693	kg/sm <sup>2</sup>
Velocidad lineal del agua	0,446	m/s
Flujo volumétrico	0,000073	m <sup>3</sup> /s
ut Velocidad dentro del tubo	0,446	m/s
Re	33075,772	
Pr	1,509	
L/di	337,838	
Factor de transferencia de calor	0,0028	
Nusselt	106,077	
hi (coeficiente interior de transferencia para agua)	4891,732	W/m <sup>2</sup> °C
Factor de incrustaciones purga	0,00025	m <sup>2</sup> °C /w
Factor de incrustaciones agua ablandada	0,00075	m <sup>2</sup> °C /w
if (Factor de fricción del material	0,21	
<b>Carcasa</b>		
Paso triangular	0,024	
As	0,002	m <sup>2</sup>
Caída de presión	83930,347	Pascales
De	0,014	m
Flujo volumétrico carcasa	0,000	m <sup>3</sup> /s
Velocidad del flujo por la carcasa	0,095	m/s
Do carcasa	0,133	m
Re	18242,313	
Pr	4,577	
Factor de transferencia carcasa	0,390	
hs	545042,254	W/m <sup>2</sup> °C
Conductividad térmica para acero al carbono	45,000	W/Mc
1/Uo	0,001	
Uo	893,542	W/m <sup>2</sup> °C

Fuente: Autor

El coeficiente de transferencia de calor global calculado 893,54 W / m<sup>2</sup>°C, se obtuvo un área de 0,7 m<sup>2</sup> con un 20% adicional por seguridad.

Al realizar el proceso de simulación en el paquete comercial del intercambiador con los diferentes flujos másicos y temperaturas provenientes de la caldera se observó que son los que nos ayudan a realizar un dimensionamiento en la extensión del paquete de simulación comercial de mayor eficiencia por lo que se utiliza los resultados arrojados de longitud y diámetro de carcasa para mejorar los cálculos manuales.

### 3.3. Optimización del diseño calculado por medio de un paquete de simulación comercial

Se realizó una simulación del proceso de recuperación de energía en un paquete comercial, y de los resultados obtenidos, se pudo ver una mejora de eficiencia energética en los cálculos manuales.

**Tabla 11:** Cálculo de dimensiones del intercambiador de calor (Correcciones Paquete de Simulación Comercial)

<b>Cálculos</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
MLDT	71,02	°C
R	3,14	
S	0,23	
Ft	0,88	
MLDT corrección	62,50	°C
Usupuesto	420,00	W/m <sup>2</sup> °C
Ao	1,22	m <sup>2</sup>
Di tubo	0,02	m
Do tubo	0,01	m
L asumida	1,22	m
Área de 1 tubo	0,07	m <sup>2</sup>
#tubos	16,68	pases
Área de sección transversal del tubo	0,00	m <sup>2</sup>
Área total de flujo	0,00	m <sup>2</sup>
Db	0,13	m
Ds	0,20	m
<b>Tubos</b>		
Velocidad másica del agua	48,399	kg/sm <sup>2</sup>
Velocidad lineal del agua	0,051	m/s
Flujo volumétrico	0,000073	m <sup>3</sup> /s
ut Velocidad dentro del tubo	0,051	m/s
Re	3787,268	
Pr	1,509	
L/di	82,432	
Factor de transferencia de calor	0,0028	
Nusselt	12,146	
hi (coeficiente interior de transferencia para agua)	435,156	W/m <sup>2</sup> °C
Factor de incrustaciones purga	0,00025	m <sup>2</sup> °C /w
Factor de incrustaciones agua ablandada	0,00075	m <sup>2</sup> °C /w
if (factor de fricción del material	0,21	
<b>Carcasa</b>		

Paso triangular	0,0238	
As	0,0039	m <sup>2</sup>
Caída de presión	2385,863	Pascales
De	0,0135	m
Flujo volumétrico carcasa	0,0002	m <sup>3</sup> /s
Velocidad del flujo por la carcasa	0,0560	m/s
Do carcasa	0,22	m
Re	17853,522	
Pr	4,577	
Factor de transferencia carcasa	0,39	
hs	533426,016	W/m <sup>2</sup> °C
Conductividad térmica para acero al carbono	45	W/Mc
1/Uo	0,00275	
Uo	364,205	W/m <sup>2</sup> °C

Fuente: Autor

Con las correcciones del Paquete de Simulación Comercial, usando la longitud del tubo del intercambiador de 1.22 m, se tiene que el coeficiente global calculado de 364,205 W / m<sup>2</sup> °C, con un área de 1,5 m<sup>2</sup> con un 20% adicional de seguridad, lo que comprueba que el método de diseño de cálculos matemáticos (Método de Kern), es aceptable.

**Tabla 12:** Cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor según el paquete de simulación comercial

<b>DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR LADO TUBO</b>		
<b>Tubos</b>		
<b>Dimensión</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
Lt	1,21	m
Diámetro interno	0,019	m
Diámetro externo	0,015	m
<b>Carcasa</b>		
Di (carcasa)	0,20	m
Do (carcasa)	0,22	m
B (estimación de espacio entre deflectores)	0,12	m
Número de tubos	32	

Fuente: Autor

Los cálculos manuales matemáticos concordaron con los obtenidos por el paquete de simulación comercial, lo que conlleva a la aceptación del dimensionamiento obtenido para el intercambiador de calor (tabla 11, 12).

### 3.4. Análisis de ahorro de combustible, agua de recirculación y disminución de emisiones de gases de efecto invernadero

**Tabla 13:** Cálculo de Ahorro de combustible de recirculación y disminución de emisión de CO<sub>2</sub>

Ahorros		Unidades
Densidad bunker	998,45	Kg/m <sup>3</sup>
Capacidad calorífica bunker	10000	Kcal/kg bunker
	41840	KJ/kg bunker
	41,84	MJ/Kg bunker
Precio bunker	1,07	\$/gal bunker
Ahorro combustible	3,57	Kg bunker/h
	0,94	gal/h
	8271,90	gal bunker/año
	31263,98	Kg bunker/año
	26261,75	kg carbono/año
	8850,93	\$/año
Emisión de CO <sub>2</sub>	0,272727273	kg carbono/ kg CO <sub>2</sub>
Disminución de emisión de CO <sub>2</sub>	96293,07	kg CO <sub>2</sub> /año
	96,29	TonCO <sub>2</sub> /año

Fuente: Autor

Se obtuvo el cálculo del ahorro de combustible de recirculación en dólares por año, mediante los cálculos se expresa el uso de la línea de purga de salida del tanque flash, como de la línea de vapor flash. Indicando que las dos corrientes proveen la cantidad de energía y agua de recirculación. No obstante, hay que aclarar que se realiza un solo cálculo de ahorro de energía y de agua ya que con o sin tanque flash se obtiene la misma cantidad de ahorro de energía, pues la línea de entrada del tanque flash es la línea de salida de la caldera al intercambiador.

