



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO
DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR
EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-
CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE
VAPOR”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

ROJAS TORRES, CARLOS IVÁN

ASESOR:

Ing. PAREDES ROSARIO, RAÚL

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

ENERGÍA-GENERACIÓN, TRANSMISIÓN Y DISTRIBUCIÓN

TRUJILLO – PERÚ

2018

PÁGINA DEL JURADO

Mg. Julca Verástegui Luis Alberto
Presidente

Mg. Sifuentes Inostroza Teófilo Martin
Secretario

Mg. Paredes Rosario Raúl Rosali
Vocal

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mis padres por su apoyo incondicional, su sabiduría y consejos que me guiaron en todo este camino para poder cumplir mi sueño. Y a mis hermanos que fueron un gran ejemplo por su perseverancia y dedicación en sus carreras.

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por haberme apoyado durante todo este transcurso de mi vida y por la entera confianza que depositaron en mi sin dudar de mis capacidades. También agradecerles por haberme dado una vida llena de experiencias, aprendizajes y sobre todo felicidad.

A mis compañeros, futuros colegas con quienes compartí momentos de triunfos y derrotas durante mi formación profesional.

A mis profesores porque gracias a su paciencia y enseñanza obtuve gran parte de mis conocimientos.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo Rojas Torres Carlos Iván con DNI N.º 72562719, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la universidad César Vallejo.

Trujillo, julio del 2018

PRESENTACIÓN

Señores miembros del jurado, presento ante ustedes la tesis titulada “ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR”. En cumpliendo con el reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, con el propósito de cumplir con los requisitos para obtener el Título profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

Por tanto, considero que el esfuerzo en el desarrollo del presente trabajo cumpla y satisfaga sus expectativas. Pongo a su consideración, este documento para su respectiva evaluación y de esta manera poder obtener su aprobación.

El Autor

ÍNDICE

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTOS	III
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD	IV
PRESENTACIÓN	V
ÍNDICE	VI
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
I. INTRODUCCION	1
1.1. Realidad Problemática	1
1.2. Trabajos Previos	2
1.3. Teorías Relacionadas al tema	3
1.3.1. Intercambiadores de calor	3
1.4. Formulación del problema	16
1.5. Justificación del estudio	16
1.6. Hipótesis	16
1.7. Objetivos	17
II. MÉTODO	18
2.1. Diseño de investigación	18
2.2. Variables, Operacionalización	19
2.3. Población y muestra	21
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	21
2.5. Métodos de análisis de datos	21
2.6. Aspectos éticos	22
III. RESULTADOS	23
3.1. Evaluación y selección del nuevo combustible	23
3.2. Balance de energía y masa con Diésel B5	24
3.3. Balance de energía y masa con GLP	25
3.4. Dimensiones del recuperador de calor (Precalentador de aire por gases residuales). 26	
3.5. Consumo de combustible con el recuperador de calor	27
3.6. Dimensionamiento y selección del sistema de almacenamiento del nuevo combustible	27
3.7. Beneficios en costo de combustible	28

3.8.	Comparación del costo unitario de generación de vapor.....	30
3.9.	Comparación del beneficio y el costo de generación de vapor entre el sistema actual y el sistema mejorado.....	31
3.10.	Determinación del monto de la Inversión.	32
3.11.	Determinación de los parámetros que justifiquen la inversión.....	33
3.12.	Reducción de emisiones producidas por la caldera.....	34
IV.	DISCUSIONES.....	37
V.	CONCLUSIONES.....	38
VI.	RECOMENDACIONES.....	39
VII.	REFERENCIAS.....	40
	ANEXOS.....	42

RESUMEN

El presente estudio de tesis, se basa en realizar un estudio de factibilidad técnica y económica de cambio de combustible e instalación de recuperador de calor en la caldera CIMELCO del Hospital Virgen de Fátima – Chachapoyas para reducir costos de generación de vapor.

Para lo cual se evaluaron las condiciones actuales del sistema de la caldera determinando que el costo de consumo de combustible es de 29273.3soles/mes, con un costo unitario de generación de vapor de 0.2687soles/kg. Debido a esta problemática se mejoró el sistema cambiando de Diésel B5 a GLP e instalando un recuperador de calor (precalentador de aire por gases residuales).

Con la instalación del recuperador de calor y el cambio de combustible se determinó que el costo de consumo de combustible es de 14782.5soles/mes, generando un beneficio de 14490.9 soles/mes lo que representa una reducción del 50% de costo de combustible, con un costo unitario de generación de vapor de 0.1357soles/kg.

Además de beneficiar al medio ambiente al reducir 52.17TM de emisiones de CO2 producidas al año. Justificando de esta manera la implementación de las mejoras al sistema.

Palabras clave: recuperador de calor, costos, generación de vapor.

ABSTRACT

The present thesis study, is based on a technical and economic feasibility study of fuel change and installation of heat recovery in the CIMELCO boiler of the Virgen de Fátima - Chachapoyas Hospital to reduce steam generation costs.

For which the current conditions of the boiler system were evaluated, determining that the cost of fuel consumption is 29273.3 soles / month, with a unit cost of steam generation of 0.2687 soles / kg. Due to this problem, the system was upgraded from Diesel B5 to LPG and by installing a heat recovery unit (air preheater by waste gases).

With the installation of the heat recovery and fuel change it was determined that the cost of fuel consumption is 14782.5 soles / month, generating a profit of 14490.9 soles / month which represents a 50% reduction in fuel cost, with a unit cost of steam generation of 0.1357 soles / kg.

In addition to benefiting the environment by reducing 52.17TM of CO₂ emissions produced per year. Justifying in this way the implementation of system improvements.

Keywords: heat recovery, costs, steam generation.

I. INTRODUCCION

1.1. Realidad Problemática

En Chachapoyas los hospitales cuentan con sistemas de generación de vapor, en los cuales es necesario el combustible para su respectivo funcionamiento, estos cuentan con calderas que aún siguen utilizando Diésel como el principal combustible, sin tener en cuenta los beneficios que brindan otros combustibles alternativos en el mercado, como el GNC, GLP entre otros; que ayudan a reducir los costos en la generación de vapor y también disminuyen las emisiones de gases contaminantes.

Estos sistemas de vapor no cuentan con recuperadores de calor, esto se debe a que estos sistemas fueron diseñados sin tomar en cuenta las distintas alternativas de combustible, ni el impacto ambiental que tenía; estos recuperadores son utilizados para aprovechar parte del calor de los gases de combustión a la salida de la caldera (chimenea), este es el caso en el Hospital Virgen de Fátima en donde se desperdicia este calor, ya que, de acuerdo con los datos registrados, estos gases alcanzan una temperatura de 250°C.

En vista que el Hospital Virgen de Fátima cuenta con un sistema de generación de vapor (caldera de 50BHP) que funciona a Diésel B5 y que no cuenta con ningún recuperador de calor, el presente trabajo se realizará con el fin de determinar la factibilidad técnico-económica para cambiar el combustible e instalar un recuperador de calor, para así demostrar los beneficios que se obtendrá al hacer dichas modificaciones.

1.2. Trabajos Previos

GONZALES Y RIVERA (2013), en su tesis “Mejora de los parámetros energéticos e impacto ambiental de la caldera de vapor en postes del norte s.a. mediante el cambio de carbón antracita por cáscara de arroz como combustible”, concluyeron en el análisis económico del cambio de combustible, determinando beneficios y costos:

Con relación a los costos generados por el carbón, se tendrá una reducción del 1,926.82% lo que representa 7,678 NS/Mes en el costo del combustible y 39.29NS/Mes en costo del vapor, beneficiando de esta manera en la economía de la empresa.

DEZA Y VARAS (2015), en su tesis “Optimización del consumo de energía primaria con el uso del gas natural en las plantas de harina de pescado de la zona industrial del 27 de octubre de Chimbote” concluyeron que la reducción de costos por cambio de energía primaria, desde petróleo residual 500 a gas natural es entre 63 a 30 % así como el periodo de retomo varía entre 3 meses a 8 años dependiendo de la capacidad de producción de la empresa.

SIQUINÁ (2009), en su tesis “Análisis termodinámico para el mejoramiento de la eficiencia de operación de la caldera del Ingenio Tululá”, concluyó que al realizar la instalación de equipos para recuperar el calor perdido en los gases de la chimenea, incrementa la eficiencia de la caldera en un 5%, obteniendo así que los costos de generación de vapor sea menor al instalar un economizador de combustible, que sin economizador.

LUJÁN JUMPA (2016), en su tesis “Auditoría energética de la central térmica en ciclo Rankine de vapor saturado del Hospital Belén de Trujillo para aumentar su eficiencia”, concluyó que en el estudio de viabilidad técnico económico de cambio de combustible petróleo industrial N°6 por GLP, establece que actualmente el costo en consumo de petróleo es 1724625 S./año y la estimación con GLP sería de 1730277 S./año, para lo cual desde el punto de vista económico no es viable. Recalcando que el consumo horario con GLP es de 49.7 Gal y con petróleo industrial 35 Gal.

1.3. Teorías Relacionadas al tema

1.3.1. Intercambiadores de calor

Son los equipos por el cual circulan dos fluidos, con el fin de transferir energía calórica por gradientes de temperatura. Estos equipos son muy utilizados en la industria, los cuales pueden ser condensadores, precalentadores, sobrecalentadores, economizadores, vaporizadores y calentadores (Costa, 2014).

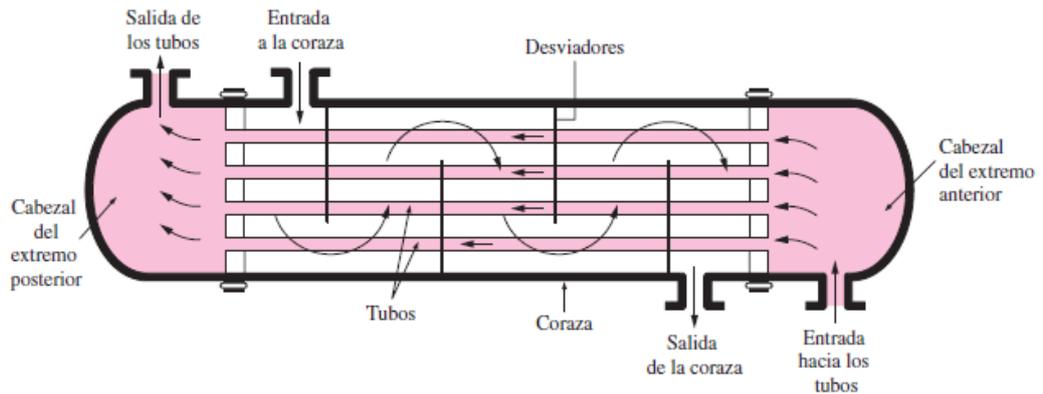


Figura 01: Intercambiador de Calor de coraza y tubos.

Fuente: (Cengel Yunus, 2007)

Tipos de intercambiadores según su operación

La característica de los intercambiadores de calor es que se puede escoger la dirección relativa que existe entre los flujos. Las tres categorías son: (Itescam, 2007).

a) Flujo paralelo:

Como se ilustra en la figura 02, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa (Itescam, 2007).

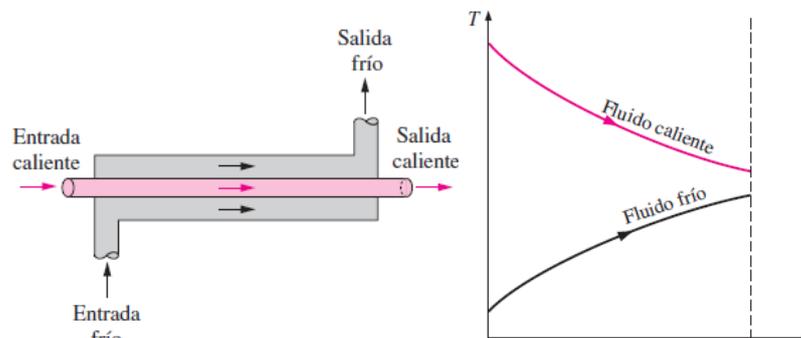


Figura 02: Flujo paralelo. Fuente: (Cengel Yunus, 2007)

b) Contraflujo:

Como se ilustra en la figura 03, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura. (Itescam, 2007).

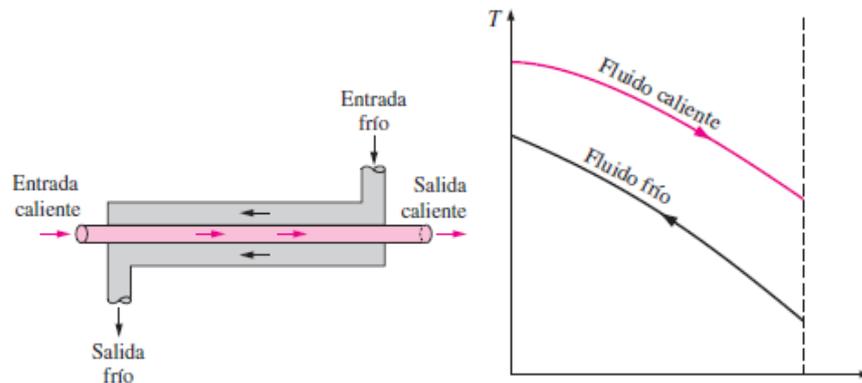


Figura 03: Contraflujo. Fuente: (Cengel Yunus, 2007)

c) Flujo Cruzado:

En la figura 1.10, se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° (Itescam, 2007).

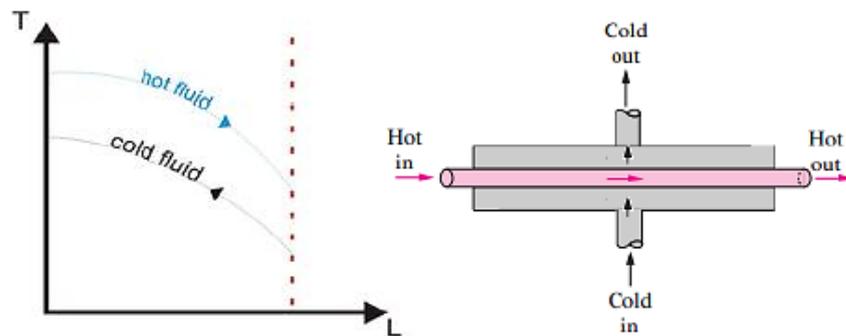


Figura 04: Flujo cruzado. Fuente: (Cengel Yunus, 2007)

1.3.2. Caldera

Una caldera o generador de vapor se define como un equipo que genera y entrega vapor en la cantidad, calidad y oportunidad requeridas por el usuario en forma continua con una operación segura y económica. Por calidad de vapor se entiende presión, temperatura, humedad, pureza y continuidad en la generación y dentro de las tolerancias que el uso final reclame (Plauchu Lima, 1995).

Clasificación Según Disposición de los Fluidos

Las calderas se clasifican en función del paso del fluido caliente a través de los tubos de intercambio (Uceda Martinez, 2012).

a) Piro tubulares:

Son generadores de vapor pequeños. En ellos los gases de combustión (fuego) circulan por dentro de los tubos, mientras que el agua está por fuera. Son de aplicación principalmente cuando la presión de trabajo es inferior a los 22 bar (Uceda Martinez, 2012).

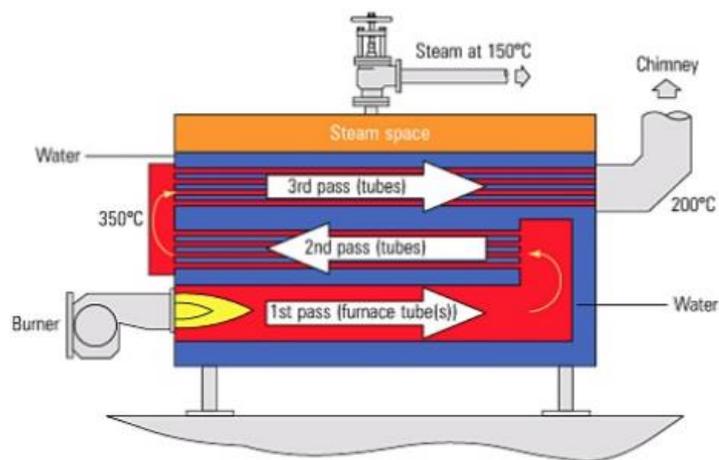


Figura 05: Caldera piro tubular de 3 pasos.

b) Acuotubulares:

Son generadores de vapor mediano y grande. En ellos el agua circula por dentro de los tubos mientras que los gases están por fuera. Son de aplicación cuando se requiere una presión de trabajo por encima de los 22 bar (Uceda Martinez, 2012).

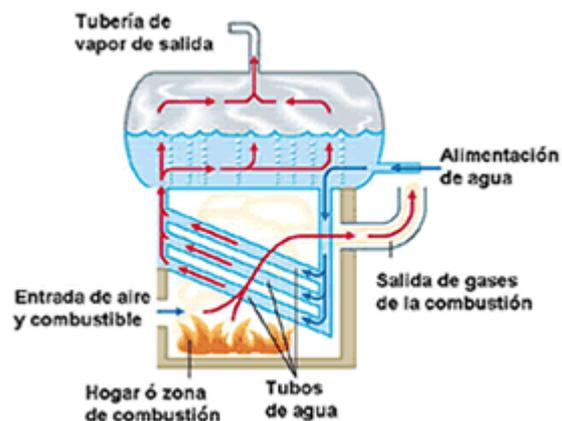


Figura 06: Caldera acuotubular.

1.3.3. Calentadores de aire

El calentador recoge los humos que representan la fuente energética y utiliza el calor de los mismos para calentar el aire comburente, incrementando la eficiencia global de la caldera un 5÷10%.

El aire caliente que sale de los calentadores de aire mejora la combustión, con cualquier tipo de combustible (Fernandez Diez, 2008).

Calentadores tubulares de acero:

El calor se transfiere desde los gases calientes que circulan por el interior de los tubos, al aire que circula por su exterior. La unidad consta de tubos rectos soldados a placas tubulares, en el interior de una carcasa de acero que sirve de cerramiento para el aire que circula por el exterior de los tubos, y que contiene las aberturas de entrada y salida del aire y de los humos.

Los tubos son de acero al C, o de baja aleación resistente a la corrosión.

El diámetro de los tubos varía entre 1,5” - 4” (38mm-100mm), con espesores entre 0,049” – 0,120” (1,24mm-3,05mm).

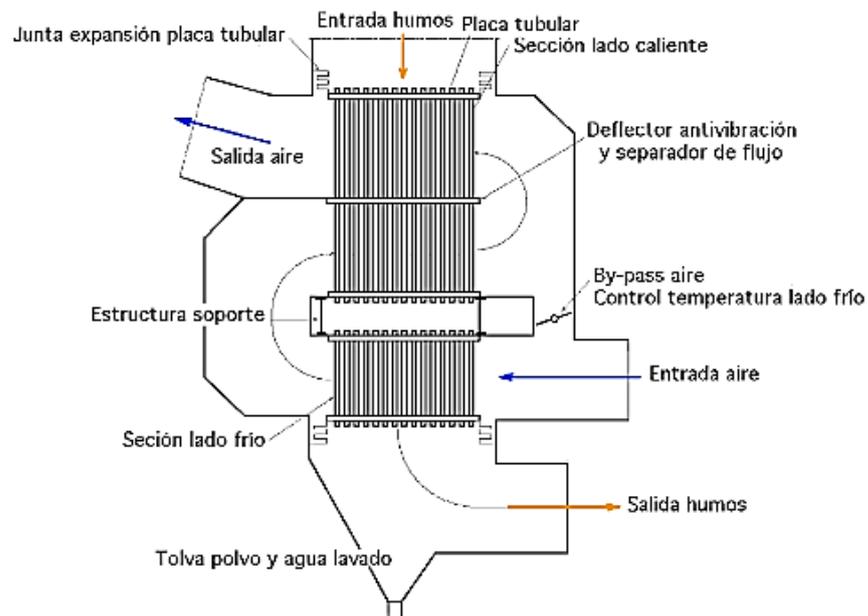


Figura 07: Calentador de aire tubular vertical.