Por otro lado, con la implementación del intercambiador de calor, las emisiones de CO<sub>2</sub>, tienen una disminución de 96,29 TonCO<sub>2</sub>/año, cifras que pueden ayudar desde lo local a

reducir las emisiones y los efectos que afecta el cambio climático por uso irracional de recursos naturales no renovables por parte de las industrias.

### 3.5. Análisis económico y de rentabilidad

Mediante el análisis de los resultados obtenidos se elaboró una evaluación del factor económico de la empresa, así mismo se analizó la recuperación del capital de la misma en relación a los factores de valor actual neto (VAN) y a la tasa interna de retorno TIR.

**Tabla 14:** Inversión para la construcción del Intercambiador de calor y rédito del proceso implementado en un margen de 10 años

<b>Flujos de Caja</b>	<b>Dólares</b>
Inv. inicial	9240
f1(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f2(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f3(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f4(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f5(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f6(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f7(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f8(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f9(ahorro de energía de recirculación)	8850,93
f10(ahorro de energía de recirculación)	8850,93

Fuente: Autor

La inversión inicial o costo del intercambiador de calor se obtuvo de la propuesta técnica comercial (Anexo L).

**Tabla 15:** Cálculo del VAN, TIR y PayBack (para 10 años)

VAN	\$40.769,72
TIR	96%
PayBack	1,04

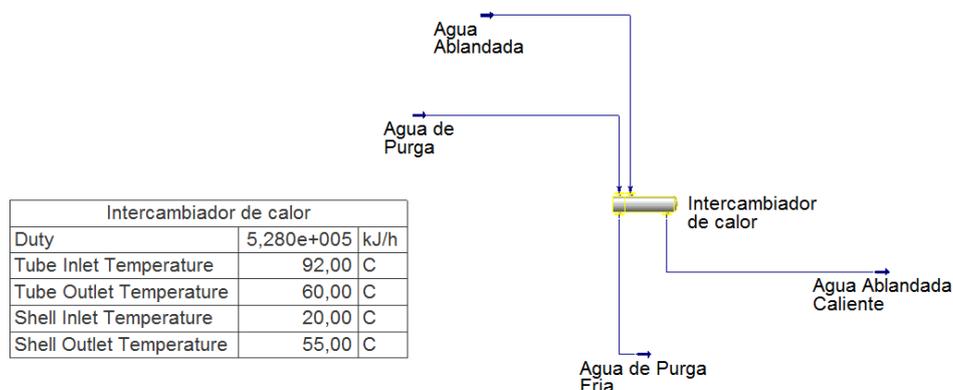
Fuente: Autor

Se realizó el cálculo de las variables que indican si un proyecto es rentable o no, y como resultado obtenemos que para un margen de 10 años las ganancias habrán superado por un largo margen a la inversión realizada, generando un redito económico favorable de \$40.769,72 con un porcentaje de rentabilidad del 96%.

Mientras que, el flujo de retorno de la inversión es de 1,04 años, es decir que, la inversión realizada será cubierta por el flujo de caja que proporciona el ahorro de la energía en un año.

## 2.6. Simulaciones de los intercambiadores de calor a diferentes entradas de flujo

A continuación, se presentarán las simulaciones realizadas de los intercambiadores de calor con los distintos flujos de entrada al mismo.

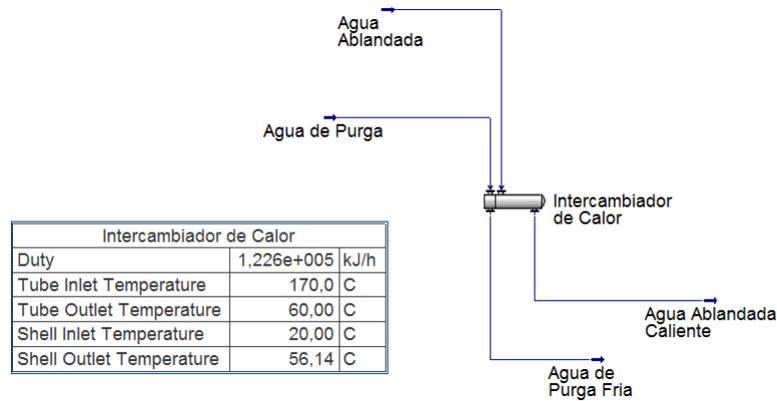


**Figura 6:** Simulación de un paquete comercial (Flujo desde Tanque Flash)

Fuente: Autor

La simulación del intercambiador de calor, la misma que se alimenta de la línea de purga de salida del tanque flash, es considerada ineficiente para este proceso, debido a que el flujo de entrada, tanto al tubo como a la carcasa es menor a que si ingresara directamente de la caldera, lo cual hace que haya una menor cantidad de transferencia de calor, razón

por la cual, al momento de realizar la simulación comercial, este no converge y no genera una hoja tema de construcción del mismo.

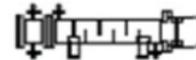


**Figura 7:** Simulación del paquete comercial (Flujo de la Caldera)

Fuente: Autor

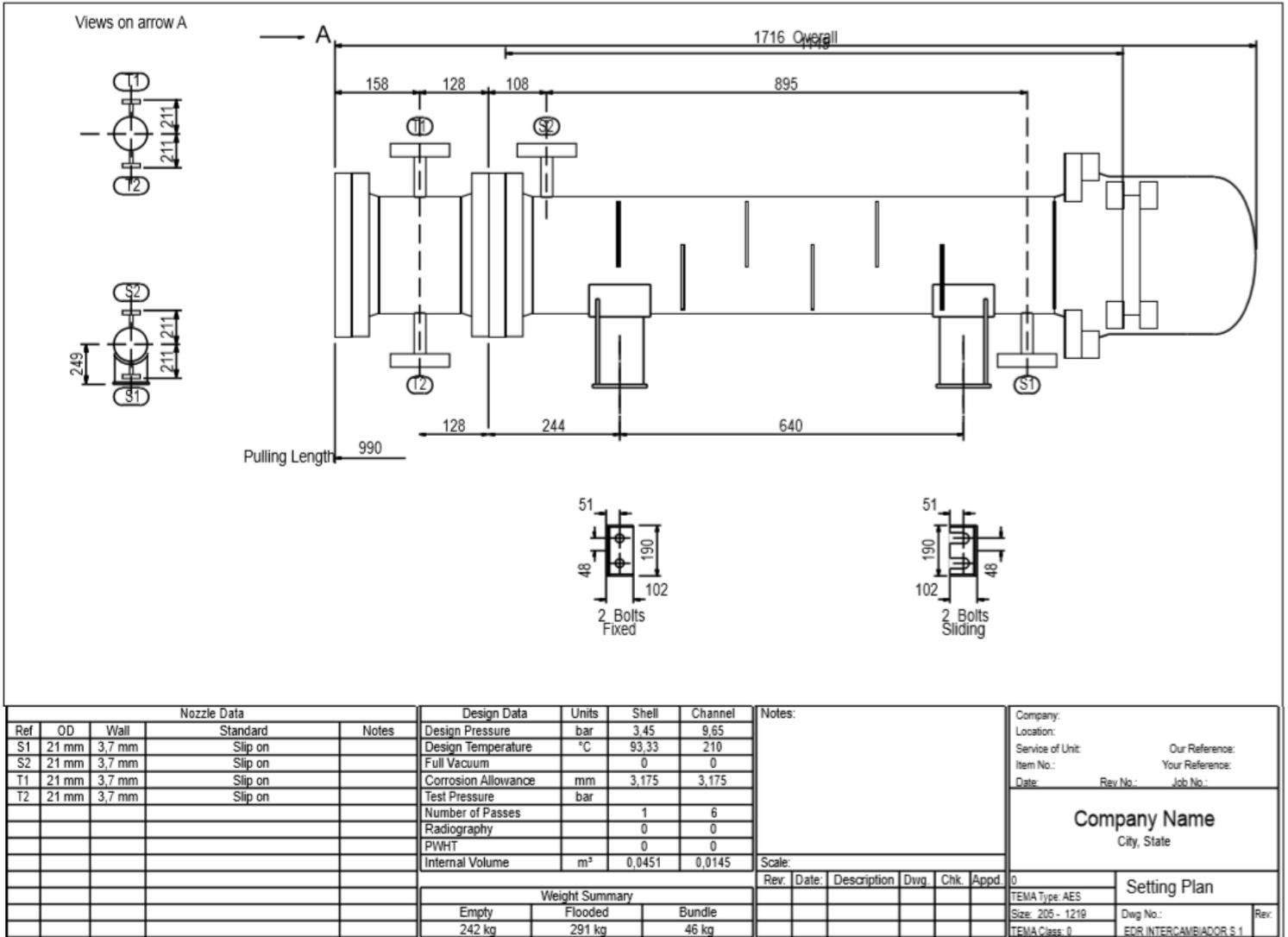
Sin embargo, se puede decir que, mediante la simulación desarrollada con el flujo de alimentación de purga, que proviene de la caldera, genera mayor eficiencia, puesto que al no subdividir los flujos másicos en el tanque flash, se tiene flujos con mayor caudal tanto para carcasa como para tubo, de igual manera se obtiene un rango de temperatura mucho más amplio para la transferencia de calor. Es decir, de esta simulación se pudo obtener la hoja Tema del intercambiador de calor, necesaria para la construcción del mismo (Figura 8).

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET						
1	Company: Empresa Textil					
2	Location: Cumbayá - Quito, Ecuador					
3	Service of Unt: Our Reference:					
4	Item No.: Your Reference:					
5	Date: 14/02/2020	Rev. No.: 3	Job No.: 1			
6	Size: 0.2032 - 1.2192 m	Type: AES	Horizontal	Connected in: 1	Paralel 1	Series
7	Surt/ unit (eff) 1,5 m2	Shele/unit 1	Surf/unit(eff)		1,5	m2
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid alocation	Shell Side			Tube Side	
10	Fluid name	Agua ablandada-Agua ablandada Caliente			Agua de Purga-Agua de Purga Fria	
11	Fluid quantity Total	kg	796			250
12	Vapor (in/Out)	kg	0	0	0	0
13	Liquid	kg	786	786	250	250
14	Noncondensable	kg	0	0	0	0
15						
16	Temperature (in/Out)	°C	20	56,14	170	60
17	Bubble / Dew point	°C	/	/	171,92 / 171,92	171,9 / 171,9
18	Denaty Vapor / Liquid	kg m2	/ 1011,07	/ 983,44	/ 884,62	/ 980,68
19	Viscosity	cp	/ 1,0017	/ 0,4918	/ 0,1585	/ 0,4631
20	Molecular wt , Vap					
21	Molecular wt , NC					
22	Specific heat		/ 4,314	/ 4,326	/ 4,676	/ 4,329
23	Thermal conductvty	W(m-1C)	/ 0,6034	/ 0,6497	/ 0,681	/ 0,6535
24	Latent heat					
25	Pressure (abs)	atm	0,71	0,692	8,166	8,161
26	velocity (Mean/Max)	m/s	0,01 / 0,01		0,17 / 0,18	
27	Pressure drop, aflow/calc	atm	0,136	0,018	0,255	0,005
28	Fouling resistance (min)	m2-1CW	0		0	0 Ab based
29	Heat exchanged	34055 W	MTD (corrected)			59,36 °C
30	Transfer rate. Service	372,7	Dirty	583,5	Clean	583,5 W(m2-1C)
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch	
32		Shel Side		Tube Side		
33	Design/Vacuum test pressure	atm	3,402 /	/	9,526 /	/
34	Design temperature	°C	93,33		210	
35	Number passes per shel		1		6	
36	Corrosion allowance	m	0,0032		0,0032	
37	Connections	In	m 1	0,0127 /	- 1	0,0127 /
38	Size/Rating	Out	1	0,0127 /	- 1	0,0127 /
39	Nominal	Intermediate	/		/	
40	Tube #	32	CO: 0,015	Tks. Average 0,0017	m Length 48	in F 11ch: 0,0188 m Tube pattern: 30
41	Tube t/pe: Pain		insert/None	First:	#/in	Material: Carbon Steel
42	Shel	Carbon Steel	ID 0,205	CO 0,2191	Shel cover	Carbon Steel
43	Channel or bonnet	Carbon Steel			Channel cover	Carbon Steel
44	Tubesheel-stadonary	Carbon Steel	-		Tubersheel-floating	Carbon Steel
45	Fioating head cover	Carbon Steel			Impingement protection	None
46	Baffe-cross	Carbon Steel	type	Single segmental	Out (d) 43,25	Hortaspacing c/c 0,1206 m
47	Baffe-long	-	Sea	Type	In/et	0,2088
48	Supports- tube	U-bend	0		Type	
49	Bypass seal			Tube-tubesheel joint	Expanded only (2 grooves)(App.AT)	
50	Expansion joint	-		Type	None	
51	Rhol/2-inter nozzie	2065	Bunde entrance	0	Bunde exit	0 kg/m-
52	Gackes - shell side		Fiat Metal Jacket Fibe	Tube side	Fiat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head		Fiat Metal Jacket Fibe			
54	Code requirements	ASME Code Sec VII DV 1			TEMA class R- refinery sevice	
55	Weight Shell	241,5	Filed with water	291,4	Bundie	45,7 kg
56	Remants					
57						
58						