Fuente: (Fernandez Diez, 2008)

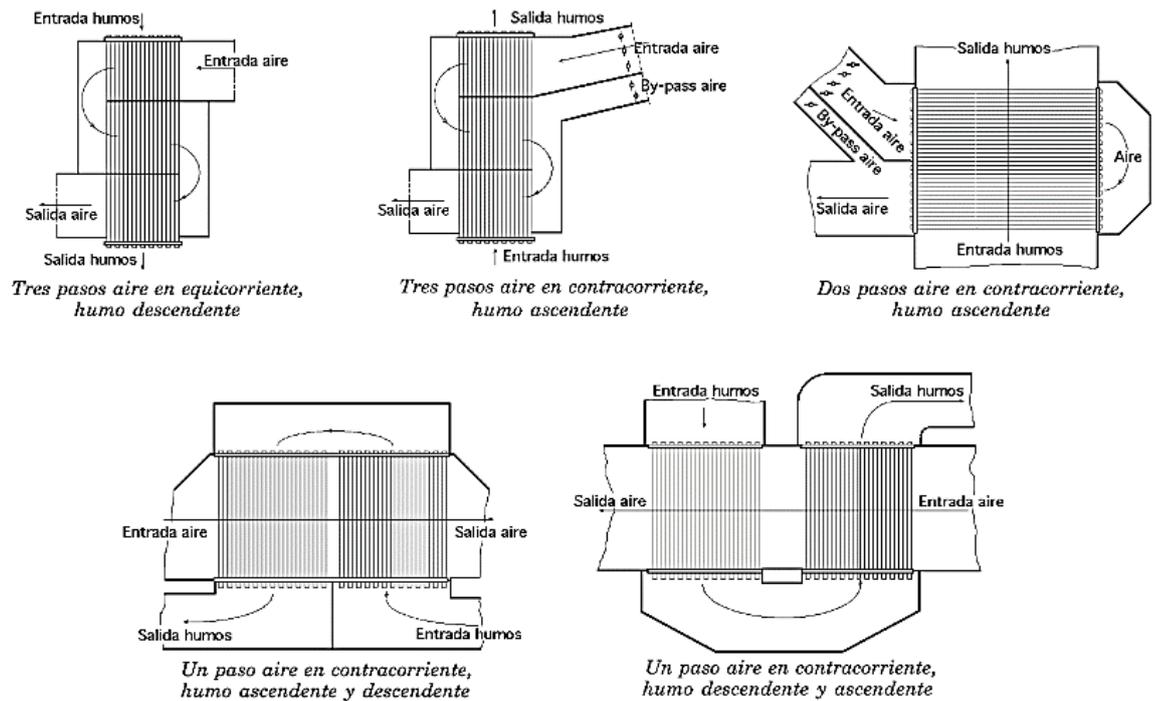


Figura 08: Algunas disposiciones de calentadores tubulares de aire.

Fuente: (Fernandez Diez, 2008)

Cuando se presentan riesgo de corrosión y obstrucción de tubos, se recomienda usar diámetros y espesores superiores a los indicados.

La disposición tubular puede ser en línea o al tresbolillo, siendo esta última la más eficiente.

1.3.4. Estequiometría de las combustiones

Este análisis sirve para determinar las relaciones másicas y volumétricas entre reactivos y productos. Los aspectos a determinar son principalmente: (García San José, 2001)

Aire necesario para la combustión.

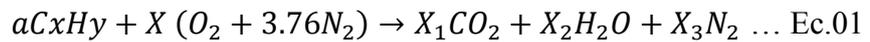
Productos de la combustión y su composición.

Para calcular estas cantidades es necesario referirse a un proceso ideal que dependa de unos pocos parámetros, básicamente la naturaleza del combustible. (García San José, 2001)

1.3.5. Combustión estequiométrica

Es la Combustión obtenida con la cantidad necesaria de oxígeno; en otras palabras, el aire empleado en la combustión es el mínimo necesario para contener la cantidad de oxígeno correspondiente a la oxidación completa de todos los componentes del combustible (García San José, 2001).

La expresión de esta combustión es:



1.3.6. Transferencia de calor

Es el proceso donde se transfiere energía, puede ser en forma de calor o trabajo por los diferentes mecanismos de transferencia. Para lo cual es necesario que exista un gradiente de temperatura y un medio transmisor (Esplugas, 2005).

Existe una variedad de mecanismos de transferencia de calor los cuales son la transferencia por conducción, convección y radiación (Incropera, 1999).

1.3.7. Balance de energía en un intercambiador de calor

Este balance se basa en la ley de la conservación de energía. (Wark, 2001).

$$\sum \dot{m}_{entrada} * \dot{h}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} * \dot{h}_{salida} \dots \text{Ec.02}$$

Donde:

$\dot{m}_{entrada}$: representa a todos flujos másicos que ingresan al intercambiador.

$\dot{h}_{entrada}$: representa a todas las entalpías que ingresan al intercambiador.

\dot{m}_{salida} : representa a todos flujos másicos que salen del intercambiador.

\dot{h}_{salida} : representa a todas las entalpías que salen del intercambiador.

1.3.8. Calor útil en un intercambiador de calor

Es la transferencia máxima de calor aprovechada por el fluido frío y cedida por el fluido caliente y se determina según las fórmulas: (Cengel Yunus, 2007)

$$Q_{util} = \dot{m}_v (h_v - h_{agua}) \dots \text{Ec.03}$$

$$Q_{util} = Q_{total} * \eta_{cald} \dots \text{Ec.04}$$

$$Q_{util} = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \eta_{cald} \dots \text{Ec.05}$$

$$Q_{util} = \dot{m}_{aire} * C_{p,aire} (\Delta h_{aire}) \dots \text{Ec.06}$$

Donde:

Q_{util} : es el calor útil del intercambiador de calor.

Q_{total} : es el calor total producido por el intercambiador de calor.

\dot{m}_v : flujo másico de vapor producido por el intercambiador de calor.

h_v : entalpía del vapor producido.

h_{agua} : entalpía del agua que ingresa al intercambiador de calor.

\dot{m}_{cble} : flujo másico de combustible consumido por el intercambiador.

PCI : poder calorífico inferior del combustible.

R_{a-cble} : relación aire-combustible.

h_{aire} : entalpía del aire para la combustión.

η_{cald} : eficiencia de la caldera.

$C_{p,aire}$: calor específico del aire.

Δh_{aire} : variación de entalpía del aire en el intercambiador de calor.

1.3.9. Coeficiente Global de transferencia de Calor

El coeficiente global de transferencia de calor (K_G) se obtiene a partir de los coeficientes de convección (interno y externo) y de la resistencia de la pared del tubo, se tiene: (Cengel Yunus, 2007)

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{aire} + R_{cble}} \quad \dots \text{Ec.07}$$

Donde:

h_{int} : coeficiente de convección interno.

h_{ext} : coeficiente de convección externo.

δ_{mat} : espesor del material.

k_{mat} : coeficiente de conductividad térmica del material.

R_{aire} : coeficiente de ensuciamiento fluido A.

R_{cble} : coeficiente de ensuciamiento fluido B.

1.3.10. Poder calorífico inferior (PCI)

Es la cantidad de calor que puede obtenerse en la combustión completa de la unidad de combustible, si en los productos de la combustión el agua está en forma de vapor. En este caso una parte del calor generado en las oxidaciones se utiliza para evaporar el agua, por tanto, esta parte del calor no se aprovecha (García San José, 2001)

1.3.11. Método de diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

1.3.11.1. Calor útil en el intercambiador de calor

$$Q_{util} = K_G * S_{IC} * \Delta T_m \cdot 10^{-3} \quad \dots \text{Ec.08}$$

Donde:

K_G : coeficiente global de transferencia de calor.

S_{IC} : superficie de intercambio de calor del intercambiador de calor.

ΔT_m : variación de la temperatura media logarítmica.

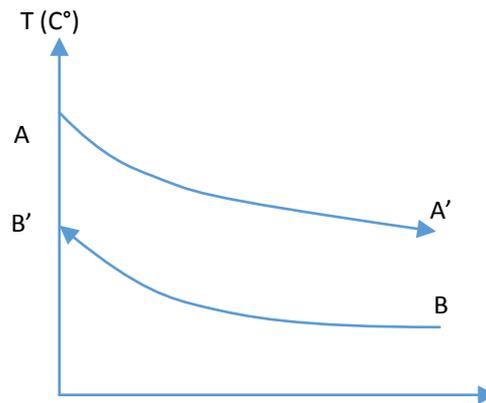


Figura 09: Diagrama de temperaturas en el intercambiador de calor.

Dónde: El fluido A es el que pierde calor y el fluido B es el que gana.

A: temperatura de entrada del fluido A.

A': temperatura de salida del fluido A.

B: temperatura de entrada del fluido B.

B': temperatura de salida del fluido B.

a) Variación de la temperatura media logarítmica

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln\left(\frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T}\right)} \quad \dots \text{Ec.09}$$

Donde:

Variación de temperatura máxima:

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = A - B' \quad \dots \text{Ec.10}$$

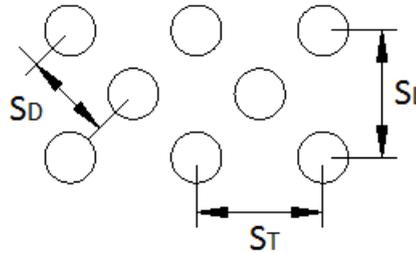
Variación de temperatura mínima:

$$\Delta T_{m\acute{i}n} = A' - B \quad \dots \text{Ec.11}$$

Temperatura media en el intercambiador:

$$T = \sqrt{(A - A')^2 + (B' - B)^2} \quad \dots \text{Ec.12}$$

b) Disposición triangular



Donde:

S_T : paso transversal.

S_L : distancia vertical.

S_D : paso diagonal.

1.3.11.2. Coeficiente de convección interno (fluido A que pasa por el interior de los tubos)

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} * k}{d_{int}} \quad \dots \text{Ec.13}$$

Donde:

h_{int} : coeficiente de convección interno.

Nu_{int} : Nusselt interno.

k : coeficiente de conductividad térmica del material del tubo.

d_{int} : diámetro interior de los tubos.

a) Nusselt interno

$$Nu_{int} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad \dots \text{Ec.14}$$

Donde:

Re : número de Reynolds.

Pr : número de Prandtl.

b) Reynolds interno

$$Re_{int} = \frac{U_A * d_{int}}{\gamma} \quad \dots \text{Ec.15}$$

Donde:

U_A : velocidad del fluido A.

d_{int} : diámetro interior de los tubos.

γ : viscosidad cinemática del fluido A

c) Superficie transversal interna del tubo

$$S_t = \frac{\pi}{4} * d_{int}^2 \quad \dots \text{Ec.16}$$

d) Flujo másico fluido A por tubo

$$\dot{m}_{A,tub} = \rho * S_t * U_A \quad \dots \text{Ec.17}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido A.

S_t : superficie transversal interna del tubo.

e) Número de tubos

$$N_t = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{A,tub}} \quad \dots \text{Ec.18}$$

1.3.11.3. Coeficiente de convección externo (fluido B que pasa por el exterior de los tubos)

$$h_{ext} = \frac{Nu * k}{d_{ext}} \quad \dots \text{Ec.19}$$

Donde:

h_{ext} : coeficiente de convección externo.

Nu_{ext} : Nusselt externo.

k : coeficiente de conductividad térmica del material del tubo.

d_{ext} : diámetro exterior de los tubos.

a) Nusselt externo

$$Nu_{ext} = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.36} \quad \dots \text{Ec.20}$$

Donde:

Re : número de Reynolds.

Pr : número de prandtl.

ε : coeficiente de corrección.

C: Valores de tabla.

m: Valores de tabla.

ST/d	1.25		1.5		2		3	
SL/d	C	m	C	m	C	m	C	m
0.60	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.90	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.56
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.50	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.57
3	0.31	0.592	0.356	0.58	0.44	0.562	0.421	0.574

Constantes para flujo de aire para banco de tubos disposición triangular.

Determinación del coeficiente de corrección ε según el número de tubos.

n	2	3	4	5	≥ 10
ε	0.68	0.77	0.84	0.89	1

b) Reynolds externo

$$Re_{ext} = \frac{U_{m\acute{a}x} \cdot d_{ext}}{\gamma} \quad \dots \text{Ec.21}$$

Donde:

$U_{m\acute{a}x}$: velocidad máxima del fluido B.

d_{ext} : diámetro exterior de los tubos.

γ : viscosidad cinemática del fluido B.

c) Velocidad máxima del fluido (disposición triangular)

$$\text{Si: } S_D < \frac{S_T - d_{ext}}{2}$$

$$U_{m\acute{a}x} = \frac{U_B \cdot S_T}{S_T - d_{ext}} \quad \dots \text{Ec.22}$$

$$\text{Si: } S_D > \frac{S_T - d_{ext}}{2}$$

$$U_{m\acute{a}x} = \frac{U_B \cdot S_T}{2 \cdot (S_D - d_{ext})} \quad \dots \text{Ec.23}$$

Donde:

U_B : velocidad del fluido B.

d_{ext} : diámetro exterior de los tubos.

S_T : paso transversal.

S_D : paso diagonal.

d) Paso transversal

$$S_T = 1.5 * d_{ext} \quad \dots \text{Ec.24}$$

e) Paso diagonal

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2} \quad \dots \text{Ec.25}$$

1.3.12. Valor actual neto (VAN)

Representa la rentabilidad expresada en valor monetario que se espera por la implementación del proyecto y constituye el método más aceptado en la evaluación financiera de proyectos. Se obtiene al descontar la sumatoria de los flujos descontados a la inversión inicial. El resultado del VAN debe ser mayor a cero para que el inversionista considere aceptable realizar la inversión en el proyecto. (Cardozo, y otros, 2016)

1.3.13. Tasa Interna de Retorno (TIR)

Representa la tasa de interés que iguala la sumatoria de los flujos descontados a la inversión inicial, lo que indica cuál sería la tasa de interés más elevada que podría pagar el inversionista sin perder dinero si el proyecto fuese financiado en su totalidad por un préstamo y se pagaría la deuda de capital e intereses financieros con los flujos generados por el proyecto. Se obtiene la TIR a través de iteraciones que resulten en una tasa de interés tal que el VAN sea cero. El resultado de la TIR debe ser igual o mayor que la tasa de descuento preestablecida para que inversionista considere conveniente realizar la inversión en el proyecto, en desmedro de otras alternativas de inversión. (Cardozo, y otros, 2016)

1.3.14. Retorno operacional de la Inversión (ROI)

Es el tiempo en que tarda una empresa en recuperar su inversión en un proyecto, calculado a partir de los beneficios obtenidos.

$$ROI = \frac{I(\text{Soles})}{B\left(\frac{\text{Soles}}{\text{Año}}\right)} \quad \dots \text{Ec.26}$$

Donde:

I: inversión.

B: beneficio por año

1.4. Formulación del problema

¿En qué medida será factible técnica y económicamente el cambio de combustible e instalación de un recuperador de calor permitirá reducir los costos de generación de vapor en la Caldera CIMELCO del hospital Virgen de Fátima - Chachapoyas?

1.5. Justificación del estudio

Técnica

El uso de un recuperador de calor, permite aprovechar el calor perdido en la salida de las calderas (chimenea), aumentando la eficiencia global de la caldera de 5-10% (Fernandez Diez, 2008) de esta manera lograremos conocer las tecnologías térmicas actuales que ayudan a mejorar el sistema.

Económica

El cambio de combustible y la instalación del recuperador de calor reducirá los gastos de generación de vapor en beneficio del Hospital Virgen de Fátima.

Medio ambiental

Al cambiar el combustible Diésel B5 se disminuirá el nivel de emisiones de gases contaminantes al medio ambiente.

1.6. Hipótesis

El cambio de combustible es factible por el bajo costo y emisiones que tienen otros combustibles en comparación con el utilizado y también es factible la instalación del recuperador de calor que reducirá el consumo de combustible, obteniendo así una reducción de los costos de generación de vapor, de acuerdo a los antecedentes.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General

Determinar la factibilidad técnico-económica de cambio de combustible e instalación de recuperador de calor en la caldera CIMELCO del Hospital Virgen de Fátima – Chachapoyas para reducir costos de generación de vapor.

1.7.2. Objetivos Específicos

Análisis Técnico

- Evaluar y seleccionar el combustible alternativo para cambiar.
- Realizar un balance de energía y masa en la caldera a diésel para determinar los flujos másicos de combustible, aire y gases residuales.
- Realizar un balance de energía y masa en la caldera con el combustible alternativo para determinar los flujos másicos de combustible, aire y gases residuales.
- Dimensionar el recuperador de calor para la chimenea.
- Calcular el consumo de combustible en la caldera con el recuperador de calor instalado.
- Dimensionar y seleccionar el sistema de almacenamiento del nuevo combustible.

Análisis Económico

- Calcular el beneficio en costo de combustible.
- Comparar el costo unitario de generación de vapor
- Comparar el beneficio y costo de generación de vapor entre el sistema actual y el sistema mejorado.
- Determinar el monto de la inversión.

Análisis financiero

- Determinar parámetros financieros que justifiquen la inversión: VAN, TIR, ROI, en función del flujo de caja anual.

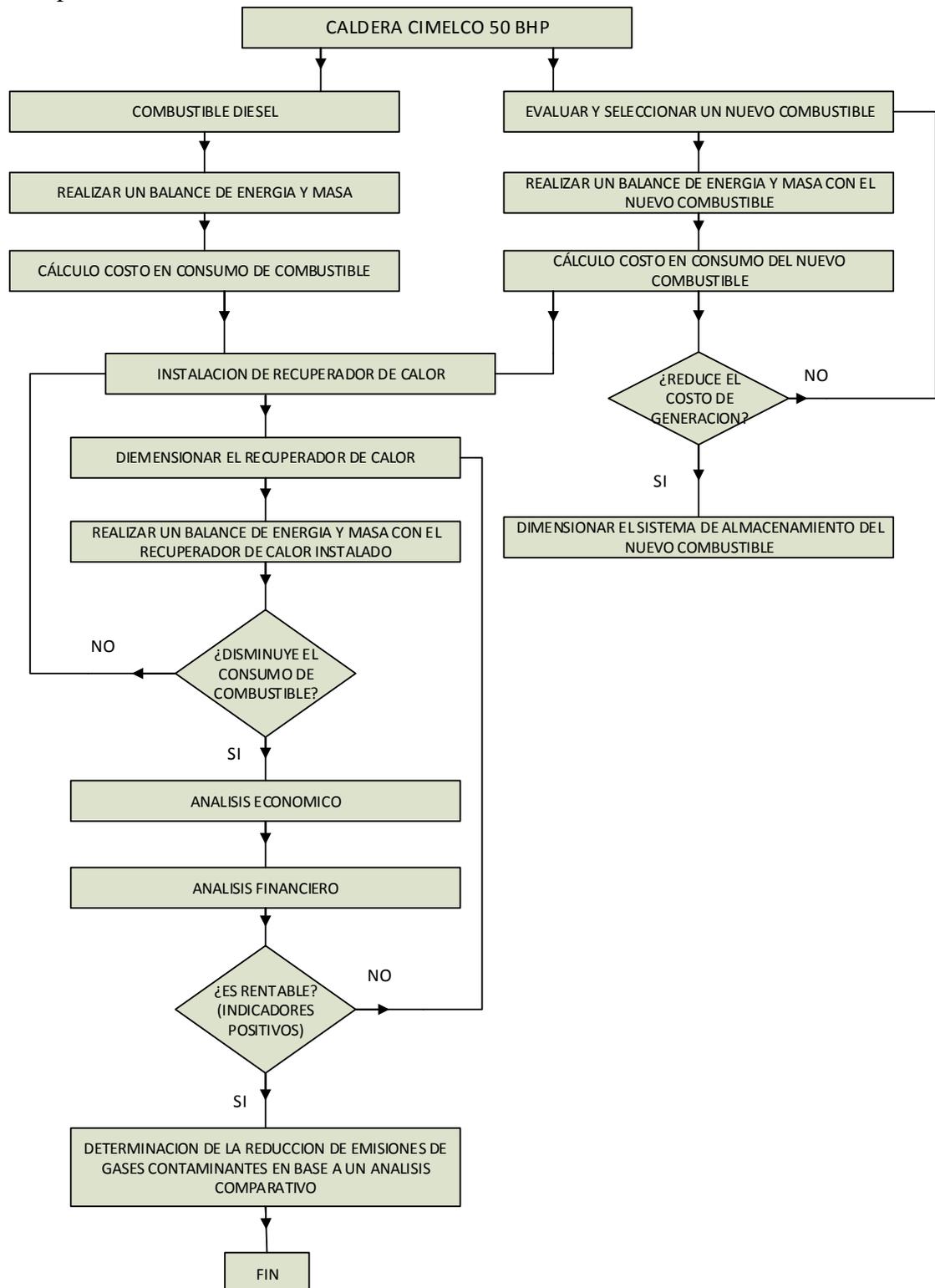
Análisis del impacto medio ambiental

- Determinación de la reducción de emisiones de gases contaminantes al medio ambiente en base a análisis comparativo entre los combustibles en la caldera.