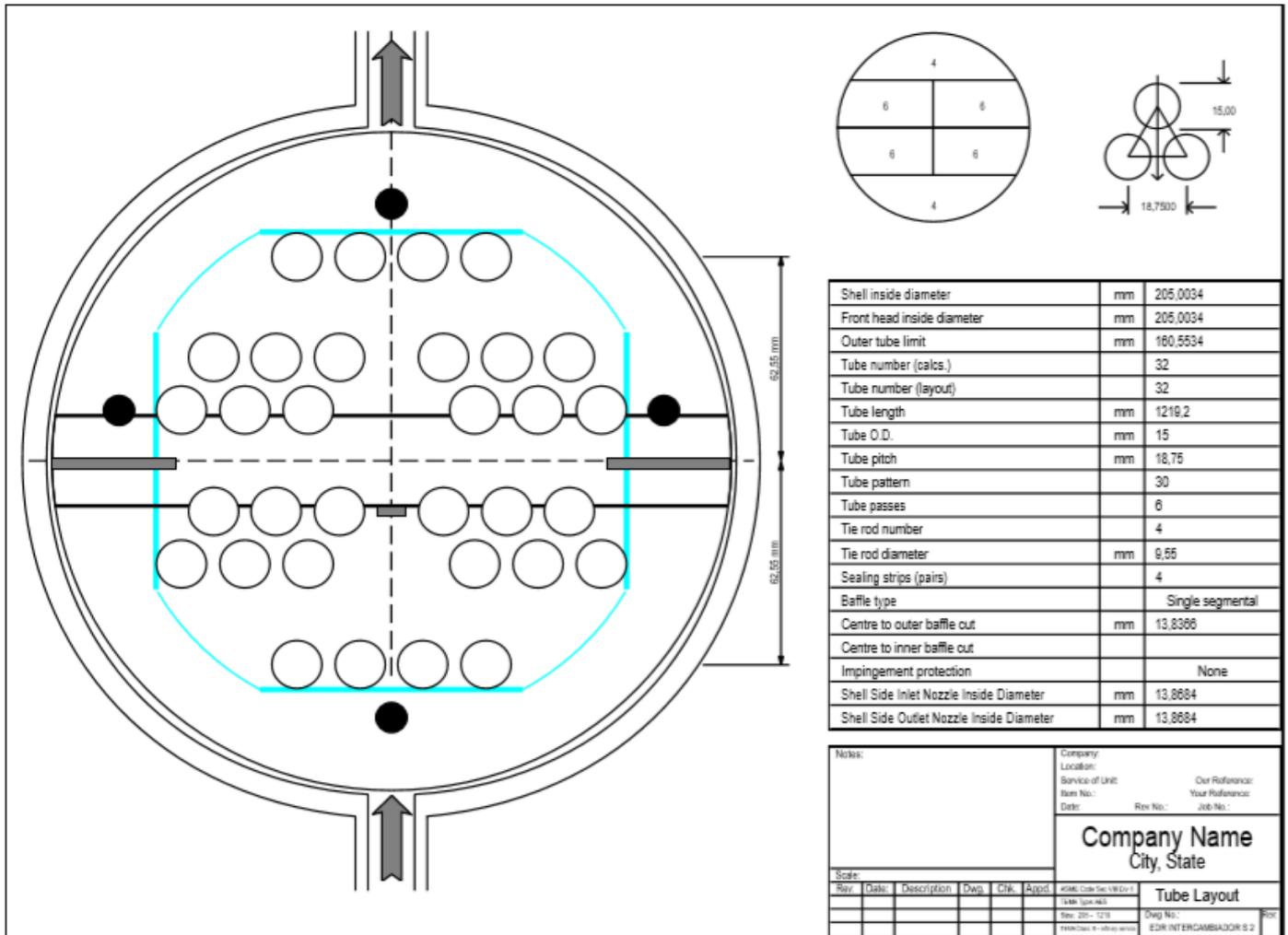
**Figura 8:** Tabla TEMA del Intercambiador de Calor (Flujo de Caldera)

Fuente: Autor



**Figura 9:** Plano Mecánico Intercambiador de Calor (Flujo de Caldera)

Fuente: Autor



**Figura 10:** Plano Arreglo de tubos Intercambiador de Calor (Flujo de Caldera)

Fuente: Autor

#### **4. CONCLUSIONES**

1. Para obtener un mejor aprovechamiento de energía de agua de purgas, se debe trabajar con la línea directa de purga de la caldera hacia el intercambiador de calor sin pasar por un tanque flash.
2. Se ha determinado que la utilización de un tanque flash en el proceso no favorece el buen funcionamiento del intercambiador de calor, ya que esta fuera de especificación.
3. El ahorro en combustible es de 8.271,90 gal búnker al año que equivalen a 8.850,93 dólares al año en ahorro.
4. El costo de la inversión sería de 9.240,00 dólares anuales, con lo cual se paga en aproximadamente 1 año y en un ciclo de vida de 10 años el VAN (Valor Actual Neto) de \$40.769,72 y la TIR (Tasa Interna de Retorno) es del 96%.
5. El ahorro de combustible implica la disminución de 96,29 Ton CO<sub>2</sub>/año.

## **BIBLIOGRAFÍA**

Almeida A., Armas D. (2013). Diseño, construcción, y operacionalización de un intercambiador de calor tipo tubo y carcasa, destinado para el laboratorio de operaciones unitarias de la facultad de ciencias ambientales de la Universidad Internacional SEK. Quito. Pp 171.

Baghban S. H. (1999). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals; applied thermal engineering; Vol. 20.

Cengel, Y., Boles, M. (2012) Termodinámica. 6a. ed. México: McGraw-Hill. Pp 83.

Himmelblau D. (1997). Principios básicos y cálculos en ingeniería química. Sexta edición. México.

Holman, J. (1998). *Transferencia de calor*. Madrid: McGraw-Hill.

Informe especial del IPCC. (2018). Calentamiento global de 1,5 °C con respecto a los niveles preindustriales y las trayectorias correspondientes de deberían seguir las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero, en el contexto del reforzamiento de la respuesta mundial a la amenaza del cambio climático. Disponible en: [www.Gobernantes.com/columna.php?id=41219&idc=103](http://www.Gobernantes.com/columna.php?id=41219&idc=103).

Mendoza, H. (2018). *Diseño de sistema de calentamiento de agua de alimentación de caldera mediante intercambiador de calor aprovechando el agua de purga de fondo de la caldera en la empresa ajemaya S.A.* (Ingeniero Mecánico). Universidad de San Carlos de Guatemala.

Mete M. (2014). Valor actual neto y tasa de retorno: Su utilidad como herramientas para el análisis y evaluación de proyectos de inversión. *Fides et Ratio*. Vol. 7. Pp 67-85.

Molina, M., Sarukhán, J., Carabias, J. (2017). *El cambio climático*. Distrito Federal: FCE – Fondo de Cultura Económica.

Molina Igartua, L. (1996). Calderas de vapor en la industria, CADEM. Ente Vasco de la Energía (EVE), Bilbao, España: Pearson. Pp 308.

Phillip C. Wankat. (2011). *Ingeniería de Procesos de Separación*. Pearson 2da. Edición.

Polupan, G., Jarquin, G., Carvajal, I., & Pysmenny, Y. (2011). *Desarrollo de Recuperadores de Energía para Calderas Basados en Elementos Bifásicos*. *Información Tecnológica*, 22(5), 83-90. Doi: 10.4067/s0718-07642011000500011

Port, R., Hierro, H. (1991) *The NALCO Guide to Boiler Failure Analysis*, Nueva York, Estados Unidos: McGraw-Hill. Pp. 328.

Rozas, C., Moraga N., Bubnovich, V., Letelier, M. (2012). *Desarrollo Histórico de los Tubos de Calor y sus Aplicaciones*.

Salas G., Condorhuaman C. (2009). *Huella de carbono en la industria textil*. *Rev. Per. Quím. Ing. Quím.* Vol. 12 N° 2, pp. 25 – 28.

Sintas Coll, J. (2012) *Control de generadores de vapor, tiempo real*. Barcelona, España: Reverte. Pp 42.

Soto, J. (1996). *Fundamentos sobre ahorro de energía*. México: Universidad Autónoma de Yucatán.

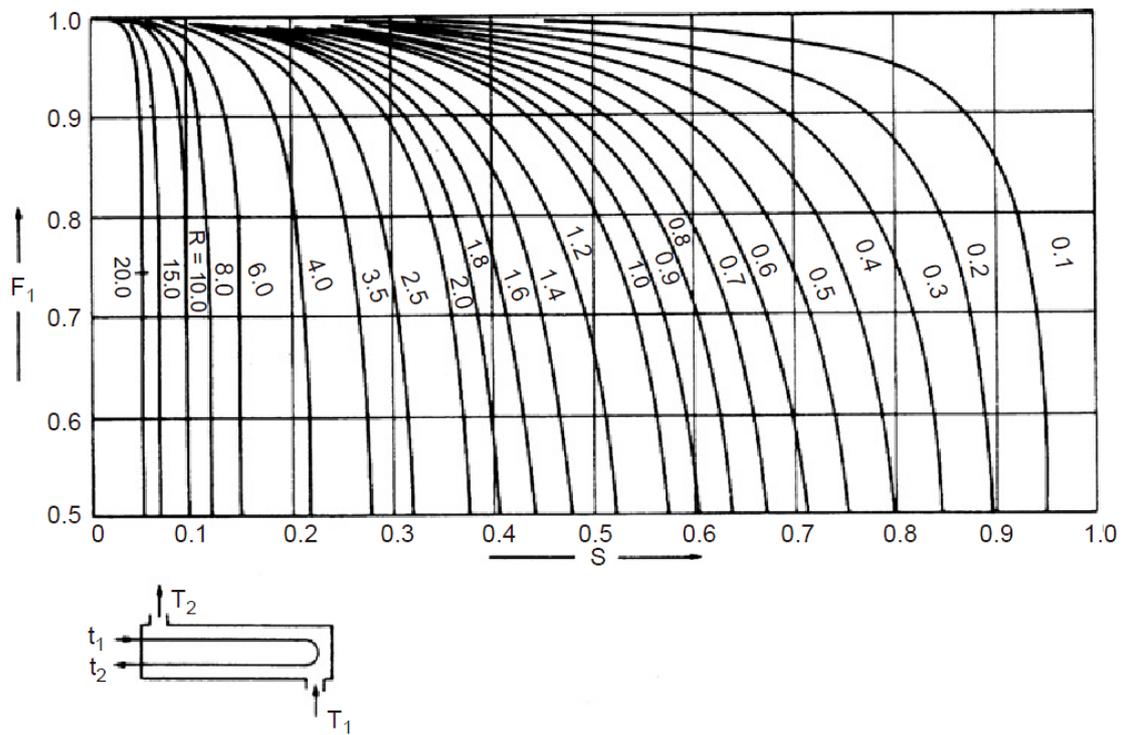
Towler, G y Sinott, R. (2008). *Diseño en Ingeniería Química*. Barcelona: Reverte.

UOP. (1978). *Train your Refinery Operators*. . Illinois: UOP.

Vasiliev, L. (2003). *Application of heat pipes in modern heat exchangers*. Institute, Academy of Science, 15. Belarus Minsk, Russia.

Wark, K. (2001). *Termodinámica*. 6ª ed. Madrid, España: McGraw-Hill. Pp 150.

## Anexo A



**Figure 12.19.** Temperature correction factor: one shell pass; two or more even tube passes.

## Anexo B

**Table 12.1.** Typical Overall Coefficients

<b>Shell and Tube Exchangers</b>		
<b>Hot Fluid</b>	<b>Cold Fluid</b>	<b><math>U</math> (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
<i>Heat exchangers</i>		
Water	Water	800–1500
Organic solvents	Organic solvents	100–300
Light oils	Light oils	100–400
Heavy oils	Heavy oils	50–300
Gases	Gases	10–50
<i>Coolers</i>		
Organic solvents	Water	250–750
Light oils	Water	350–900
Heavy oils	Water	60–300
Gases	Water	20–300
Organic solvents	Brine	150–500
Water	Brine	600–1200
Gases	Brine	15–250
<i>Heaters</i>		
Steam	Water	1500–4000
Steam	Organic solvents	500–1000
Steam	Light oils	300–900
Steam	Heavy oils	60–450
Steam	Gases	30–300
Dowtherm	Heavy oils	50–300
Dowtherm	Gases	20–200
Flue gases	Steam	30–100
Flue	Hydrocarbon vapors	30–100
<i>Condensers</i>		
Aqueous vapors	Water	1000–1500
Organic vapors	Water	700–1000
Organics (some noncondensables)	Water	500–700
Vacuum condensers	Water	200–500
<i>Vaporizers</i>		
Steam	Aqueous solutions	1000–1500
Steam	Light organics	900–1200
Steam	Heavy organics	600–900
<b>Air-cooled Exchangers</b>		
<b>Process Fluid</b>		<b><math>U</math> (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
Water		300–450
Light organics		300–700
Heavy organics		50–150
Gases, 5–10 bar		50–100
10–30 bar		100–300
Condensing hydrocarbons		300–600