II. MÉTODO

2.1. Diseño de investigación

Pre-experimental.



2.2. Variables, Operacionalización

Variables Independientes

- Flujo másico de combustible
- Flujo másico de vapor
- Temperatura aire entra al quemador

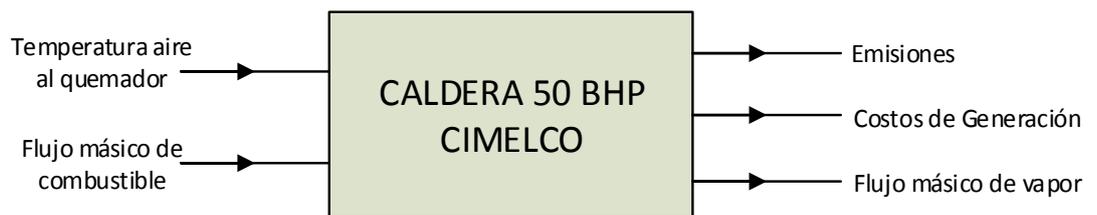
Variables Dependientes

- Flujo másico de gases residuales
- Temperatura de gases residuales (chimenea)
- Recuperador de Calor
- Costos de generación
- Emisiones de gases contaminantes

Variables Intervinientes

- Temperatura aire ambiental

A. CALDERA



B. RECUPERADOR DE CALOR



2.2.1. Operacionalización de Variables

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Flujo másico de combustible	Es la cantidad de masa de combustible que pasa por un determinado tiempo.	Es el flujo de combustible que pasa al quemador por un determinado tiempo.	Flujo másico a la entrada del quemador Flujómetro (kg/hr)	Razón
Flujo másico de vapor	Es la cantidad de masa de vapor que pasa por un determinado tiempo.	Es el flujo de vapor producido por la caldera por un determinado tiempo.	Flujo másico producido por la caldera Flujómetro (kg/hr)	Razón
Flujo másico de gases residuales	Es el flujo de gases residuales que pasa por un determinado tiempo.	Es la cantidad de masa de gases residuales que pasa por un determinado tiempo.	Flujo másico en la chimenea de la caldera Flujómetro (kg/hr)	Razón
Temperatura de gases residuales	Es aquella temperatura de chimenea de los gases evacuados por los calderos.	Es la temperatura con la cual se recalientará el aire para el quemador	Grados de temperatura Termómetro (°C)	Intervalo
Temperatura aire ambiental y aire entra al quemador	La temperatura es una magnitud referida a las nociones comunes de calor medible mediante un termómetro.	Es la temperatura que se percibe en forma de calor y se mide con termómetros.	Grados de temperatura Termómetro (°C)	Intervalo
Recuperador de Calor	Es un intercambiador de calor que se usa con el propósito particular de recobrar la energía térmica de los gases de salida.	Es un equipo que aprovecha el calor en la chimenea de la caldera para calentar el aire que ingresará al quemador.	Eficiencia del recuperador de calor Porcentaje (%)	Razón
Costos de generación	Es el costo económico que se produce en la generación de vapor de una caldera.	Es el costo que se ve reflejado en el costo por cada kilogramo de vapor generado.	Análisis económico (NS/kg vapor)	Razón
Emisiones de gases contaminantes	Es el vertido de determinadas sustancias a la atmósfera. (SO ₂ , NO _x , CO, CO ₂)	Emisiones producidas por la quema de combustible en la caldera.	Análisis estequiométrico (kg sustancia/kg cble)	Razón

2.3. Población y muestra

✓ **Población**

Calderas de los Hospitales de Chachapoyas.

✓ **Muestra**

Caldera CIMELCO Hospital Virgen de Fátima.

✓ **Muestreo**

Muestreo no probabilísticos - intencional. (Debido a que se eligió la caldera del Hospital Virgen de Fátima).

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Técnica de recolección de datos	Instrumento de recolección de datos	Validación
Análisis Documental	Ficha de registro	Especialista
Observación	Ficha de observación	Especialista

2.5. Métodos de análisis de datos

- Para iniciar con la investigación se tendrá que conseguir los datos del sistema para luego poder hacer los cálculos respectivos, esto se logrará con los instrumentos de recolección de datos.
- Ya obtenidos los datos del sistema se procederá a evaluar y seleccionar otro combustible con una comparación de costo unitario de KJ.
- Se realizará un balance de energía y masa con el combustible actual y con el nuevo combustible.
- Luego se calculará el costo del consumo de combustible para la producción de vapor para ambos casos.
- Si el nuevo combustible reduce el costo de generación se procederá a dimensionar el sistema de tratamiento y almacenamiento del nuevo combustible. En caso sea lo contrario se volverá a evaluar otro combustible.
- Luego se evaluará la instalación de un recuperador de calor con el combustible actual y con el nuevo combustible.
- Se dimensionará el recuperador de calor.
- Comprobar si el recuperador de calor ayuda a disminuir el consumo de combustible.
- Se realizará un balance en nuevas condiciones.

- Se evaluará la variación del consumo de combustible para distintos flujos de vapor producidos.
- Se realizará un análisis económico.
- También se realizará un análisis financiero.
- Determinamos si es rentable, observando si los indicadores son positivos.
- Luego se determinará la reducción de emisiones en base a un análisis comparativo.

2.6. Aspectos éticos

Todo lo que se ha transcrito de otros autores esta referenciado por Norma ISO-690, lo que no se encuentra referenciado es autoría propia.

III. RESULTADOS

3.1. Evaluación y selección del nuevo combustible.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.1.** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 01. Comparación de costo unitario de energía (KJ).

Comparación de Costo Unitario de Energía			
Combustible	Precio (Soles/kg)	PCI (kj/kg)	C. Unitario (Soles/KJ)
Diésel B5	3.9	42450	9.187E-05
GLP	2.5	49252	5.076E-05
		Reducción	45%

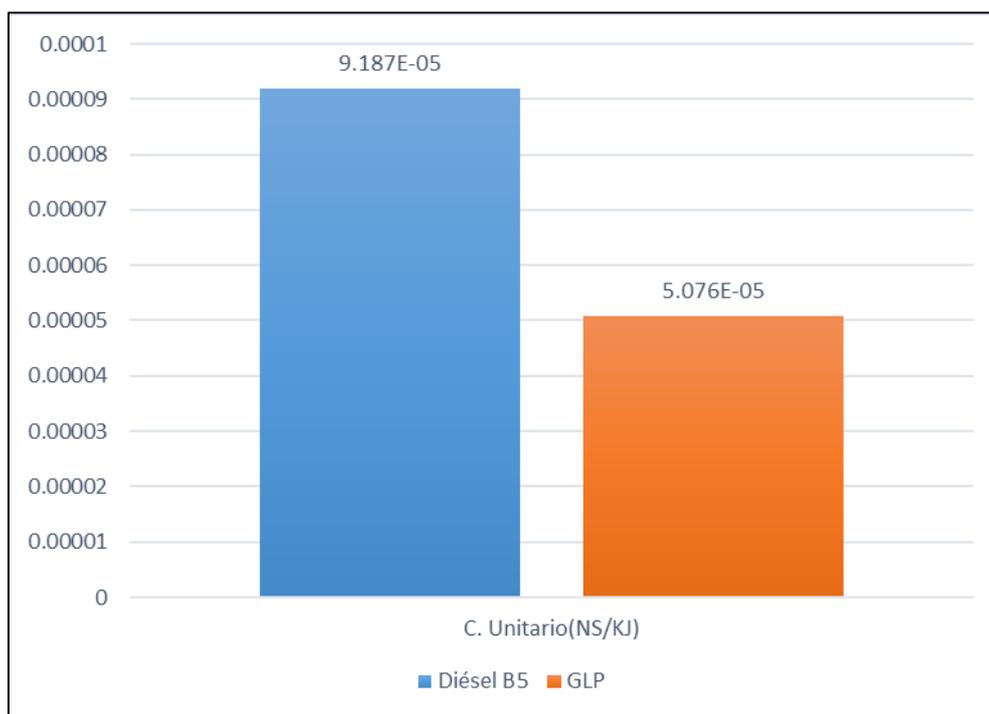


Gráfico 01. Comparación de costo unitario de energía (KJ)

En el gráfico 01 observamos que el costo unitario del GLP es menor que el costo unitario de Diésel B5, lo cual representa una reducción del 45% del costo de Diésel B5 (Cuadro 01), por lo que se propone realizar el cambio de combustible a GLP.

3.2. Balance de energía y masa con Diésel B5.

Mediante los cálculos realizados en el Anexo A.2. se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 02. Datos obtenidos del balance de energía y masa en la caldera funcionando con Diésel B5.

Balance de energía y masa con Diésel B5								
Parámetro	Flujo másico de Combustible		Relación aire-combustible	Flujo másico de Aire	Flujo másico de Gases Residuales	Calor útil de la caldera	Eficiencia de la Caldera	Flujo másico de vapor
	kg/s	kg/h						
Unidad	kg/s	kg/h	kg aire/kg cble	kg/s	kg/s	Kw	%	kg/s
Valor	0.0139	50.04	37.75	0.5247	0.5386	522.5	87	0.2017

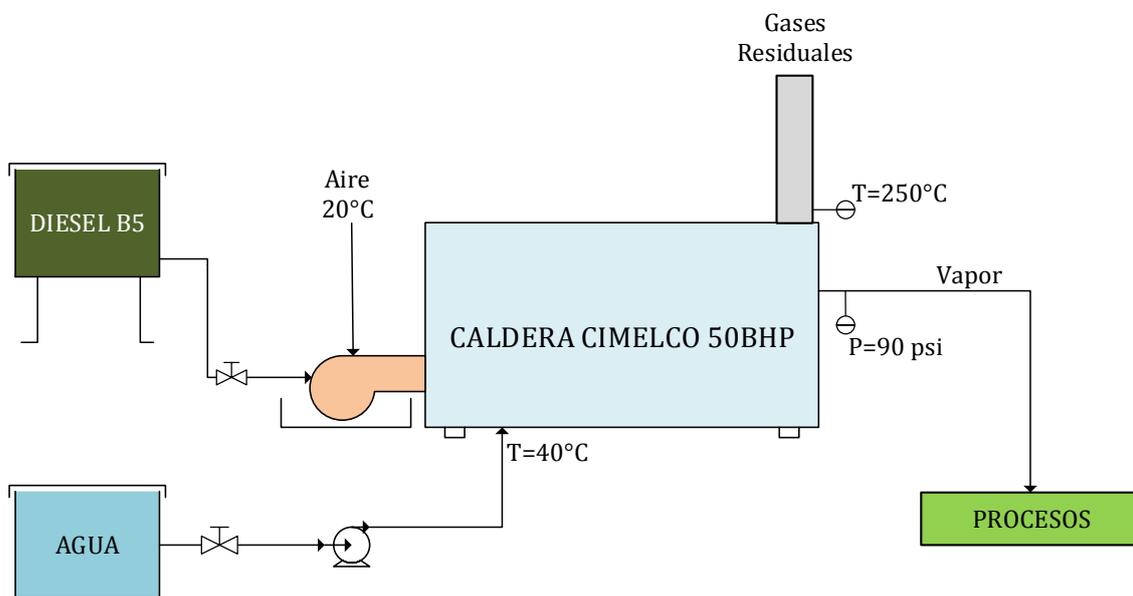


Figura 01. Esquema actual del sistema con Diésel B5.

3.3. Balance de energía y masa con GLP.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.3.** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 03. Datos obtenidos del balance de energía y masa de la caldera funcionando con GLP.

Balance de energía y masa con GLP								
Parámetro	Flujo másico de Combustible		Relación aire-combustible	Flujo másico de Aire	Flujo másico de Gases Residuales	Calor útil de la caldera	Eficiencia de la Caldera	Flujo másico de vapor
	kg/s	kg/h						
Unidad	kg/s	kg/h	kg aire/kg cble	kg/s	kg/s	Kw	%	kg/s
Valor	0.012	43.128	43.96	0.52664	0.5386	522.5	87	0.2017

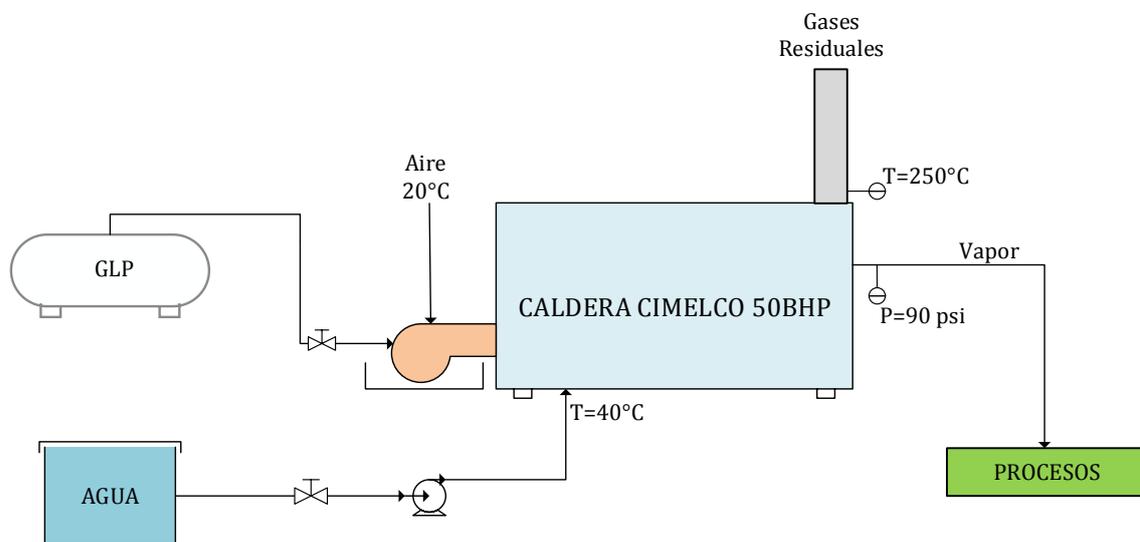


Figura 02. Esquema del sistema con GLP.

3.4. Dimensiones del recuperador de calor (Precalentador de aire por gases residuales).

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.4.** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 04. Especificaciones técnicas del recuperador de calor diseñado.

Especificaciones técnicas del Recuperador de Calor (precalentador de aire por gases residuales)		
Parámetros	Unidad	Valor
Velocidad del aire	m/s	10.46
Número de tubos	N°	33
Número de pasos	N°	1
Número de deflectores	N°	5
Longitud de tubos	m	2.63
Diámetro interior de tubos	m	0.0525
Diámetro exterior de tubos	m	0.0603
Superficie de intercambio de calor	m ²	16.46
Diámetro interior de coraza	m	0.5334
Diámetro exterior de coraza	m	0.56352
Espesor del aislante	pulg	4
Vida útil	años	31
Disposición de las tuberías	Triangular	
Material	Acero al carbono, ASTM A-106	
Número de Cédula	40	

En el cuadro 04 se muestran las características que debe tener el recuperador de calor, los cuales fueron calculados para las nuevas condiciones de operación de la caldera.

3.5. Consumo de combustible con el recuperador de calor.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.5.** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 05. Consumo de combustible con el recuperador de calor.

Consumo de combustible con recuperador de calor	
Combustible	Consumo de combustible (kg/h)
Diésel B5	45.756
GLP	39.42

3.6. Dimensionamiento y selección del sistema de almacenamiento del nuevo combustible.

Conforme los cálculos realizados en el **Anexo A.6** se determinó la capacidad del tanque de GLP para un tiempo de operación de 7 días, la capacidad calculada es de 3369 litros.

Con lo cual se seleccionó un tanque de REPSOL de capacidad de 3787 litros el cual tiene un costo total de 6391.91 soles.



Figura 03: Tanque de gas REPSOL.

3.7. Beneficios en costo de combustible.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.7** y el **Anexo A.5** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 06. Beneficios de cambio de combustible Diésel a GLP.

Beneficios de cambio de combustible						
Condición	Sin Recuperador de calor		Con Recuperador de calor		BENEFICIO	REDUCCION
Combustible	Consumo de combustible (kg/h)	Costo Mensual (Soles/mes)	Consumo de combustible (kg/h)	Costo Mensual (Soles/mes)	Soles/mes	%
Diésel B5	50.04	29273.4	45.756	26767.26	2506.14	9%
GLP	43.128	16173	39.42	14782.5	1390.5	9%
BENEFICIO	6.912	13100.4	6.336	11984.76		
REDUCCION	14%	45%	14%	45%		

Luego se elaboraron los siguientes gráficos:

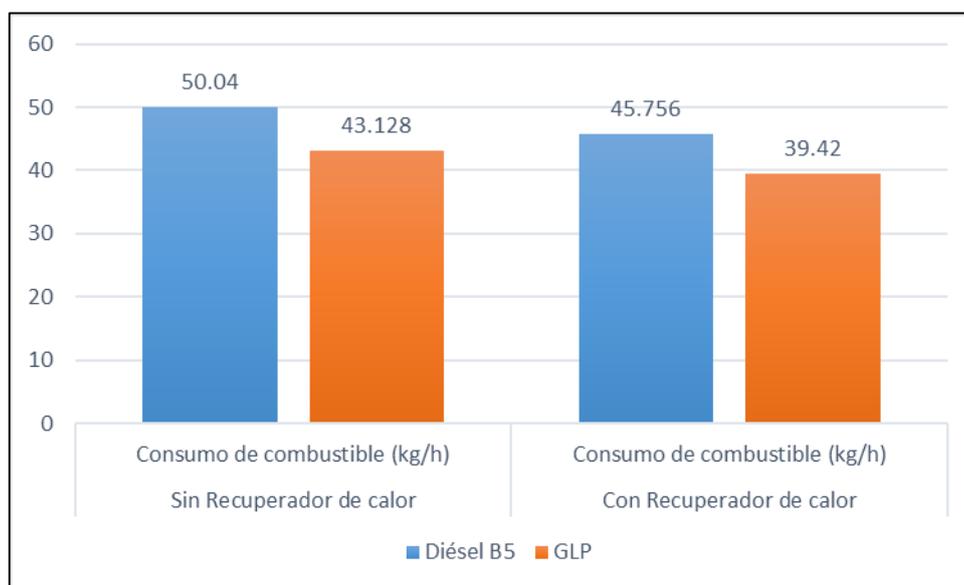


Gráfico 02. Comparación de consumo de Diésel B5 a GLP al cambiar el combustible e instalar el recuperador de calor.