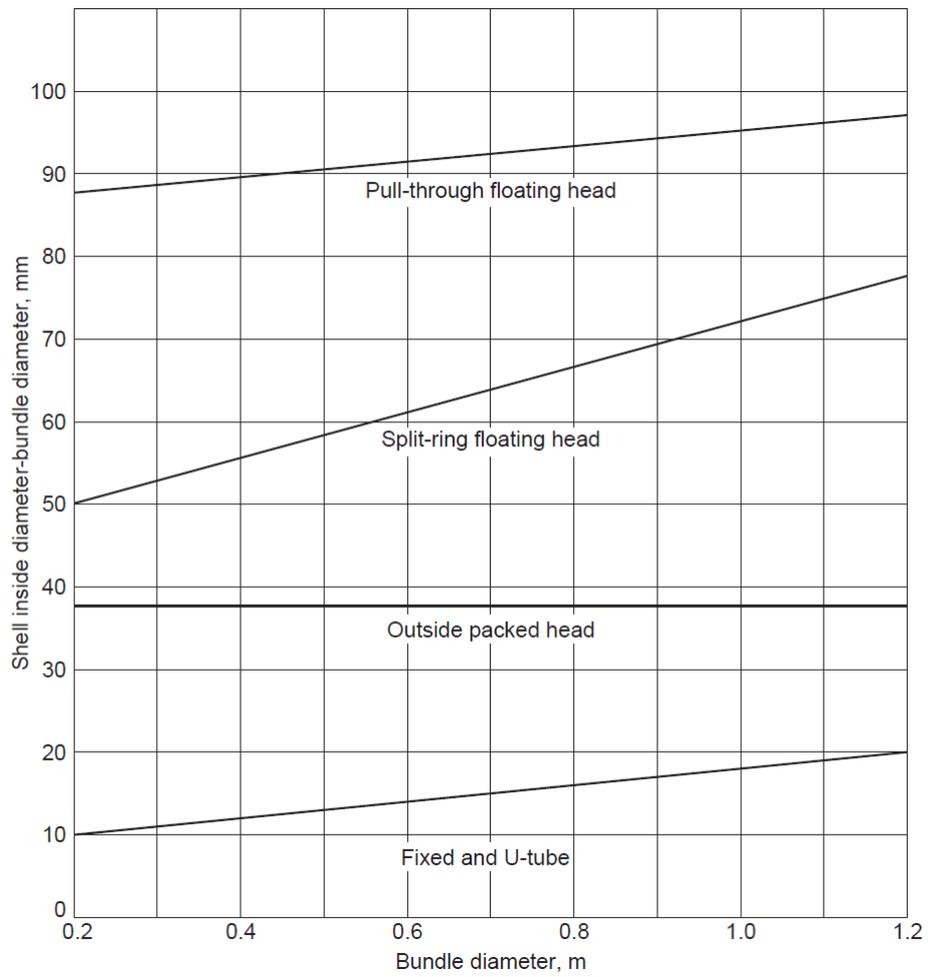
(continued)

## Anexo C

**Table 12.4.** Constants for Use in Equation 12.3

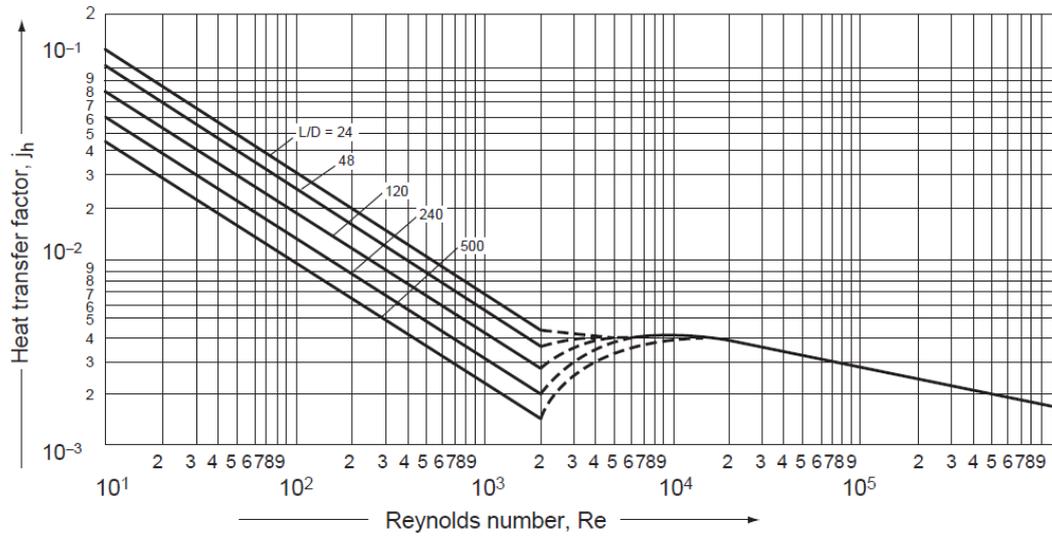
<b>Triangular Pitch, <math>p_t = 1.25d_o</math></b>					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$>n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
<b>Square Pitch, <math>p_t = 1.25d_o</math></b>					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
$n_1$	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

## Anexo D



**Figure 12.10.** Shell-bundle clearance.

## Anexo E



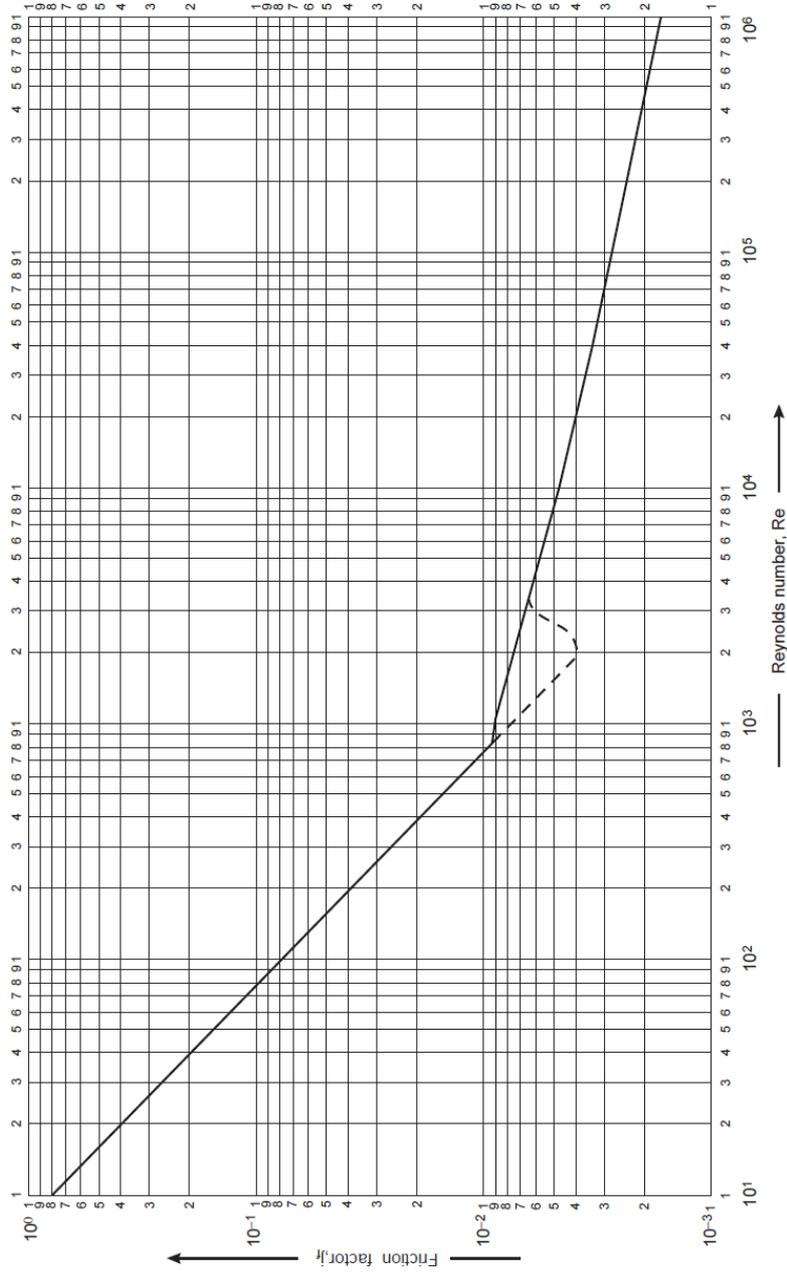
**Figure 12.23.** Tube-side heat transfer factor.