En el gráfico 02 observamos que al realizar el cambio de combustible de Diésel B5 a GLP, se logra una reducción del 14% en comparación con lo consumido utilizando Diésel B5 para ambas condiciones.

En cuanto a la comparación de la reducción de consumo para cada combustible en ambas condiciones (con y sin recuperador), podemos observar en el cuadro 06 que la reducción al instalar el recuperador de calor es de 9% para ambos combustibles, en comparación con lo consumido sin recuperador.

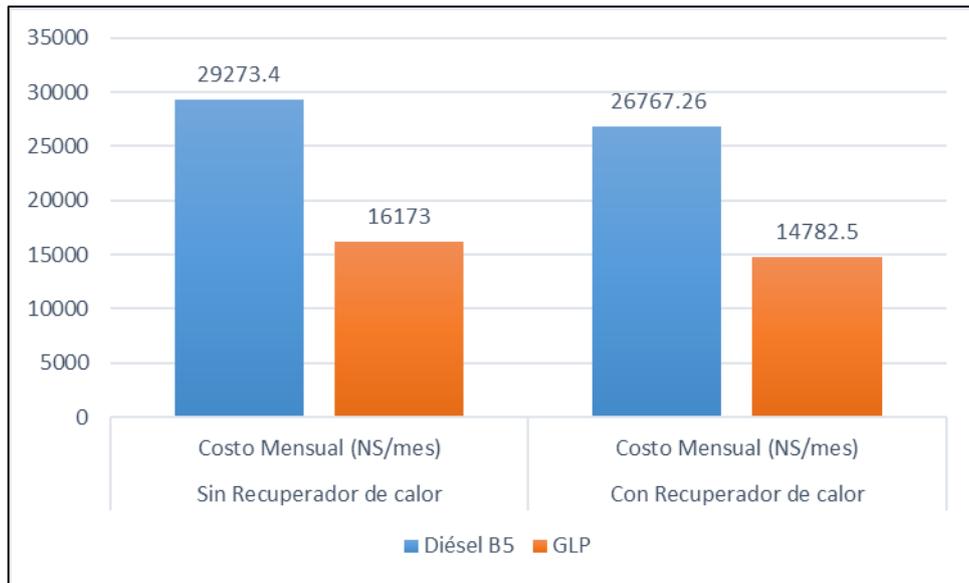


Gráfico 03. Comparación de costo mensual de combustible Diésel B5 y GLP al cambiar el combustible e instalar el recuperador de calor.

En el gráfico 03 observamos que al realizar el cambio de combustible de Diésel B5 a GLP, se logra una reducción del 45% en comparación con lo consumido utilizando Diésel B5 en ambas condiciones.

En cuanto a la comparación de la reducción del costo mensual para cada combustible en ambas condiciones (con y sin recuperador), podemos observar en el cuadro 06 que la reducción al instalar el recuperador de calor es de 9% en comparación con el consumido sin recuperador.

El beneficio económico al instalar el recuperador es de 2506 Soles/mes utilizando Diésel B5 y 1390 Soles/mes al utilizar GLP.

3.8. Comparación del costo unitario de generación de vapor.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.7.** se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 07. Comparación del costo unitario de generación de vapor para Diésel B5 y GLP

Costo Unitario de Generación de Vapor			
Condición	Sin Recuperador de calor	Con Recuperador de calor	REDUCCION
Combustible	Costo unitario (Soles/kg vapor)	Costo unitario (Soles/kg vapor)	
Diésel B5	0.2687	0.2457	9%
GLP	0.1485	0.1357	9%
REDUCCION	45%	45%	%

Luego de haber elaborado el cuadro se obtuvo el siguiente gráfico:

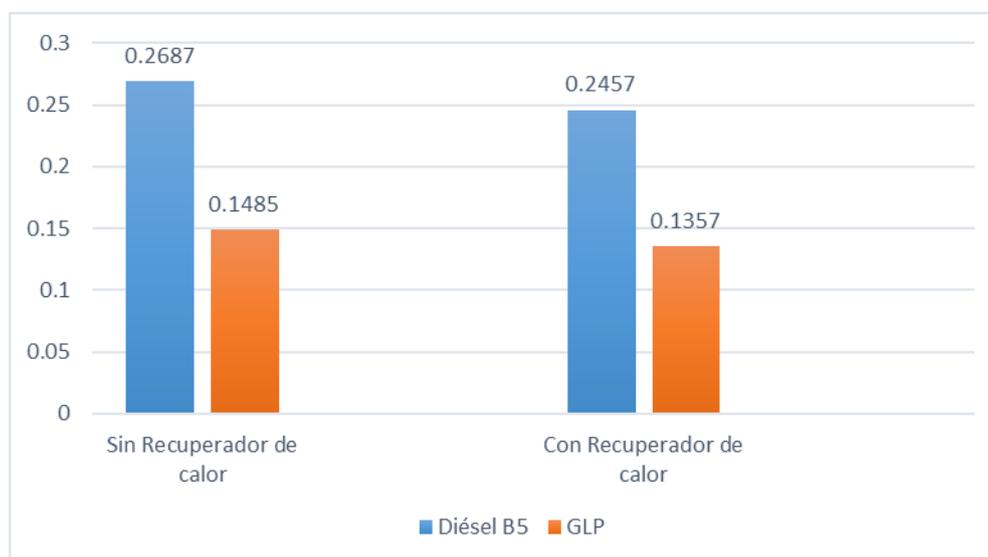


Gráfico 04. Comparación del costo unitario de generación de vapor para Diésel B5 y GLP, al cambiar e instalar el recuperador de calor.

En el gráfico 04 observamos que el costo unitario de generación de vapor disminuye un 45% al cambiar el combustible, si se instala el recuperador de calor el costo tanto para el Diésel B5 y GLP se reduce un 9%.

3.9. Comparación del beneficio y el costo de generación de vapor entre el sistema actual y el sistema mejorado.

A continuación, se mostrará el sistema en condiciones actuales, en el cual el combustible utilizado es el Diésel B5.

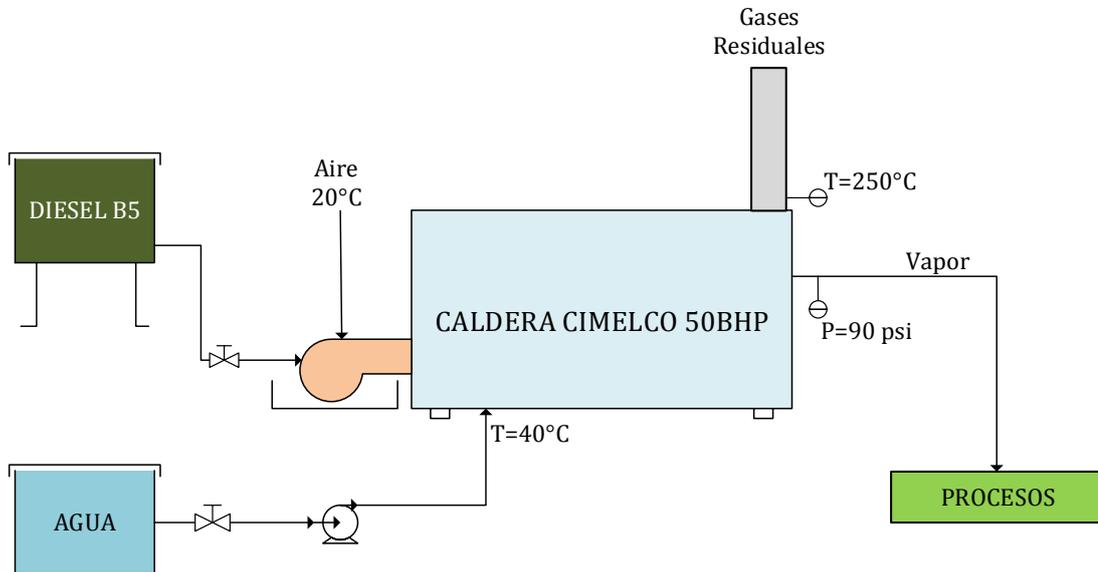


Figura 04: Esquema del sistema actual.

En la siguiente figura, se mostrará el sistema en condiciones de mejora, en donde se ha cambiado el combustible por GLP e instalado un recuperador de calor.

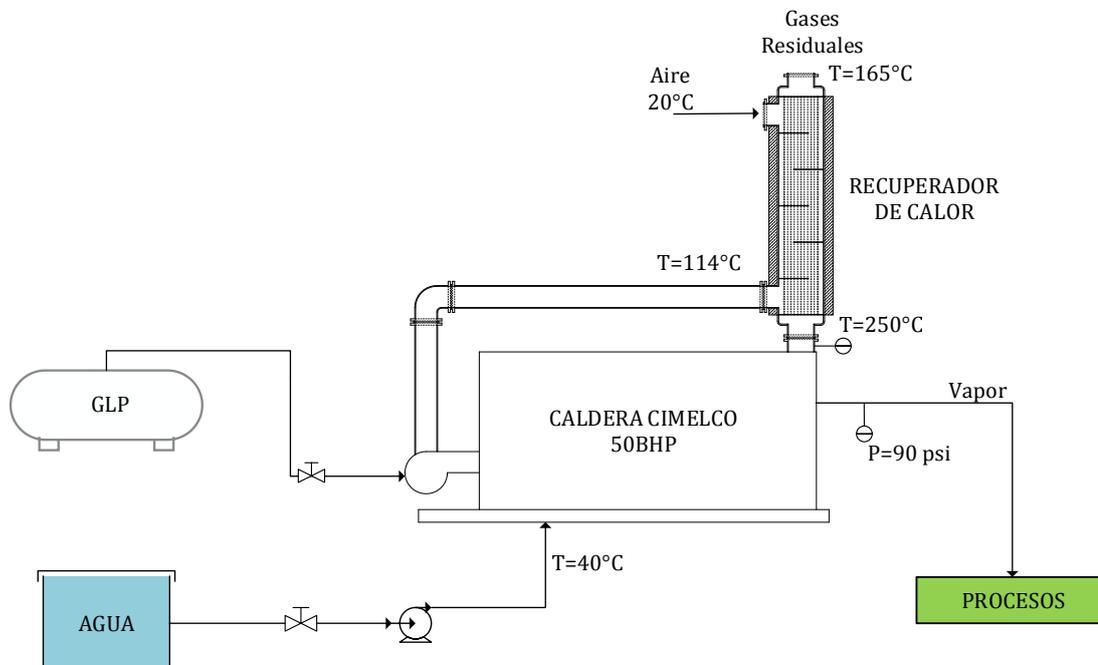


Figura 05: Esquema del sistema mejorado.

Luego de haber obtenido los beneficios y los costos unitarios de generación de vapor se elaboró el siguiente cuadro:

Cuadro 08. Comparación del beneficio y el costo unitario de generación de vapor entre el sistema actual y el sistema mejorado.

Comparación del beneficio y el costo unitario de generación de vapor					
ESTADO DEL SISTEMA		ACTUAL	MEJORADO	BENEFICIO	REDUCCION
Costo de combustible	Soles/mes	29273.4	14782.5	14490.9	50%
Costo unitario de generación de vapor	Soles/kg vapor	0.2687	0.1357	0.133	49%

3.10. Determinación del monto de la Inversión.

Según datos cotizados se elaboró el siguiente cuadro.

Cuadro 09. Inversiones en activos fijos para la caldera.

	ACTIVO FIJO	CANTIDAD	VALOR UNITARIO S/	VALOR TOTAL S/
1	Tanque GLP-REPSOL de 3787lt, D=1040mm; L=4850mm	1	6392	6392
2	Tubería ASTM A-106, al Si; grado A sin costura; Sch=40, Dn=2" L=1.758m.	33	300	9900
3	Carcasa ASTM A-106, Dn=21" Acero al carbono. Sch=40	1	2000	2000
4	Fardos de lana de Fibra de Vidrio 12m*1.2m*50mm	2	100	200
5	Tapas laterales 64 agujeros Dext=21" e=1/2"	2	500	1000
6	Soldadura TIG, Electrodo 1080	10 kg	30	300
7	Elementos de fijación(pernos d=1/2")	1	100	100
8	Placa base ASTM A36 2mx1mx3.175mm	1	50	50
9	Tubos ASTM A-106, cédula 40, Dn=10"	2	800	1600
10	Vigas de acero ASTM A36 W250x18 Perfil I h=6m	2	200	400
11	Lámina de acero inoxidable 304L N°1.4307; 1.5x3m; e=1/8"	1	441\$US	1445
12	Reprogramación del sistema de control automático.	1	2500	2500
13	Mano de obra (40% de los costos totales)			10354.8
Total en Soles				36241.8

En el cuadro se aprecia los costos de los equipos a implementar, obteniendo un total de inversión de 36241.8 soles.

3.11. Determinación de los parámetros que justifiquen la inversión.

El beneficio anual al realizar el cambio e instalación del recuperador de calor sería:

$$BENEFICIO = 14490.9 \text{ soles/mes}$$

Cálculo del ROI

$$ROI = \frac{INVERSION \text{ (Soles)}}{BENEFICIO \text{ (Soles/año)}}$$

$$ROI = \frac{36241.8 \text{ soles}}{14490.9 \text{ soles/mes}} = 2.5 \text{ meses} \approx 3 \text{ meses}$$

Debido a que la inversión supera los 30mil soles se elaboró el siguiente análisis Financiero

Inversión Total: 36241.8 soles

Costos de operación: 2000 soles por mes (salario operarios).

Costos de mantenimiento del tanque de gas: 1470 por año. (**Anexo A.23**)

Tasa de interés: para un préstamo entre el rango de 1000 a 50000 soles en la cooperativa la portuaria, la tasa de interés es de 2.2% mensual.

ANÁLISIS FINANCIERO		
Meses	Flujo de fondos	Movimientos en el Periodo
Inversión	S/ -36241.8	Costo inicial del Proyecto
1	-26018.22	Beneficio Neto mensual
2	-14324.64	Beneficio Neto mensual
3	-2631.06	Beneficio Neto mensual
4	9859.84	Beneficio Neto mensual
5	12490.9	Beneficio Neto mensual
6	12490.9	Beneficio Neto mensual
7	12490.9	Beneficio Neto mensual
8	12490.9	Beneficio Neto mensual
9	12490.9	Beneficio Neto mensual
10	12490.9	Beneficio Neto mensual
11	12490.9	Beneficio Neto mensual
12	12490.9	Beneficio Neto mensual
TIR	4.65%	Tasa Interna de Retorno
VAN	S/. 14,314.07	Valor Actual Neto

3.12. Reducción de emisiones producidas por la caldera.

Mediante los cálculos realizados en el **Anexo A.9.** se elaboraron los siguientes cuadros y gráficos:

Cuadro 10. Emisiones de Dióxido de Carbono por año para Diésel B5 y GLP, sin recuperador de calor.

Emisiones de CO2 por año, Sin el recuperador de calor						
Combustible	Compuestos	Porcentaje	Relación	Flujo de combustible mensual	Emisiones de CO2 por año	
		%	kgCO2/kg cble	kg/año	kgCO2/año	TM/año
Diésel B5	C12H26	0.95	3.1046	90072.0	265655.65	265.66
GLP	C3H8	0.60	2.9964	77630.4	233568.14	233.57
	C4H10	0.40	3.0272			
REDUCCIÓN					32087.52	32.09

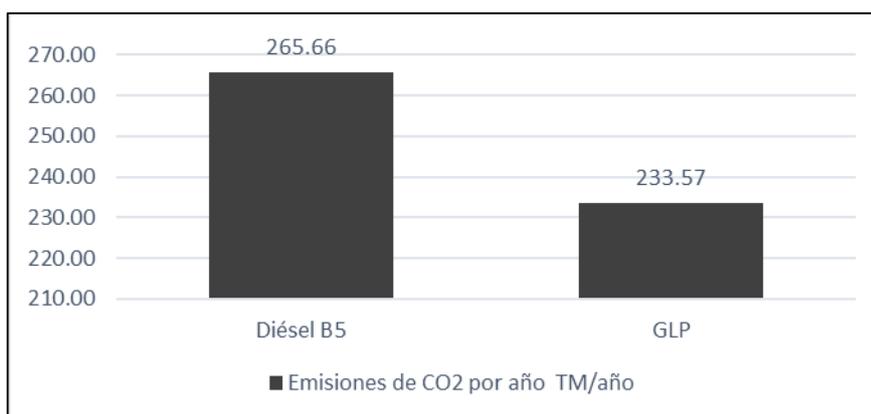


Gráfico 05. Comparación de las emisiones de CO2 producidos por la caldera utilizando Diésel B5 y GLP, al cambiar el combustible.

En el gráfico 05 observamos que las emisiones de CO2 se reducen un 12% al realizar el cambio de combustible, la reducción es de 32.09 TM/año de CO2.

Cuadro 11. Emisiones de Dióxido de Carbono por año para Diésel B5 y GLP, con recuperador de calor.

Emisiones de CO2 por año, Con el recuperador de calor						
Combustible	Compuestos	Porcentaje	Relación	Flujo de combustible mensual	Emisiones de CO2 por año	
		%	kgCO2/kg cble	kg/año	kgCO2/año	TM/año
Diésel B5	C12H26	0.95	3.1046	82360.8	242912.47	242.91
GLP	C3H8	0.60	2.9964	70956.0	213486.74	213.49
	C4H10	0.40	3.0272			
REDUCCION					29425.74	29.43

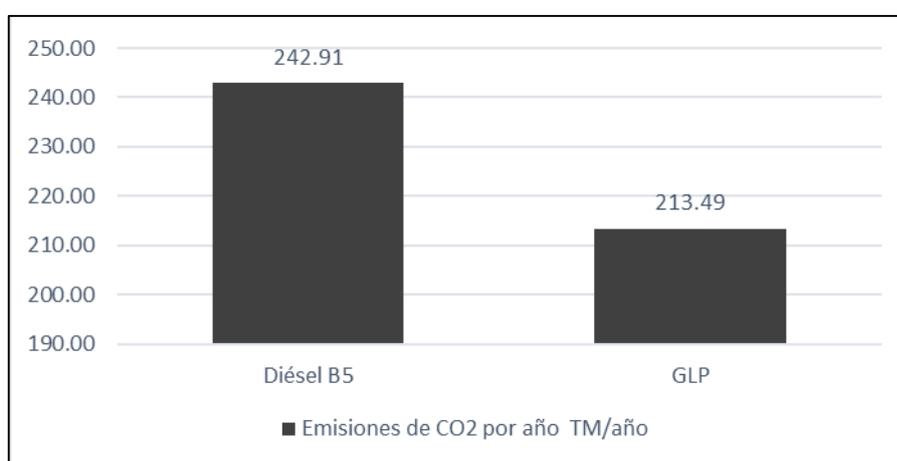


Gráfico 06. Comparación de las emisiones de CO2 producidos por la caldera utilizando Diésel B5 y GLP, al cambiar el combustible e instalar el recuperador de calor.

En el gráfico 06 observamos que las emisiones de CO2 se reducen un 12% al realizar el cambio de combustible e instalar el recuperador de calor, la reducción es de 29.43 TM/año de CO2.

Cuadro 12. Comparación de emisiones de Dióxido de Carbono por año entre el sistema actual y el sistema mejorado.