## Anexo F

**Table 12.2.** Fouling Factors (Coefficients), Typical Values

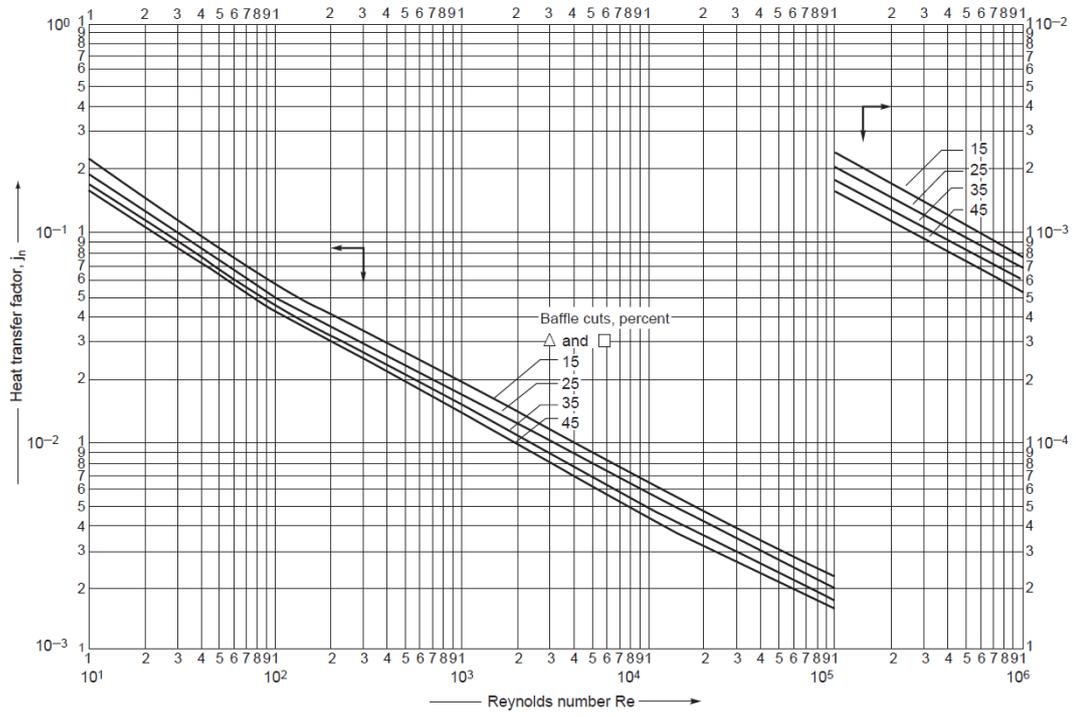
<b>Fluid</b>	<b>Coefficient (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>Factor (resistance) (m<sup>2</sup> °C/W)</b>
River water	3000–12,000	0.0003–0.0001
Sea water	1000–3000	0.001–0.0003
Cooling water (towers)	3000–6000	0.0003–0.00017
Towns' water (soft)	3000–5000	0.0003–0.0002
Towns' water (hard)	1000–2000	0.001–0.0005
Steam condensate	1500–5000	0.00067–0.0002
Steam (oil free)	4000–10,000	0.0025–0.0001
Steam (oil traces)	2000–5000	0.0005–0.0002
Refrigerated brine	3000–5000	0.0003–0.0002
Air and industrial gases	5000–10,000	0.0002–0.0001
Flue gases	2000–5000	0.0005–0.0002
Organic vapors	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000–5000	0.0003–0.0002

# Anexo G



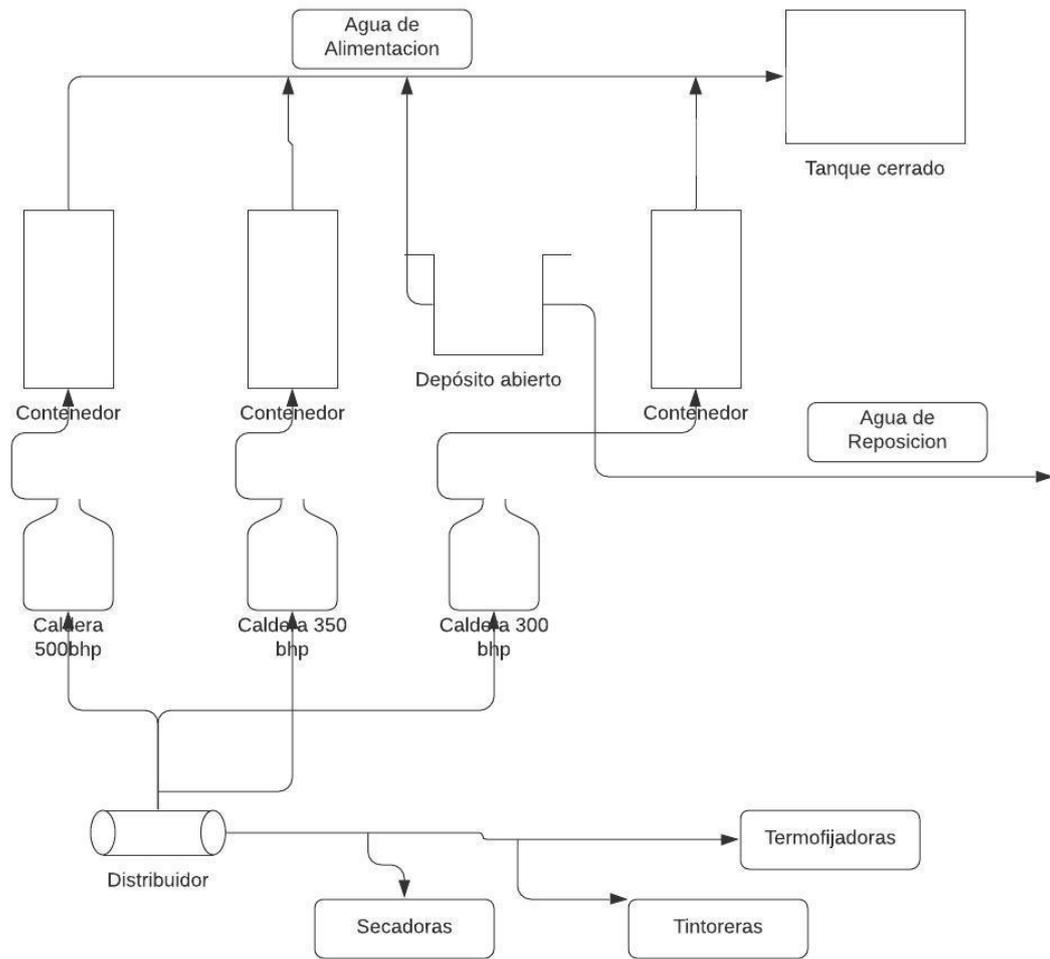
**Figure 12.24.** Tube-side friction factors.