Comparación de emisiones entre el sistema actual y el sistema mejorado				
ESTADO DEL SISTEMA		ACTUAL	MEJORADO	REDUCCION
Emisiones de CO2 por año	TM/año	265.66	213.49	52.17

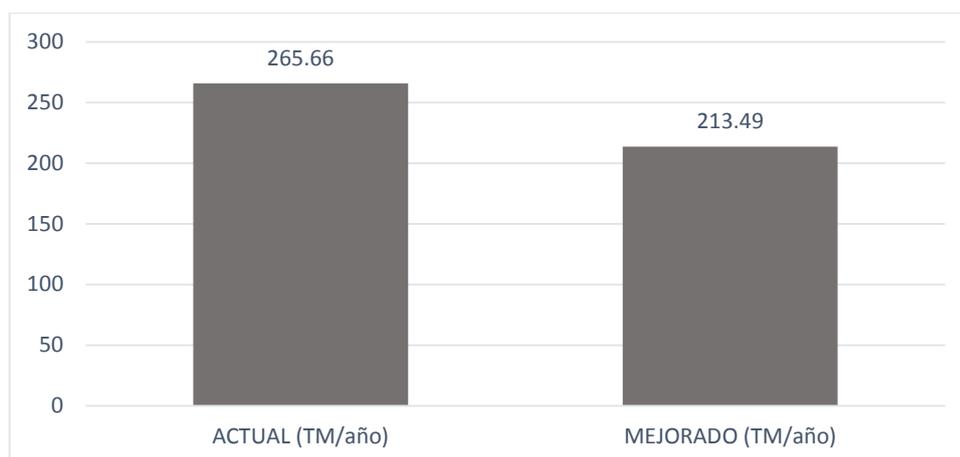


Gráfico 07. Comparación de las emisiones de CO2 producidos por el sistema actual y el sistema mejorado.

En el gráfico 07 observamos que al implementar el sistema mejorado hay una reducción de 52.17 TM/año.

IV. DISCUSIONES

4.1. En la tesis de Gonzales y Rivera (2013), concluyeron que al realizar el cambio de combustible de carbón por cáscara de arroz obtuvieron una reducción del 1,926.82% lo que representa 7678 NS/mes en el consumo de combustible.

En comparación con la presente investigación la reducción al realizar el cambio de combustible de Diésel B5 a GLP es de 45% lo que representa 13100 Soles/mes.

4.2. En la tesis de Deza y Varas (2015), concluyeron que al realizar el cambio de petróleo residual 500 a gas natural se obtiene una reducción entre 63 a 30%.

En comparación con la presente investigación en la cual se obtiene una reducción del 45% al realizar el cambio de Diésel B5 a GLP.

4.3. En la tesis de Siquiná (2009), concluyó que la implementación de equipos que recuperen calor disminuye los costos de operación.

En comparación con la presente investigación la implementación del recuperador de calor reduce el consumo de combustible en un 9%.

4.4. En la tesis de Luján Jumpa (2016), concluyeron que para el cambio de combustible de petróleo industrial N°6 por GLP, establece que actualmente el costo en consumo de petróleo es 1724625 S/año y la estimación con GLP sería de 1730277 S/año, para lo cual desde el punto de vista económico no es viable. Recalcando que el consumo horario con GLP es de 49.7 Gal y con petróleo industrial 35 Gal.

En comparación con esta investigación para el cambio de combustible de diésel B5 a GLP, se establece que actualmente el costo en consumo de Diésel B5 es 29273 Soles/mes y la estimación con GLP sería de 16173 Soles/mes, para lo cual desde el punto de vista económico si es viable, recalcando que el consumo de combustible horario con GLP es 43.128 kg/h y con Diésel B5 es 50.04 kg/h.

V. CONCLUSIONES

- 5.1. Se evaluó y seleccionó el nuevo combustible mediante una comparación de costo unitario, donde se seleccionó al GLP como el nuevo combustible debido a que este tenía un costo unitario comparado con el Diésel B5.
- 5.2. Se realizó el balance de la caldera con Diésel B5, determinando un calor útil de la caldera de 522.5 kw para un flujo de vapor de 0.2017 kg/s.
- 5.3. Se realizó el balance de la caldera con GLP, donde se determinó que el flujo de combustible para mantener la misma producción de vapor, obteniendo de esta manera el consumo 43.128kg/h.
- 5.4. Se dimensionó el recuperador de calor mediante el método LMTD, obteniendo así sus dimensiones.
- 5.5. Se determinó el consumo de combustible con el recuperador de calor, obteniendo para el Diésel B5 45.756 kg/h y para el GLP 39.42 kg/h.
- 5.6. Se dimensionó el tanque de almacenamiento de GLP de 3369 litros para un tiempo de operación de 7 días, luego se seleccionó el tanque de la marca REPSOL de una capacidad de 3787 litros de GLP.
- 5.7. Se calculó el beneficio que se genera al realizar el cambio de combustible Diésel B5 a GLP obteniendo un beneficio de 13100 soles al mes.
- 5.8. Se comparó el costo unitario de generación de vapor para Diésel B5 y GLP en dos condiciones: Sin recuperador y con recuperador. En donde se observó una reducción del 45% al cambiar el combustible para ambos casos.
- 5.9. Se comparó el sistema actual con el sistema mejorado determinando que al mejorar el sistema se reduce un 50% de costo de combustible obteniendo un beneficio de 14490.9 soles/mes y el costo unitario de generación se reduce un 49%.
- 5.10. Se determinó que el monto de inversión es de 36241.8 soles para la instalación del tanque de almacenamiento y el recuperador de calor.
- 5.11. Se realizó el análisis financiero en donde se concluyó que el presente estudio tendrá una inversión de 36241.8 soles, con un beneficio neto de 12490.9 soles mensuales, para lo cual el retorno operacional de la inversión es de 3 meses, además se determinó la viabilidad del proyecto con un VAN de 14314.07 soles y un TIR de 4.65% para 12 meses.

- 5.12. Se determinó la reducción de emisiones de CO₂, obteniendo una reducción de 32.09 TM/año al realizar el cambio de combustible y una reducción de 29.43 TM/año al cambiar el combustible e instalar el recuperador.

VI. RECOMENDACIONES

- 6.1. Se recomienda realizar la medición de los flujos reales para mejorar la investigación.
- 6.2. Se recomienda realizar un análisis de combustión real.
- 6.3. Se recomienda realizar una cotización de todos los equipos de proveedores nacionales, debido a que los costos empleados para la realización del monto de la inversión se desarrollaron con precios de mercado vía web.
- 6.4. Se recomienda realizar una evaluación del estado del quemador dual.

VII. REFERENCIAS

- Alvaro, Chevarria. 2017.** *Efectos de la Restricción Parcial del Aire de Admisión e Incremento*. PUCP. Lima : s.n., 2017. Tesis.
- Arnau Martinez, Jose Francisco. 2010.** *Ejercicios resueltos de máquinas térmicas*. Valencia : UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA, 2010.
- Arrieta Torres, Jorge Andrés. 2012.** *Calentadores de aire para Calderas*. Cartagena De Indias : s.n., 2012.
- Cardozo, Daniela, Guevara, Jessica y Morales, Elina y Román, Anayra. 2016.** *Presupuesto de Capital, Riesgo y Rendimiento*. La morita : s.n., 2016. Tesis.
- Cengel Yunus, A. 2007.** *Transferencia de Calor y Masa*. Tercera. México : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2007.
- Costa, J., Cervera, S., Cunil, F., Esplugas, S., Mans, C. y Mata, J. 2014.** *Curso de ingeniería química : introducción a los procesos, las operaciones unitarias y los fenómenos de transporte*. Barcelona : Reverté, 2014.
- Deza Cisneros, Gabriel y Varas Veliz, Gianfranco. 2015.** *Optimización del consumo de energía primaria con el uso del gas natural en las plantas de harina de pescado de la zona industrial del 27 de octubre de Chimbote*. Escuela de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa. Nuevo Chimbote : s.n., 2015. Tesis.
- Esplugas, S. y Chamarro, M. 2005.** *Fundamentos de transmisión de calor*. [ed.] Publicaciones y ediciones de la Universidad de Barcelona. Barcelona : s.n., 2005.
- Fernandez Diez, Pedro. 2008.** *Centrales Térmicas*. Santander : s.n., 2008.
- García San José, Ricardo. 2001.** *Combustión y combustibles*. 2001.
- Garrido Otaola, Pablo. 2012.** Capitulo V: Quemadores. *Guía básica de calderas industriales eficientes*. Madrid : s.n., 2012.
- Gonzales Lozada, Dante y Rivera Parra, Linda. 2013.** *Mejora de los parámetros energéticos e impacto ambiental de la caldera de vapor en postes del norte s.a. mediante el cambio de carbón antracita por cáscara de arroz como combustible*. Escuela de Ingeniería Industrial, Universidad Privada del Norte. Trujillo : s.n., 2013. Tesis.
- Incropera, F. y De Witt, D. 1999.** *Fundamentos de transferencia de calor*. México : Pearson Prentice Hall, 1999.
- Itescam. 2007.** Intercambiadores de calor. [En línea] 2007. [Citado el: 13 de Octubre de 2017.] <http://www.itescam.edu.mx>.
- Joseph, Shigley.** *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8th. Mexico : Mc Graw Hill.
- Kern, Donald Q. 1999.** *Procesos de Transferencia de Calor*. México : Continental S.A., 1999.

Luján Jumba, Leener Miguel. 2016. *Auditoría energética de la central térmica en ciclo Rankine de vapor saturado del hospital Belén de Trujillo para aumentar su eficiencia.* Universidad César Vallejo. Trujillo : s.n., 2016. Tesis.

Minam. 2015. Infocarbono. [En línea] 2015. [Citado el: 15 de Mayo de 2018.] <http://infocarbono.minam.gob.pe/>.

Osinergmin. 2018. [En línea] 2018. [Citado el: 31 de Mayo de 2018.] www.osinerg.gob.pe.

Plauchu Lima, Alberto. 1995. *Eficiencia en calderas.* México : s.n., 1995.

Siquiná Sánchez, Rufino Gregorio. 2009. *Análisis termodinámico para el mejoramiento de la eficiencia de operación de la caldera del Ingenio Tululá.* Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de San Carlos de Guatemala. Guatemala : s.n., 2009. Tesis.

Uceda Martínez, Juan. 2012. Capítulo IV: Calderas. *Guía básica de calderas industriales eficientes.* Madrid : s.n., 2012.

Wark, Kenneth y Donald E, Richards. 2001. *Termodinámica.* Madrid : Concepcion Fernandez, 2001.

ANEXOS

A.1. Evaluación y selección de combustible mediante una comparación de costo unitario de KJ.

Datos Utilizados		
Definición	Combustible	
Poder Calorífico Inferior	Diésel B5	42450 KJ/kg (Alvaro, 2017)
	GLP	-----
Costo	Diésel B5	12.45 NS/gal = 3.90 NS/kg
	GLP	2.5 NS/kg

Fuente: Autoría Propia

Cálculo costo unitario de KJ para Diésel B5.

$$C_{unitario} = \frac{3.90 \text{ NS/kg}}{42450 \text{ KJ/kg}} = 9.187 * 10^{-5} \frac{\text{NS}}{\text{KJ}}$$

El GLP en el Perú según Osinergmin está compuesto por 60% de propano (C₃H₈) y 40% de butano (C₄H₁₀), entonces el PCI se calcula de la siguiente manera:

$$PCI_{GLP} = 0.6(49576.36) + 0.4(48765.51) = 49252 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Cálculo costo unitario de KJ para GLP.

$$C_{unitario} = \frac{2.50 \text{ NS/kg}}{49252 \text{ KJ/kg}} = 5.076 * 10^{-5} \frac{\text{NS}}{\text{KJ}}$$

Al realizar los cálculos observamos que el costo unitario para el GLP, es mucho menor que el del Diésel B5, por lo que se optará por utilizar el GLP como el nuevo combustible para la caldera.

A.2. Balance de energía y masa de la caldera con Diésel B5 (condiciones actuales).

A continuación, mostraremos el esquema de la caldera con los parámetros de funcionamiento con diésel B5, con los cuales luego se realizará el balance de energía y masa.

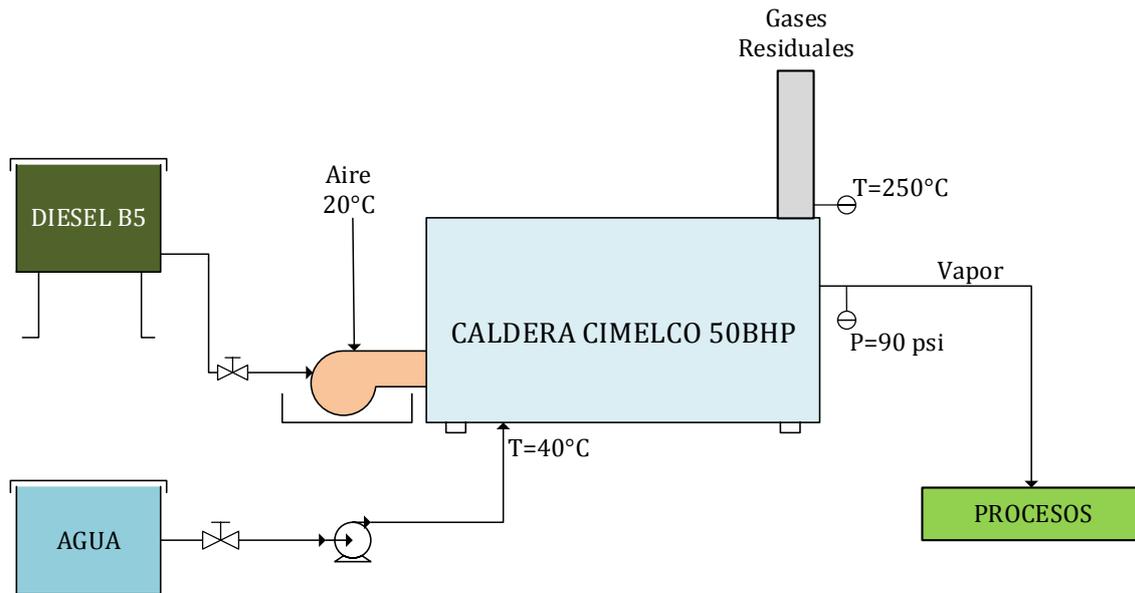


Figura 01: Esquema actual del sistema con Diésel B5

En la siguiente tabla mostraremos los valores de los parámetros de funcionamiento de la caldera con diésel B5, los cuales fueron obtenidos por tablas y datos obtenidos con los instrumentos de recolección de datos, los cuales serán utilizados para los cálculos.

Parámetros de funcionamiento de la caldera con Diésel B5				
Nombre		Variable	Valor	Unidad
Aire	Temperatura	T_{aire}	20	°C
	Entalpía	h_{aire}	20.06	kJ/kg
Agua	Temperatura	T_{agua}	40	°C
	Entalpía	h_{agua}	167.48	kJ/kg
Vapor	Presión	P_v	6.20528	bar
	Temperatura	T_v	160	°C
	Entalpía	h_v	2757.6	kJ/kg
	Flujo másico	\dot{m}_v	0.2017	kg/s
Combustible (cble)	Flujo másico	\dot{m}_{cble}	0.0139	kg/s
	Poder Calorífico Inferior	PCI	42450	kJ/kg
Gases Residuales (GR)	Temperatura	T_{GR}	250	°C
	Entalpía	h_{GR}	276.25	kJ/kg
Gases de Combustión (GC)	Temperatura	T_{GC}	870	°C
	Entalpía	h_{GC}	1115	kJ/kg
Caldera	Eficiencia de la Caldera	η_{cald}	-----	%
	Superficie Intercambio de calor	S_{IC}	23.22	m^2

Fuente: Autoría Propia

Primero determinaremos la relación aire-combustible del balance de energía de la Ec.02 en el quemador, obtenemos:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{cble}PCI + \dot{m}_{aire}h_{aire} &= \dot{m}_{GC}h_{GC} \\ \dot{m}_{cble}PCI + (R_{a-cble}\dot{m}_{cble})h_{aire} &= \dot{m}_{cble}(1 + R_{a-cble})h_{GC} \\ PCI + R_{a-cble}h_{aire} &= h_{GC} + R_{a-cble}h_{GC} \\ R_{acble} &= \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}} = 37.75 \text{ kg}_{aire}/\text{kg}_{cble}\end{aligned}$$

Luego de haber obtenido la relación se procederá a calcular el flujo másico del aire y el flujo de gases de combustión producidos.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{aire} &= R_{a-cble} * \dot{m}_{cble} \\ \dot{m}_{aire} &= 0.5247 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Una vez obtenido el flujo másico del aire, determinamos el flujo másico de gases de residuales.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GR} &= \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{cble} \\ \dot{m}_{GC} &= 0.5386 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Entonces reemplazando datos en la Ec.05 determinamos el calor total que ingresa a la caldera.

$$\begin{aligned}Q_{total} &= \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \\ Q_{total} &= 600.58 \text{ Kw}\end{aligned}$$

Determinamos el calor útil de la caldera mediante la Ec.03:

$$\begin{aligned}Q_{util} &= \dot{m}_v (h_v - h_{agua}) \\ Q_{util} &= 522.5 \text{ Kw}\end{aligned}$$

Reemplazando en la Ec.04 obtenemos la eficiencia de la caldera.

$$\begin{aligned}Q_{util} &= Q_{total} * \eta_{cald} \\ \eta_{cald} &= 87\%\end{aligned}$$

Luego realizamos los cálculos para determinar el coeficiente global de transferencia de calor:

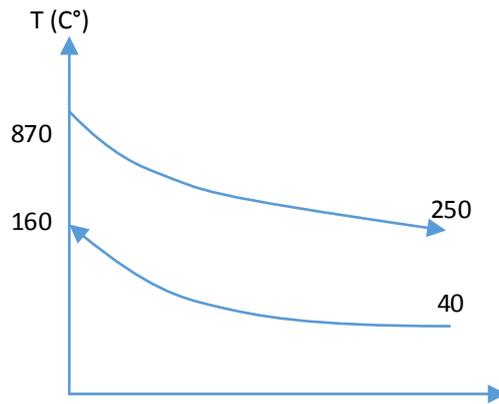


Figura 02: Diagrama de temperaturas de la caldera.

Se asumió la temperatura máxima de los gases de combustión, que es 870°C por dato del fabricante.

De la Ec.10 determinamos la variación de temperatura máxima en la caldera.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = 870 - 160 = 710$$

También determinamos la variación de temperatura mínima en la caldera de la Ec.11.

$$\Delta T_{m\acute{i}n} = 250 - 40 = 210$$

Reemplazando los datos en la Ec.12 de la temperatura media obtenemos.

$$T = \sqrt{(870 - 250)^2 + (160 - 40)^2}$$

$$T = 631.5^{\circ}\text{C}$$

Luego calculamos la variación de temperatura media logarítmica de la Ec.09.

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln\left(\frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T}\right)} = 375.38^{\circ}\text{C}$$

De la Ec.08 despejamos K_G

$$K_G = \frac{Q_u}{S_{IC} * \Delta T_m \cdot 10^{-3}}$$

Reemplazando datos obtenemos:

$$K_G = 59.94 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

A.3. Balance de energía y masa de la caldera con GLP.

A continuación, mostraremos el esquema de la caldera con los nuevos parámetros de operación con GLP.

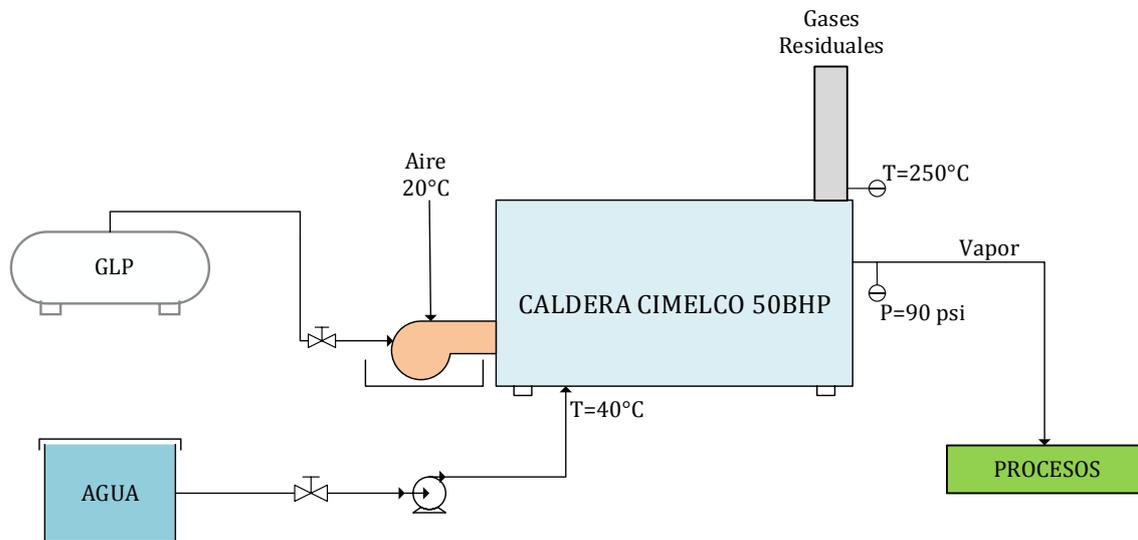


Figura 03: Esquema del sistema con GLP.

Algunos de los parámetros de operación de la caldera se mantienen iguales, debido a que solo se pretende cambiar el combustible con el fin de reducir los costos de generación; estos parámetros son los siguientes:

- Temperaturas del agua de alimentación, gases de combustión, gases residuales, aire y vapor.
- Flujos máxicos de vapor y gases de combustión (igual a los gases residuales).
- La presión de producción de vapor.
- El coeficiente global de conductividad térmica.
- La variación de temperatura media logarítmica.
- La superficie de intercambio de calor de la caldera.

Excepto:

- El flujo máxico de aire y combustible que ingresan al quemador.
- La relación aire-combustible que se ve afectada por el cambio de combustible de Diésel B5 a GLP.

En la siguiente tabla mostraremos los valores de los parámetros de operación de la caldera con GLP, los cuales fueron obtenidos de los cálculos anteriores.

Parámetros de funcionamiento de la caldera con GLP				
Nombre		Variable	Valor	Unidad
Aire	Temperatura	T_{aire}	20	°C
	Entalpía	h_{aire}	20.06	kJ/kg
Agua	Temperatura	T_{agua}	40	°C
	Entalpía	h_{agua}	167.48	kJ/kg
Vapor	Presión	P_v	6.20528	bar
	Temperatura	T_v	160	°C
	Entalpía	h_v	2757.6	kJ/kg
	Flujo másico	\dot{m}_v	0.2017	kg/s
Caldera	Calor útil	Q_u	522.5	Kw
	Eficiencia	η_{cald}	87	%
Combustible (cble)	Poder Calorífico Inferior	PCI	49252	kJ/kg
Gases Residuales (GR)	Temperatura	T_{GR}	250	°C
	Entalpía	h_{GR}	276.25	kJ/kg
Gases de Combustión (GC)	Temperatura	T_{GC}	870	°C
	Entalpía	h_{GC}	1115	kJ/kg

Fuente: Autoría Propia

Del balance de la Ec.02 obtenemos la relación aire combustible:

$$R_{acble} = \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}} = 43.96 \text{ kg}_{aire}/\text{kg}_{cble}$$

Luego realizamos el cálculo de flujo másico de combustible de la Ec.05:

$$Q_{util} = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \eta_{cald}$$

Despejando \dot{m}_{cble} y reemplazando los datos, obtenemos:

$$\dot{m}_{cble} = 0.01198 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 43.128 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Ya obtenidos la relación aire combustible y el flujo de combustible calculamos el flujo másico de aire:

$$\dot{m}_{aire} = R_{a-cble} * \dot{m}_{cble}$$

$$\dot{m}_{aire} = 0.52664 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Y calculamos el flujo másico de gases de combustión:

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GR} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{cble}$$

$$\dot{m}_{GC} = 0.5386 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Comprobamos de esta manera que el flujo másico de gases con GLP se mantiene igual que con Diésel B5.

A.4. Dimensionamiento del recuperador de calor (precalentador de aire por gases residuales).

En la siguiente tabla mostraremos los parámetros utilizados para dimensionar el recuperador de calor para la caldera.

Parámetros de operación del recuperador de calor				
Nombre		Variable	Valor	Unidad
Entrada de aire	Temperatura	T_{aire1}	20	°C
	Entalpía	h_{aire1}	20.06	kJ/kg
Salida de aire	Temperatura	T_{aire2}	-----	°C
	Entalpía	h_{aire2}	-----	kJ/kg
Entrada de gases	Temperatura	T_{GR1}	250	°C
	Entalpía	h_{GR1}	274	kJ/kg
Salida de gases	Temperatura	T_{GR2}	165	°C
	Entalpía	h_{GR2}	179	kJ/kg
Flujo másico de aire		\dot{m}_{aire}	0.52664	kg/s
Flujo másico de gases residuales		\dot{m}_{GR}	0.5386	kg/s
Temperatura media Gases residuales		$T_{m,GR}$	207.5	°C
Temperatura media aire		$T_{m,aire}$	-----	°C

Fuente: Autoría Propia

A continuación, mostraremos la disposición del recuperador de calor y la ubicación en la que se instalará en la caldera.

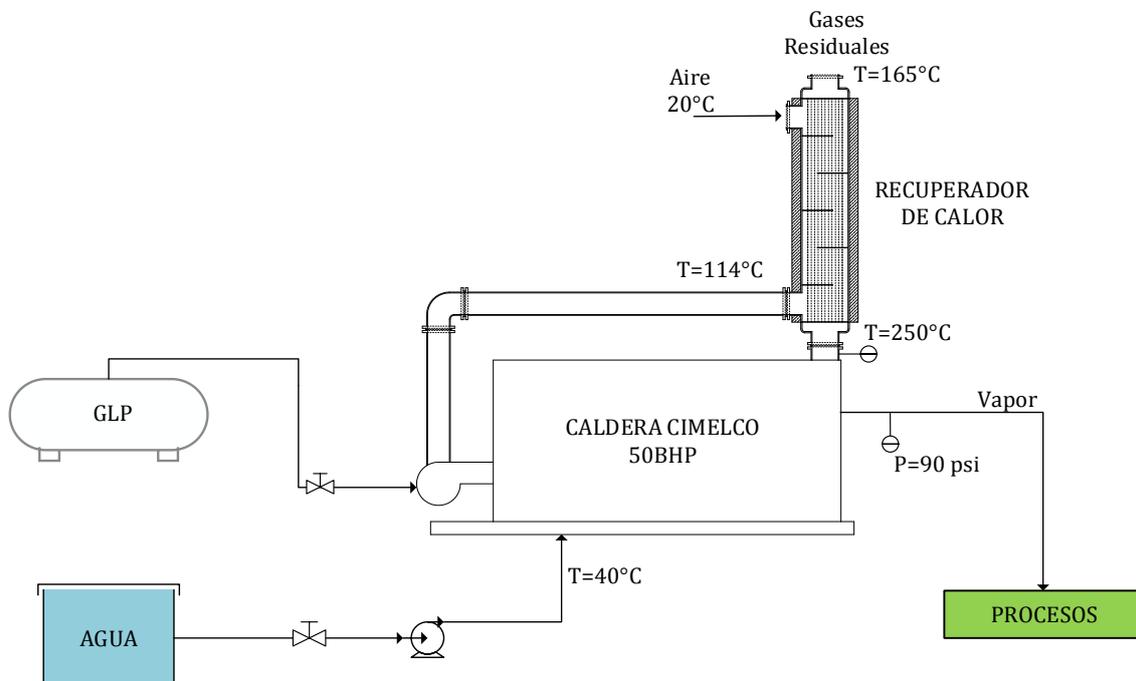


Figura 04: Esquema del sistema mejorado.

Antes de dimensionar el recuperador, tenemos que calcular la entalpía y temperatura del aire a la salida del recuperador.

De la Ec.02 realizamos el balance de energía en el recuperador:

$$\dot{m}_{aire} * h_{aire1} + \dot{m}_{GR} * h_{GR1} = \dot{m}_{aire} * h_{aire2} + \dot{m}_{GR} * h_{GR2}$$

$$h_{aire2} = 117.59 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{aire2} = 113.95 \approx 114 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Luego calculamos el calor útil del recuperador con la Ec.06.

$$Q_{util,recuperador} = \dot{m}_{aire} * C_{p,aire} (h_{aire2} - h_{aire1})$$

El calor específico del aire a una temperatura media de 67°C:

$$C_{p,aire} = 1.011 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} ^\circ\text{C}$$

Obtenemos:

$$Q_{util,recuperador} = 51.928 \text{ Kw}$$

Por el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD):

Primero seleccionamos los fluidos, para este caso se elige como fluido “A” a los gases residuales que pasarán por el interior de los tubos; y como fluido “B” al aire el cual circulará por el exterior de los tubos.

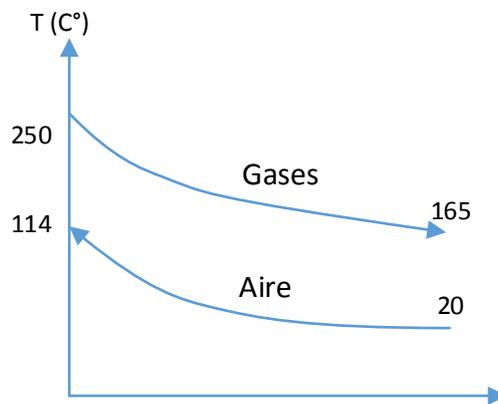


Figura 06: Diagrama de temperaturas en el recuperador de calor.

La temperatura de salida (2) de los gases en el recuperador se asume 165°C, esto se debe a que la temperatura mínima de corrosión en calentadores de aire es 150°C (**Anexo A.14**), para asegurar que no se alcance esta temperatura (punto de rocío) se aumentó 15 grados más a esta condición.

Con la Ec.10 calculamos la variación de temperatura máxima en el recuperador.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = 250 - 114 = 136$$

También determinamos la variación de temperatura mínima en el recuperador por la Ec.11.

$$\Delta T_{min} = 165 - 20 = 145$$

Reemplazando datos en la Ec.12 obtenemos la temperatura media en el recuperador.

$$T = \sqrt{(250 - 165)^2 + (114 - 20)^2}$$

$$T = 126.73$$

Luego calculamos la variación de la temperatura media logarítmica del recuperador.

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln\left(\frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T}\right)} = 130.39$$

Por datos de tubos normalizados en el uso de condensadores e intercambiadores de calor en el libro de Donald Q. Kern, se selecciona una tubería de 2 pulgadas:

Las dimensiones de las tuberías fueron obtenidas de la tabla del **Anexo A.21**.

$$d_{ext} = 60.3mm, \quad d_{int} = 52.5mm, \quad y \quad \delta = 3.91mm$$

Número de cédula:

El esfuerzo admisible σ para ASTM A.106 sin costura al Si es 840 bar, y la presión de operación es la presión atmosférica 1bar.

$$^{\circ}N_{c\acute{e}dula} = \frac{F_s * 1000 * P}{\sigma} = \frac{1.75 * 1000 * 10^5}{840 * 10^5} = 2.08 \approx 40$$

Disposición Triangular.

Se seleccionó esta disposición debido a que esta es la más eficiente en intercambiadores de calor, en comparación con la rectangular (Fernandez Diez, 2008).

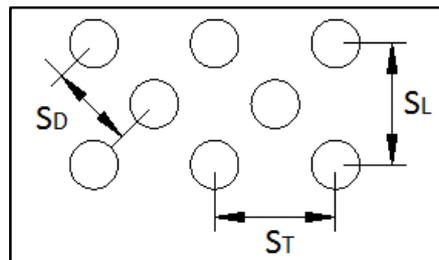


Figura 07: Disposición triangular

La relación de los pasos y el diámetro:

$$\frac{ST}{d_{ext}} = \frac{SL}{d_{ext}} = 1.25$$

Calculamos la superficie de transferencia de calor en el interior de los tubos con la Ec.16:

$$S_t = \frac{\pi}{4} * d_{int}^2 = 2.1647 * 10^{-3} m^2$$

Luego con la Ec.17 procedemos a calcular el flujo másico de gases residuales por tubo:

$$\dot{m}_{GR,tub} = \rho * S_t * U_{GR} = 0.01598 \text{ kg/s}$$

Después de haber calculado el flujo que pasa por cada tubo podemos determinar el número de tubos que tendrá el recuperador de calor con la Ec.18:

$$Nt = \frac{\dot{m}_{GR}}{\dot{m}_{GR,tub}} = 32.95 \approx 33 \text{ tubos}$$

Cálculo coeficiente de convección interna (gases residuales):

Parámetros para los gases residuales a temperatura media de 207.5 °C. (Anexo A.18)

Parámetros de los gases residuales a 207.5°C			
Parámetro Físico	Símbolo	Unidad	Valor
Densidad	ρ	kg/m^3	0.7382
Conductividad térmica	k	$\frac{W}{m^{\circ}C}$	0.0407
Viscosidad Cinemática	γ	m^2/s	$33.78*10^{-6}$
Numero de Prandtl	Pr	-----	0.668

Fuente: Autoría Propia

Primero calculamos el Reynolds interno (gases residuales) con la Ec.15:

La velocidad del fluido en el interior de las tuberías, debe encontrarse entre el siguiente rango: $5 \leq U_{fluido} \leq 10$ (Fernandez Diez, 2008)

$$Re_{int} = \frac{U_{GR} * d_{int}}{\gamma} = 15541.74$$

Luego el Nusselt interno (gases residuales) lo calculamos con la Ec.14:

$$Nu_{int} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 44.14$$

Reemplazando datos en la Ec.13 obtenemos el coeficiente de convección interno (gases residuales):

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} * k}{d_{int}} = 34.22 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Cálculo coeficiente de convección externo (aire):

Parámetros para el aire a temperatura media de 67 °C, (Anexo A.18)

Parámetros del aire a 67°C			
Parámetro Físico	Símbolo	Unidad	Valor
Densidad	ρ	kg/m^3	1.0825
Conductividad térmica	k	$\frac{W}{m^{\circ}C}$	0.0291
Viscosidad Cinemática	γ	m^2/s	$21.07*10^{-6}$
Numero de Prandtl	Pr	-----	0.702

Fuente: Autoría Propia

Determinamos el paso transversal con la Ec.23:

$$S_T = S_L = 1.25 * d_{ext} = 0.075375m$$

También determinamos el paso diagonal:

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2} = 0.08427m$$

Verificamos que condición cumple:

$$\frac{S_T - d_{ext}}{2} = 0.0075375m$$

Con lo que verificamos que $S_D > \frac{S_T - d_{ext}}{2}$

Calculamos la velocidad del aire:

La velocidad del aire que ingresa al recuperador se determina de la siguiente manera:

Seleccionando una tubería de 10" para el ingreso del aire de la fórmula de flujo másico se determina:

$$\dot{m} = \rho * U_{aire} * A$$

Despejamos la velocidad del aire:

$$U_{aire} = \frac{0.52664}{1.0825 * 0.05067} = 9.6 \text{ m/s}$$

Luego calculamos la velocidad máxima del aire para la condición $S_D > \frac{S_T - d_{ext}}{2}$.

$$U_{m\acute{a}x} = \frac{U_{aire} * S_T}{2(S_D - d_{ext})} = 15.09 \text{ m/s}$$

Con la Ec.21 obtenemos el Reynolds externo (aire):

$$Re_{ext} = \frac{U_{m\acute{a}x} * d_{ext}}{\gamma} = 43185.9$$

Entonces calculamos el Nusselt externo (aire) con la Ec.20:

Obteniendo de tabla los valores: $c=0.518$ y $m=0.556$

El coeficiente de corrección $\varepsilon = 1$, debido a que el número de tubos es mayor que 10.

$$Nu_{ext} = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.36} = 172.29$$

Luego el coeficiente de convección externo (aire) se determina con la Ec.19:

$$h_{ext} = \frac{Nu * k}{d_{ext}} = 83.14 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Reemplazando datos en la Ec.07 obtenemos el coeficiente global de transferencia de calor:

De tabla, para aceros al carbono Anexo L: $k_{mat} = 50 \text{ W/m}^\circ C$

Los coeficientes de ensuciamiento para el aire 0.001 y para el GLP 0.000176 respectivamente (**Anexo A.28**).

$$KG = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta}{k_{mat}} + R_{aire} + R_{GLP}} = 26.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Del **Anexo A.19** se verifica que el KG calculado si se encuentra en el rango para intercambiadores de calor gas-gas.

Calculamos la superficie de transferencia de calor del recuperador de la Ec.08:

$$Q_u = K_G * S_{IC} * \Delta T_m \cdot 10^{-3}$$

Despejando:

$$S_{IC} = 16.46m^2$$

Una vez calculado la superficie procedemos a calcular la longitud de tubos el cual también determina la longitud de nuestro recuperador:

$$L_{tubos} = \frac{S_{IC}}{N_{tubos} * \pi * d_{ext}} = 2.63m$$

Calculamos la longitud de paso:

Asumiendo 1 paso en el recuperador

$$L_{paso} = \frac{L_{tubos}}{N_{pasos}} = 2.63m$$

Determinamos el área de circulación del aire por la coraza:

$$A_s = (D_{IC} * d * B) * \frac{1}{S_T}$$

Según la tabla de Kern (**Anexo A.22**) para una disposición triangular para tubos de 2" y un numero de tubos de 33, el diámetro interior de coraza aproximado sería de 21", se toma estos datos debido a que es el que más se aproxima al diámetro (2") de los tubos utilizados para el recuperador.

$$D_{IC} = 533.4mm$$

$$D_{EC} = 563.52mm$$

$$\delta = 15.06mm$$

Obtenemos el espaciado entre los tubos:

$$d = S_T - d_{ext} = 0.015075m$$

Luego calculamos el espaciado entre los deflectores:

"B" es el espaciado entre los deflectores y se debe encontrar en el siguiente rango:

$$\begin{aligned} & (0.2D_{IC} - D_{IC}) \\ & (0.10668 - 0.5334) \end{aligned}$$

Elegimos 6 deflectores lo cual asegurará una mejor transferencia.

$$B = \frac{L_{paso}}{N_{deflectores}} = 0.438m$$

Reemplazando datos obtenemos el área de circulación del aire:

$$A_s = (D_{IC} * d * B) * \frac{1}{S_T} = 0.0467m^2$$

Luego calculamos la velocidad real del aire:

$$U_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire} * A_s} = 10.41 \text{ m/s}$$

(La velocidad del flujo será producido por un ventilador)

Vida útil del recuperador de calor

Según el código ASME la velocidad mínima de corrosión del acero al carbono es 0.127mm/año, entonces

$$\text{Vida útil} = \frac{\text{espesor de la tubería}}{\text{velocidad de corrosión}}$$

La vida útil de las tuberías de los gases es:

$$\text{Vida útil} = \frac{3.91mm}{0.127mm/año} = 30.78 \approx 31 \text{ años}$$

Cálculo del calor perdido en el intercambiador de calor (transferencia de gases residuales hacia los tubos):

$$\dot{Q}_{perdido} = h_{int} * N_T * S_L (T_{m,GR} - T_{P,int})$$

Asumiendo que la diferencia de temperatura entre la pared interna de los tubos con la de los gases es mínima, debido a que el diámetro de los tubos es pequeño.

$$T_{P,int} = T_{m,GR} - 0.75 = 206.75^\circ C$$

Calculamos la superficie longitudinal de tubos:

$$S_L = \pi * d_{int} * L_{tubos} = 0.4337m^2$$

Reemplazando obtenemos el calor perdido:

$$\dot{Q}_{perdido} = h_{int} * N_T * S_L (T_{m,GR} - T_{P,int}) = 367,32W$$

Realizamos el cálculo para determinar la pérdida de calor unitario en el intercambiador de calor:

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{q} * L_{tubos}$$

Despejando \dot{q} obtenemos:

$$\dot{q} = 139.66 \text{ W/m}$$

Luego calculamos la temperatura de la pared interna y externa de la coraza:

Temperatura interna de coraza.