# Anexo H



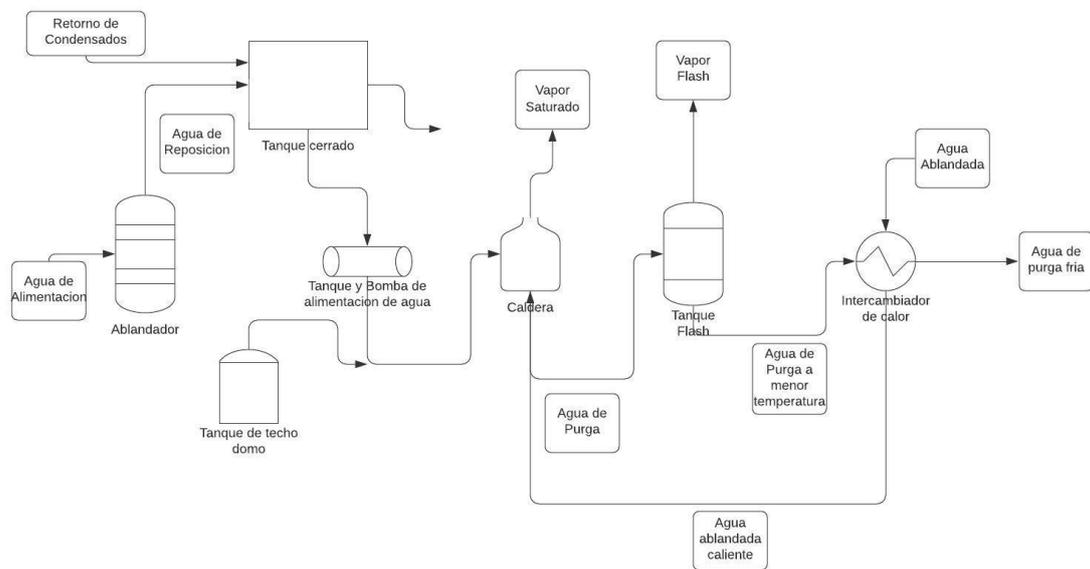
**Figure 12.29.** Shell-side heat transfer factors, segmental baffles.

## Anexo I



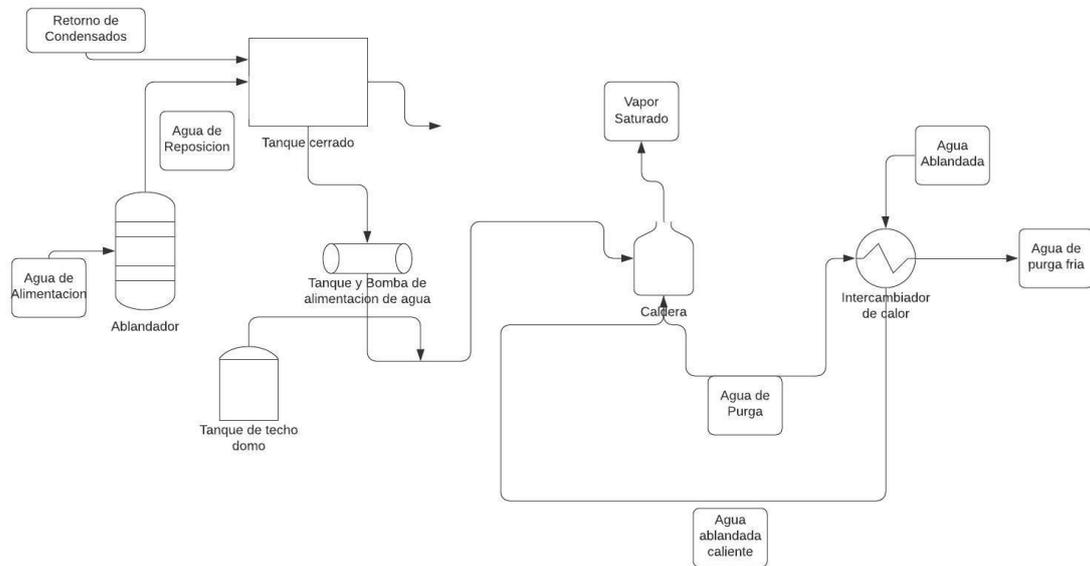
Esquema de producción y distribución de vapor

## Anexo J



Esquema sistema de recuperación de agua y energía tanque flash + intercambiador de calor de tubos y carcasa.

## Anexo K



Esquema sistema de recuperación de agua y energía intercambiador de calor de tubos y carcasa.

## Anexo L



<b>PROPUESTA TÉCNICA COMERCIAL</b>					
<b>ASUNTO:</b> Provisión y Montaje de intercambiador de Calor de Tubos y Carcasa, para recuperación de purgas de sistema de calderos de acuerdo a diseño entregado por cliente.					
<b>Razón Social:</b> <MATRIN> MAQUINARIAS Y TALLERES INDUSTRIALES CIA. LTDA. <b>RUC:</b> 1790631214001					
<b>Cliente:</b> Gabriela Fernanda Samaniego Corella					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1.0.	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCAZA: Tipo AES horizontal, 241,5 kg, 1,5 m <sup>2</sup> , Acero al Carbono: Carcasa: A-516 Gr 70 y Tubos: A-106 Gr B. ASME Code Sec VII Div 1.	U	1	6250,00	6250,00
2.0	Termocupla. Tipo T. De cobre y constantán, Rango: -200 300 °C	U	1	1200,00	1200,00
3.0	Sensor de Flujo. Tipo tapón. Para caudales menores a 20 LPM.	U	1	800,00	800,00
				<b>SUBTOTAL</b>	8250,00
				<b>IVA (12%)</b>	990,00
				<b>TOTAL</b>	9240,00

**Forma de pago:** Anticipo: 50%, Contra entrega: 50%.

**Tiempo de entrega del material:** 120 días.

**Valor oferta (sin IVA):** Nueve mil doscientos cuarenta, con 00/100.

**Validez de la oferta:** 60 días

  
Ing. Antonio Mendez  
Gerente General Industrias Matrin

Quito, 05 de febrero del 2020



Oficinas: 9 de Octubre 1714 y Av. Eloy Alfaro, PO Box: 170516, Ofic.: 301, Tel.: +593 2-2239-662.

E-mail: [matrin@indumatrin.com](mailto:matrin@indumatrin.com).

Web: [www.indumatrin.com](http://www.indumatrin.com)

Plantas: Calle Pizarro 8-35 u Mariposas - Pabellón: Pizarro-Ecuador

Cotización de proveedor nacional, incluye sensores de nivel y de flujo