$$\dot{q} = \frac{T_{m,aire} - T_{Pint,coraza}}{\frac{1}{\pi * D_{IC} * h_{ext}}}$$

Despejando:

$$T_{Pint,coraza} = 65.99^{\circ}C$$

Temperatura externa de coraza.

$$\dot{q} = \frac{T_{Pint,coraza} - T_{Pext,coraza}}{\frac{\ln(\frac{D_{EC}}{D_{IC}})}{2\pi * k_{mat}}}$$

Despejando:

$$T_{Pext,coraza} = 65.96^{\circ}C$$

Cálculo del coeficiente de convección externo para la coraza:

$$\dot{q} = \frac{T_{Pext,coraza} - T_{\infty}}{\frac{1}{h_{ext,C} * \pi * D_{EC}}}$$

Despejando:

$$h_{ext,C} = 1.7164 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Cálculo de las pérdidas sin aislamiento térmico.

$$\dot{q}_1 = \frac{T_{m,GR} - T_{\infty}}{\frac{1}{h_{ext,C} * \pi * D_{EC}} + \frac{\ln(D_{EC}/D_{IC})}{2 * \pi * k_{mat}} + \frac{1}{h_{ext} * \pi * D_{IC}} + \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2 * \pi * k_{mat}} + \frac{1}{h_{int} * \pi * d_{int}}}$$

Reemplazando datos:

$$\dot{q}_1 = 219.40 \text{ W/m}$$

Cálculo de las pérdidas con aislamiento térmico.

$$\dot{q}_2 = (1 - \eta_{aistante}) * \dot{q}_1 \rightarrow \text{Para una eficiencia 87\%}$$

$$\dot{q}_2 = 28.522 \text{ W/m}$$

Cálculo del espesor del aislante térmico δ_{aislante}

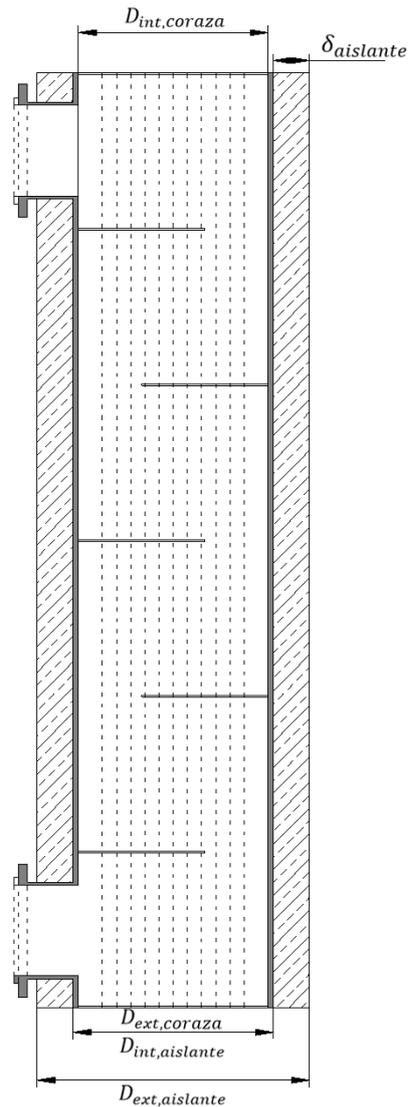


Figura 08: Esquema de diámetros para cálculo del espesor del aislante.

De la fórmula de las pérdidas de calor unitario con aislante:

$$\dot{q}_2 = \frac{k_{\text{aislante}} * 2\pi * (T_{\text{int,aislante}} - T_{\text{ext,aislante}})}{\frac{1}{k_{\text{aislante}}} * \ln(D_{\text{ext,aislante}}/D_{\text{int,aislante}})}$$

Despejando diámetros:

$$\frac{D_{\text{ext,aislante}}}{D_{\text{int,aislante}}} = e^{\frac{k_{\text{aislante}} * 2\pi * (T_{\text{int,aislante}} - T_{\text{ext,aislante}})}{\dot{q}_2}}$$

Cálculo coeficiente de conductividad térmica del aislante:

Seleccionando lana de fibra de vidrio como aislante tenemos.

$$k_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * T_{m,\text{aislante}}$$

La temperatura media para el aislante:

$$T_{m,aislante} = \frac{T_{int,aislante} + T_{ext,aislante}}{2} = 52.98^{\circ}\text{C}$$

(Asumiendo una temperatura exterior del aislante 40°C)

Reemplazando:

$$k_{aislante} = 0.05405 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando en:

$$\frac{D_{ext,aislante}}{D_{int,aislante}} = e^{\frac{k_{aislante} * 2\pi * (T_{int,aislante} - T_{ext,aislante})}{q_2}} = 1.36$$

Despejando el diámetro exterior del aislante:

$$D_{ext,aislante} = 0.766\text{m}$$

Reemplazando datos calculamos el espesor del aislante:

$$\delta_{aislante} = \frac{D_{ext,aislante} - D_{int,aislante}}{2} = 0.1012\text{m}$$

$$\delta_{aislante} = 10.12\text{cm} \approx 4''$$

Para obtener una temperatura exterior del aislante de 40 °C y con una eficiencia de 87% se requiere un espesor de 4'' de lana de fibra de vidrio.

Cálculo de fardos de lana de fibra de vidrio

La presentación de los fardos de lana de fibra de vidrio en SODIMAC es la siguiente:



Figura 09: Presentación de los fardos de lana de fibra de vidrio.

Longitud: 12m

Ancho: 1.2m

Espesor: 50mm

Calculamos el área de recubrimiento por fardo:

$$A_{fardo} = \text{Longitud} * \text{Ancho} = 14.4\text{m}^2$$

Luego determinamos la superficie externa de transferencia de calor del recuperador de calor:

$$A_{lateral} = \pi * D_{EC} * L_{coraza} = 6.52m^2$$

Ya obtenidos las áreas se determina el número de fardos unitario:

$$N_{fardo/pulg} = \frac{A_{lateral}}{A_{fardo}} = 0.45 \text{ fardos/pulg}$$

Entonces la cantidad de fardos que se necesitan para aislar el recuperador sería:

El espesor del aislante calculado es de 4 pulgadas.

$$N_{fardos} = N_{fardo/pulg} * \delta_{aislante} = 1.8 \approx 2 \text{ fardos}$$

Se requieren 2 fardos de lana de fibra de vidrio.

Cálculo del calor perdido en la tubería de suministro de aire al quemador:

$$\dot{Q}_{perdido} = h_{int} * S_L(T_{m,aire} - T_{P,int})$$

Asumiendo que la diferencia de temperatura entre la pared interna de los tubos con la del aire es mínima. Si se desea obtener una temperatura de 100°C a la entrada del quemador.

$$T_{P,int} = T_{m,aire} - 0.75 = 106.25^\circ C$$

Calculamos la superficie longitudinal del tubo:

Si el tubo se fabricara de una lámina de acero inoxidable de 1/8 y 273.1mm de diámetro exterior, la longitud de la tubería es aproximadamente 4.5 metros.

$$S_L = \pi * d_{int} * L_{tubo} = 3.77m^2$$

Luego calculamos el coeficiente de convección interno:

Primero obtenemos el Reynolds interno (aire):

$$Re_{int} = \frac{U_{aire} * d_{int}}{\gamma} = 116773$$

Calculamos el Nusselt interno.

$$Nu_{int} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 224.72$$

Luego el coeficiente de convección interno.

$$h_{int} = \frac{Nu * k}{d_{ext}} = 83.14 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Reemplazando obtenemos el calor perdido:

$$\dot{Q}_{perdido} = h_{int} * S_L(T_{m,aire} - T_{P,int}) = 76.4556W$$

Realizamos el cálculo para determinar la pérdida de calor unitario en el intercambiador de calor:

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{q} * L_{tubos}$$

Despejando \dot{q} obtenemos:

$$\dot{q} = 16.99 \text{ W/m}$$

Luego calculamos la temperatura de la pared externa del tubo:

$$\dot{q} = \frac{T_{Pint} - T_{Pext}}{\frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi * k_{mat}}}$$

Despejando:

$$T_{Pext} = 106.246^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de convección externo para la coraza:

$$\dot{q} = \frac{T_{Pext} - T_\infty}{\frac{1}{h_{ext} * \pi * d_{ext}}}$$

Despejando:

$$h_{ext} = 0.229 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Cálculo de las pérdidas con aislamiento térmico.

$$\dot{q}_1 = \frac{T_{m,GR} - T_\infty}{\frac{1}{h_{ext} * \pi * d_{ext}} + \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2 * \pi * k_{mat}} + \frac{1}{h_{int} * \pi * d_{int}}}$$

Reemplazando datos:

$$\dot{q}_1 = 20.78 \text{ W/m}$$

Cálculo del espesor del aislante térmico $\delta_{aislante}$.

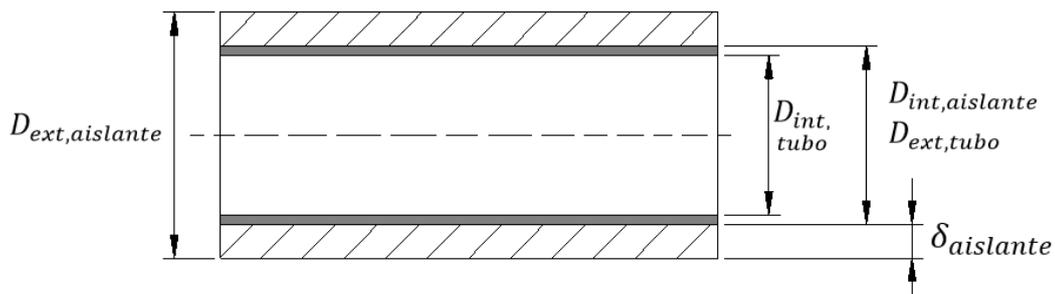


Figura 08: Esquema de diámetros para cálculo del espesor del aislante.

De la fórmula de las pérdidas de calor unitario con aislante:

$$\dot{q}_1 = \frac{k_{aislante} * 2\pi * (T_{int,aislante} - T_{ext,aislante})}{\frac{1}{k_{aislante}} * \ln(D_{ext,aislante}/D_{int,aislante})}$$

Despejando diámetros:

$$\frac{D_{ext,aislante}}{D_{int,aislante}} = e^{\frac{k_{aislante} * 2\pi * (T_{int,aislante} - T_{ext,aislante})}{\dot{q}_1}}$$

Cálculo coeficiente de conductividad térmica del aislante:

Seleccionando lana de fibra de vidrio como aislante tenemos.

$$k_{aislante} = 0.04176 + 0.000232 * T_{m,aislante}$$

La temperatura media para el aislante:

$$T_{m,aislante} = \frac{T_{int,aislante} + T_{ext,aislante}}{2} = 73.123^{\circ}\text{C}$$

(Asumiendo una temperatura exterior del aislante 40°C)

Reemplazando:

$$k_{aislante} = 0.05988 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando en:

$$\frac{D_{ext,aislante}}{D_{int,aislante}} = e^{\frac{k_{aislante} * 2\pi * (T_{int,aislante} - T_{ext,aislante})}{\dot{q}_1}} = 1.37$$

Despejando el diámetro exterior del aislante:

$$D_{ext,aislante} = 0.374\text{m}$$

Reemplazando datos calculamos el espesor del aislante:

$$\delta_{aislante} = \frac{D_{ext,aislante} - D_{int,aislante}}{2} = 0.0504\text{m}$$

$$\delta_{aislante} = 5.04\text{cm} \approx 2''$$

Para obtener una temperatura exterior del aislante de 40 °C y con una eficiencia de 87% se requiere un espesor de 2'' de lana de fibra de vidrio.

Cálculo de fardos de lana de fibra de vidrio

Longitud: 12m

Ancho: 1.2m

Espesor: 50mm

Calculamos el área de recubrimiento por fardo:

$$A_{fardo} = \text{Longitud} * \text{Ancho} = 14.4\text{m}^2$$

Luego determinamos la superficie externa de transferencia de calor del recuperador de calor:

$$A_{lateral} = \pi * d_{ext} * L_{tub} = 3.86\text{m}^2$$

Ya obtenidos las áreas se determina el número de fardos unitario:

$$N_{fardo/pulg} = \frac{A_{lateral}}{A_{fardo}} = 0.27 \text{ fardos/pulg}$$

Entonces la cantidad de fardos que se necesitan para aislar el recuperador seria:

El espesor del aislante calculado es de 4 pulgadas.

$$N_{fardos} = N_{fardo/pulg} * \delta_{aislante} = 0.54 \approx 1 \text{ fardos}$$

Análisis estructural para el recuperador de calor

Primero calculamos el peso del recuperador de calor, el cual está compuesto por el peso del aire, gases, tuberías y coraza.

a) Peso de los gases en las tuberías.

$$P_{gases} = Pe_{gases} * V_{int,tubo} * N_{tubos}$$

Donde:

P_{gases} : peso de los gases.

Pe_{aire} : peso específico de los gases.

$V_{int,tubo}$: volumen interior del tubo.

N_{tubos} : número de tubos en el recuperador.

Obtenemos el volumen interior del tubo.

$$V_{int,tubo} = \frac{\pi * (d_{int})^2}{4} * L$$
$$V_{int,tubo} = \frac{\pi * (0.0525)^2}{4} * 2.63 = 0.0057m^3$$

Luego el peso específico de los gases.

$$Pe_{gases} = \rho_{gases} * g$$
$$Pe_{gases} = 0.7382 * 9.81 = 7.24 N/m^3$$

Reemplazando obtenemos el peso de los gases.

$$P_{gases} = 7.24 * 0.0057 * 33 = 1.36N$$

Peso del aire en la coraza.

$$P_{aire} = \rho_{aire} * g * L * A_c$$

Donde:

$$A_c = \frac{\pi}{4} * (D_{IC}^2 - N_{tubos} * d_{ext}^2)$$
$$A_c = \frac{\pi}{4} * (0.5334^2 - 33 * 0.0603^2) = 0.1292m^2$$

Luego reemplazando obtenemos el peso del aire

$$P_{aire} = 1.0825 * 9.81 * 2.63 * 0.1292 = 3.6N$$

b) Peso de las tuberías de gases.

$$P_{tuberias} = P_{lineal} * N_{tubos} * g * L$$

El peso lineal del acero al carbono A106 SCH-40 de 2" es:

$$P_{lineal} = 5.44 \text{ kg/m}$$

Reemplazando datos:

$$P_{tuberias} = 5.44 * 33 * 9.81 * 2.63 = 4631.67N$$

c) Peso de la coraza

$$P_{coraza} = P_{lineal} * g * L$$

El peso lineal para acero al carbono A106 SCH-40 de 21" es:

$$P_{lineal} = 182.9 \text{ kg/m}$$

Reemplazando datos:

$$P_{coraza} = 182.9 * 9.81 * 2.63 = 4718.87N$$

Entonces el peso total de recuperador de calor es:

$$P_{recuperador} = P_{coraza} + P_{tuberias} + P_{gases} + P_{aire}$$

$$P_{recuperador} = 9355.5N$$

Carga crítica que soporta la viga.

El factor de seguridad para pandeo se encuentra en el rango de 3 a 5.

$$f_{seguridad} = \frac{P_{cr}}{P_{recuperador}}$$

Despejando la carga crítica:

$$P_{cr} = 3 * 9355.5 = 28066.5N$$

Si utilizaremos 4 vigas, entonces la carga crítica para cada viga sería:

$$P_{cr,viga} = \frac{P_{cr}}{4} = 7016.625N$$

Momento de inercia.

La altura a la que será instalado el recuperador de calor es 3.5 metros.

$$I = \frac{P_{cr,viga} * H^2}{E_{acero} * \pi^2}$$

Módulo de elasticidad del acero al carbono (E_{acero}) es 207 GPa.

Entonces reemplazando datos obtenemos:

$$I = \frac{7016.625 * 3.5^2}{207 * 10^9 * \pi^2} = 1.20 * 10^{-8} mm^4$$

Radio de giro.

$$r = \frac{H}{100} = \frac{3.5}{100} = 0.035 mm$$

Consideraciones para la selección de vigas:

$$I_{calculado} < I_{catálogo}$$

$$r_{calculado} < r_{catálogo}$$

Entonces del catálogo seleccionamos la viga W250x18 (**Anexo A.25**).

$$I_{catálogo} = 0.919 mm^4$$

$$r_{catálogo} = 20.1 mm$$

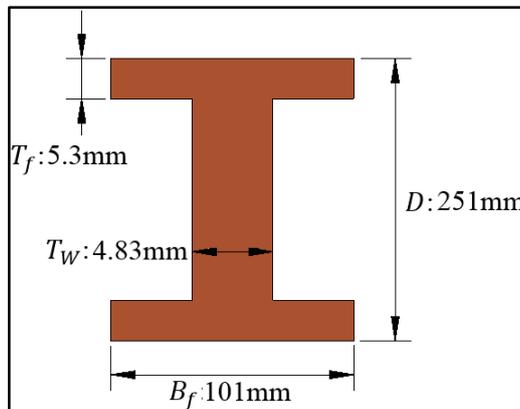


Figura 10: Dimensiones de la sección transversal de la viga.

Donde:

T_f : espesor.

D : altura.

B_f : ancho.

T_w : espesor del alma.

Dimensionamiento de la placa base.

Peso que soporta la placa:

$$P_{neto} = P_{viga} + P_{cr,viga}$$

Determinamos el peso de la viga:

El peso lineal de la viga es 18 kg/m.

$$P_{viga} = P_{lineal} * g * H$$

$$P_{viga} = 18 * 9.81 * 3.5 = 618.03 N$$

Entonces el peso neto:

$$P_{neto} = 618.03 + 7016.625 = 7634.655N$$

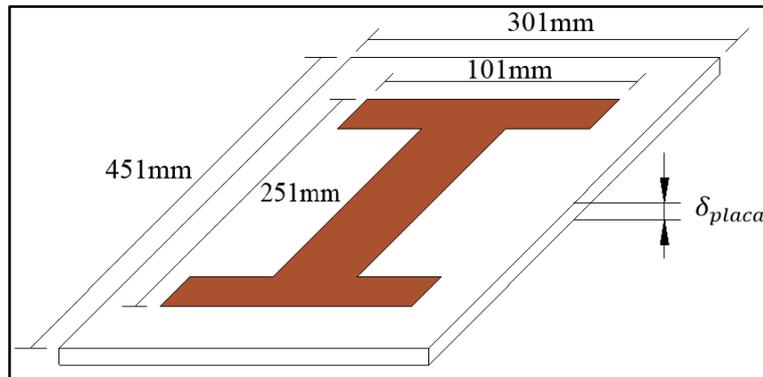


Figura 11: Dimensiones de la placa base para la viga.

El espesor de la placa.

Debido a que la sección de la viga es de 101mm x 251mm, consideraremos para las placas 301mm x 451mm.

Por la teoría de fallas por esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{P_{neto}}{A}$$

El área sometida al esfuerzo cortante es:

$$A = Ancho * \delta_{placa} = 0.301 * \delta_{placa}$$

Reemplazando:

$$\tau = \frac{7634.655}{0.301 * \delta_{placa}}$$

Esfuerzo máximo (Von Mises) para la placa.

Para la placa ASTM A.36 el esfuerzo de fluencia (S_y) es 250 MPa

Entonces:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{250 * 10^6 Pa}{2} = 125 * 10^6 Pa$$

Para un factor de seguridad igual a 5.

$$f_s = \frac{\tau_{max}}{\tau}$$

Entonces reemplazando el esfuerzo cortante obtenemos:

$$5 = \frac{125 \times 10^6 \text{ Pa}}{\frac{7634.655}{0.301 * \delta_{placa}}}$$

$$\delta_{placa} = 1.01 * 10^{-3} \text{ m} = 1 \text{ mm}$$

Por el valor comercial se asumirá el espesor de la placa base de 1/8 “.

A.5. Cálculo del consumo de combustible en la caldera con el recuperador de calor instalado.

$$Q_{util} = 522.5 \text{ Kw}$$

Calor específico del aire a una temperatura de 100°C.

$$C_{p,aire} = 1.012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{aire} = 101.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- a) Realizamos los cálculos para determinar el consumo de Diésel B5 con el recuperador de calor.

Primero calculamos la relación aire-combustible del balance de la Ec.02:

$$R_{acble} = \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}} = 41.37 \text{ kg}_{aire}/\text{kg}_{cble}$$

Luego obtenemos el flujo másico de combustible con la Ec.05:

$$Q_{util} = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \eta_{cald}$$

$$\dot{m}_{cble} = 0.01271 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 45.756 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- b) Realizamos los cálculos para determinar el consumo de GLP con el recuperador de calor.

Calculamos la relación aire-combustible del balance de la Ec.02:

$$R_{acble} = \frac{PCI - h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}} = 48.17 \text{ kg}_{aire}/\text{kg}_{cble}$$

Reemplazando datos en la Ec.05 obtenemos el flujo másico de combustible:

$$Q_{util} = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \eta_{cald}$$

$$\dot{m}_{cble} = 0.01095 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 39.42 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

A.6. Dimensionamiento y selección del sistema de almacenamiento del nuevo combustible (GLP).

Cálculo de masa útil de GLP para 15 días.

El tiempo de operación de la caldera es de 5 horas diarias.

$$m_{util,GLP} = \dot{m}_{cble} * t_{operacion}$$
$$m_{util,GLP} = 43.128 \frac{kg}{h} * (5 \frac{h}{día} * 7días)$$
$$m_{util,GLP} = 1509.48 kg$$

Cálculo de masa total de GLP en el tanque, asumiendo que se consume 80% del total.

$$m_{util,GLP} = m_{T,GLP} * 0.8$$
$$m_{T,GLP} = 1886.85 kg$$

Si la presión del tanque de almacenamiento es de 2.8 MPa (**Anexo A.24**) y la temperatura del GLP es 20°C (293.15 K).

De la fórmula de los gases perfectos.

$$P_{man} * V_T = m_{T,GLP} * R_{GLP} * T_{GLP}$$

Donde:

P_{man} : presión de almacenamiento (Pa).

V_T : volumen del tanque. (m^3)

$m_{T,GLP}$: masa total del GLP. (kg)

R_{GLP} : constante del GLP. ($J/kg.K$)

T_{GLP} : temperatura de almacenamiento de GLP (K).

Calculamos la constante del GLP:

$$R_{GLP} = \frac{R(J/kmol.K)}{Mm(kg/kmol)}$$

Donde:

La constante de los gases:

$$R = 8314 J/kmol.K$$

La masa molar del GLP se calcula:

$$Mm = \sum gi * Mi$$

Si el GLP está compuesto por 60% C_3H_8 y 40% C_4H_{10} .

$$M_{C_3H_8} = 44 \text{ Kg/kmol}$$

$$M_{C_4H_{10}} = 58 \text{ Kg/kmol}$$

Reemplazando obtenemos:

$$Mm = 0.6 * 44 + 0.4 * 58 = 49.6 \text{ kg/kmol}$$

Entonces la constante del GLP es:

$$R_{GLP} = \frac{8314}{49.6} = 167.6 \text{ J/kg.K}$$

En un tanque de almacenamiento de gas, su volumen está compuesto por un volumen líquido y gaseoso del combustible; entonces para el GLP realizamos los siguientes cálculos:

Por dato la densidad del GLP en estado líquido es $0.56 \text{ g/cm}^3 = 560 \text{ kg/m}^3$.

La densidad del GLP en estado gaseoso se calcula:

$$\rho_{GLP,gas} = \frac{m_{GLP,gas}}{V_{GLP,gas}} = \frac{P_{GLP}}{R_{GLP} * T_{GLP}}$$
$$\rho_{GLP,gas} = \frac{2.8 * 10^6}{167.6 * 293.15} = 56.99 \text{ kg/m}^3$$

Asumiendo que el volumen del GLP en estado líquido es el 70% del volumen del tanque.

$$m_{T,GLP} = \rho_{GLP} * V_T$$

$$m_{T,GLP} = \rho_{GLP,liq} * 0.7V_T + \rho_{GLP,gas} * 0.3V_T$$

Despejando el volumen del tanque obtenemos:

$$V_T = \frac{m_{T,GLP}}{\rho_{GLP,liq} * 0.7 + \rho_{GLP,gas} * 0.3}$$

Reemplazando datos:

$$V_T = \frac{1886.85}{(560 * 0.7) + (56.99 * 0.3)} = 3.35 \text{ m}^3 = 3350 \text{ lt}$$

Entonces para un tiempo de operación de 7 días se requiere un tanque de 3.35 m^3 o 3350 lt de capacidad.

A.7. Cálculo del beneficio de costo de combustible.

Según Osinergmin los costos de los combustibles son:

$$\text{Diésel B5} = 12.45 \frac{NS}{gal} = 3.90 \frac{NS}{kg}$$

$$GLP = 2.5 \frac{NS}{kg}$$

Determinamos el tiempo de operación por mes:

$$t_{op,mes} = 5 \frac{h}{dia} * 30 \frac{dias}{mes} = 150 \frac{h}{mes}$$

Los beneficios serán calculados para dos condiciones.

a) Beneficios sin recuperador de calor:

$$\text{Costo de Diésel B5 por mes: } \dot{m}_{cble} = 0.0139 \frac{kg}{s} = 50.04 \frac{kg}{h}$$

$$C_{DB5,mes} = 3.90 \frac{NS}{kg} * 50.04 \frac{kg}{h} * 150 \frac{h}{mes} = 29273.4 \frac{NS}{mes}$$

$$\text{Costo GLP por mes: } \dot{m}_{cble} = 0.01198 \frac{kg}{s} = 43.128 \frac{kg}{h}$$

$$C_{GLP,mes} = 2.5 \frac{NS}{kg} * 43.128 \frac{kg}{h} * 150 \frac{h}{mes} = 16173 \frac{NS}{mes}$$

Beneficio al cambiar el combustible por mes:

$$\text{Beneficio}_{mes} = C_{DB5,mes} - C_{GLP,mes} = 13100.4 \frac{NS}{mes}$$

b) Beneficios con recuperador de calor:

$$\text{Costo de Diésel B5 por mes: } \dot{m}_{cble} = 0.01271 \frac{kg}{s} = 45.756 \frac{kg}{h}$$

$$C_{DB5,mes} = 3.90 \frac{NS}{kg} * 45.756 \frac{kg}{h} * 150 \frac{h}{mes} = 26767,26 \frac{NS}{mes}$$

$$\text{Costo GLP por mes: } \dot{m}_{cble} = 0.01095 \frac{kg}{s} = 39.42 \frac{kg}{h}$$

$$C_{GLP,mes} = 2.5 \frac{NS}{kg} * 39.42 \frac{kg}{h} * 150 \frac{h}{mes} = 14782.5 \frac{NS}{mes}$$

Beneficio al cambiar el combustible por mes:

$$\text{Beneficio}_{mes} = C_{DB5,mes} - C_{GLP,mes} = 11984.76 \frac{NS}{mes}$$

A.8. Costo unitario de generación de vapor entre el uso de Diésel B5 y GLP.

$$C_{vapor} = \frac{\dot{m}_{cble}}{\dot{m}_{vapor}} * C_{cble}$$

a) Cálculos sin recuperador de calor:

Costo unitario con Diésel B5.

$$C_{vapor} = \frac{0.0139 \frac{kg, cble}{s}}{0.2017 \frac{kg, vapor}{s}} * 3.90 \frac{NS}{kg, cble} = 0.2687 \frac{NS}{kg, vapor}$$

Costo unitario con GLP.

$$C_{vapor} = \frac{0.01198 \frac{kg, cble}{s}}{0.2017 \frac{kg, vapor}{s}} * 2.5 \frac{NS}{kg, cble} = 0.1485 \frac{NS}{kg, vapor}$$

b) Cálculos con recuperador de calor:

Costo unitario con Diésel B5.

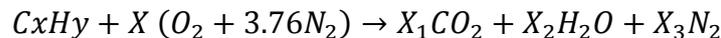
$$C_{vapor} = \frac{0.01271 \frac{kg, cble}{s}}{0.2017 \frac{kg, vapor}{s}} * 3.90 \frac{NS}{kg, cble} = 0.2457 \frac{NS}{kg, vapor}$$

Costo unitario con GLP.

$$C_{vapor} = \frac{0.01095 \frac{kg, cble}{s}}{0.2017 \frac{kg, vapor}{s}} * 2.5 \frac{NS}{kg, cble} = 0.1357 \frac{NS}{kg, vapor}$$

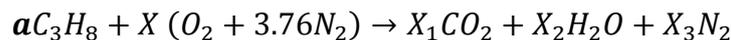
A.9. Determinación de la reducción de emisiones producidas por la caldera.

Análisis estequiométrico – combustión perfecta:



a) Para calcular las emisiones del GLP se tendrá que realizar los análisis estequiométricos de su composición: 60% Propano (C_3H_8) y 40% Butano (C_4H_{10}).

Propano (C_3H_8):



Balance carbonos:

$$X_1 = 3a \text{ (kmol)}$$

Balance Hidrógenos:

$$8a = 2X_2 \rightarrow X_2 = 4a \text{ (kmol)}$$

Balance de Oxígenos:

$$X = \frac{2(X_1) + X_2}{2} \rightarrow X = 5a \text{ (kmol)}$$

Balance de Nitrógenos:

$$X_3 = 3.76 * X = 18.8a \text{ (kmol)}$$

La masa de combustible:

$$m_{cble} = aC_3H_8$$

$$100kg = aC_3H_8$$

$$100kg = a(3 * 12 + 8 * 1) \rightarrow a = 2.27$$

Reemplazando en los balances tenemos:

$$X = 11.35$$

$$X_1 = 6.81$$

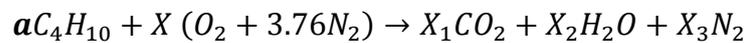
$$X_2 = 9.08$$

$$X_3 = 42.676$$

Relación dióxido de carbono/combustible:

$$R_{CO_2/cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{X_1 CO_2}{m_{cble}} = \frac{6.81 * 44}{100} = 2.9964 \frac{kgCO_2}{kgcble}$$

Butano (C₄H₁₀):



Balance carbonos:

$$X_1 = 4a \text{ (kmol)}$$

Balance Hidrógenos:

$$10a = 2X_2 \rightarrow X_2 = 5a \text{ (kmol)}$$

Balance de Oxígenos:

$$X = \frac{2(X_1) + X_2}{2} \rightarrow X = 6.5a \text{ (kmol)}$$

Balance de Nitrógenos:

$$X_3 = 3.76 * X = 24.44a \text{ (kmol)}$$

La masa de combustible:

$$m_{cble} = aC_4H_{10}$$

$$100kg = aC_4H_{10}$$

$$100kg = a(4 * 12 + 10 * 1) \rightarrow a = 1.72$$

Reemplazando en los balances tenemos:

$$X = 11.18$$

$$X_1 = 6.88$$

$$X_2 = 8.6$$

$$X_3 = 42.0368$$

Relación dióxido de carbono/combustible:

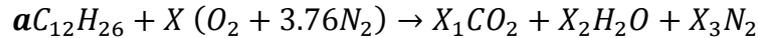
$$R_{CO_2/cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{X_1 CO_2}{m_{cble}} = \frac{6.88 * 44}{100} = 3.0272 \frac{kg CO_2}{kg_{cble}}$$

b) Para calcular las emisiones del Diésel B5 se tendrá que realizar un análisis estequiométrico:

Debido a que no se logró encontrar la fórmula química exacta del diésel B5 para realizar el análisis, se optó por realizar el análisis para el diésel normal de composición $C_{12}H_{26}$.

La composición del Diésel B5 está compuesto por un 95% del Diésel normal según Petroperú

Diésel ($C_{12}H_{26}$):



Balance carbonos:

$$X_1 = 12a \text{ (kmol)}$$

Balance Hidrógenos:

$$26a = 2X_2 \rightarrow X_2 = 13a \text{ (kmol)}$$

Balance de Oxígenos:

$$X = \frac{2(X_1) + X_2}{2} \rightarrow X = 18.5a \text{ (kmol)}$$

Balance de Nitrógenos:

$$X_3 = 3.76 * X = 69.56a \text{ (kmol)}$$

La masa de combustible:

$$m_{cble} = aC_3H_8$$

$$100kg = aC_3H_8$$

$$100kg = a(12 * 12 + 26 * 1) \rightarrow a = 0.588$$

Reemplazando en los balances tenemos:

$$X = 10.878$$

$$X_1 = 7.056$$

$$X_2 = 7.644$$

$$X_3 = 40.9$$

Relación dióxido de carbono/combustible:

$$R_{CO_2/cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{X_1 CO_2}{m_{cble}} = \frac{7.056 * 44}{100} = 3.1046 \frac{kgCO_2}{kg_{cble}}$$

El flujo másico de dióxido de carbono por año se calcula con la siguiente formula:

$$\dot{m}_{CO_2} = R_{CO_2/cble} * \dot{m}_{cble,año}$$

El flujo de combustible anual:

$$\dot{m}_{cble,año} = \dot{m}_{cble} * t_{op,año}$$

Tiempo de operación por año:

$$t_{op,año} = 5 \frac{h}{dia} * 30 \frac{dias}{mes} * 12 \frac{meses}{año} = 1800 \frac{h}{año}$$

A.10. Ficha de observación en la caldera.

Medición	Temperatura de gases residuales °C	Temperatura agua alimentación °C	Temperatura aire °C
01	244	39	21
02	256	40	19
03	263	41	20
04	238	42	19
05	255	40	20
06	249	39	18
07	268	41	21
08	241	39	20
09	250	40	19
10	239	38	20
PROM	250.3	39.9	19.7

Fuente: Autoría Propia.

A.11. Especificaciones de la caldera Pirotubular Horizontal CIMELCO 50BHP.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS CALDERA PIROTUBULAR DE 50 BHP	
Marca	CIMELCO
Número de pasos de fuego	3
Capacidad Calorífica (mín. requerido)	1 670 MBTU/H
Capacidad de producción de vapor	1720 lb/h = 0.2167 kg/s
Consumo de Combustible Diésel	15.7 GPH máximo = 0.01391 kg/s
Diámetro de tubos de fuego	2" ASTM A-192
Diámetro de la Chimenea	12 pulg.
Altura de Chimenea	12 metros mín.
Presión de Diseño	150 psi
Eficiencia aproximada	87%
Superficie de intercambio de calor	250 ft ² = 23.22m ²
Presión de vapor	90psi = 6.20528bar

A.12. Densidades de combustibles

A.12.1. Tabla de densidades de combustibles kg/gal.

Tipo de combustible	Densidad	Unidad
Gas Licuado de Petróleo	2.05	kg/gal
Diesel B5	3.19	kg/gal
Diesel B5 (S-50)	3.29	kg/gal
Gasolina	2.80	kg/gal
Gas Natural		
Gasohol 84	2.70	kg/gal
Gasohol 90	2.73	kg/gal
Gasohol 95	2.72	kg/gal
Gasohol 97	2.91	kg/gal
Gasohol 98	2.91	kg/gal
Turbo A1	3.06	kg/gal
Petróleo Industrial	3.60	kg/gal
IFO 380	3.54	kg/gal
IFO 180	3.58	kg/gal
Gasolina 100LL	2.69	kg/gal
Diesel B2	3.19	kg/gal
Biocombustible (100% etanol)	3.35	kg/gal

Fuente: (Minam, 2015)

A.12.2. Tabla de densidades de combustibles g/cm³.

Tipo de combustible		Densidad (*) [g/cm ³]	
Petróleo	Petróleo Industrial 500	0.98	
	Petróleo Industrial 6	0.97	
Gasohol	Gasohol 84	0.708	0.719
	Gasohol 90	0.712	0.731
	Gasohol 95	0.709	0.727
	Gasohol 97	0.758	0.779
	Gasohol 98 BA Plus	0.758	0.779
Diesel	Diesel B5 (S-50)	0.87	
	Diesel B5	0.87	
GLP	Gas Licuado de Petróleo	0.56	
Turbo A1	Turbo A1	0.775	0.83
Asfaltos	Cemento Asfáltico 60/70	1	1.05
	Cemento Asfáltico 85/100	1	1.05
	Cemento Asfáltico 120/150	1	1.05
	Asfalto Líquido MC 30	0.95	1.05
	Asfalto Líquido RC 250	0.95	1.05
Kerosene	Kerosene	0.75	
Biogasolina	Etanol	0.885	
Biogasolina	Biocombustible	0.885	

Fuente: (Minam, 2015)

A.13. Precios combustibles utilizados (GLP-DIÉSEL B5).

AMAZONAS ▾ CHACHAPOYAS ▾ -Seleccione Distrito- ▾ GLP - Granel ▾

Distrito	Establecimiento	Dirección	Teléfono	Precio de Venta Anterior	Precio de Venta	Fecha Actualización	Unidad de Medida
CHACHAPOYAS	GASOCENTRO RONALD S.A.C.	CARRETERA SALIDA A CHICLAYO, UNIDAD CATASTRAL 027659 PREDIO ALFALFAR		2.45	2.50	24/02/2018	KG

AMAZONAS ▾ CHACHAPOYAS ▾ CHACHAPOYAS ▾ Diesel B5 UV ▾

Distrito	Establecimiento	Dirección	Teléfono	Precio de Venta Anterior	Precio de Venta	Fecha Actualización
CHACHAPOYAS	LUIS ARTURO MUÑOZ CAMPON - ESTACION DE SERVICIOS AMAZONAS	JR. DOS DE MAYO SIN CDRA. 13 BARRIO LA LAGUNA	041-478104 / 978055300	12.35	12.40	14/05/2018
CHACHAPOYAS	ESTACION DE SERVICIOS MONTECAR E.I.R.L.	JR. UNION N° 942 BARRIO LA LAGUNA	041-478661 / 074-978053636	12.45	12.45	30/05/2018
CHACHAPOYAS	ESTACION SERVICIOS SAN LUIS E.I.R.L.	JR. DOS DE MAYO CUADRA 12 ESQ. CON JR. LA MERCED	041-472129 / #816494	12.15	12.45	12/05/2018
CHACHAPOYAS	ESTACION DE SERVICIOS DON BENJITA S.R.L.	JR. LA MERCED N° 370	041/477119 / -----	12.60	12.50	23/05/2018

Fuente: (Osinergmin, 2018)

A.14. Rango de temperatura mínima de corrosión en calentadores de aire.

RANGO DE TEMPERATURAS MÍNIMAS DE CORRSIÓN (temperatura De Rocío)	
Para aceros al carbono e inoxidables	120 ÷ 150 °C

Fuente: (Arrieta Torres, 2012)

A.15. Propiedades termofísicas de agua saturada a 40°C.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable: Temperature Value, °C Pressure

Units: Metric/SI English

Phase: Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	40	°C
Pressure	0.0738494	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00100789	m ³ /kg
Density	992.175	kg/m ³
Compressibility factor	5.15012E-005	dimensionless
Enthalpy	167.533	kJ/kg
Entropy	0.572402	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-11.722	kJ/kg
Internal energy	167.526	kJ/kg
Gibbs free energy	-11.7146	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	4.07367	kJ/(kg.°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

A.16. Propiedades termofísicas de vapor saturad a 90psi = 6.20528bar.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable: Temperature Value, bar Pressure Value, bar

Units: Metric/SI English

Phase: Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	160.146	°C
Pressure	6.20528	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.30571	m ³ /kg
Density	3.27107	kg/m ³
Compressibility factor	0.948634	dimensionless
Enthalpy	2757.6	kJ/kg
Entropy	6.74788	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-355.929	kJ/kg
Internal energy	2567.9	kJ/kg
Gibbs free energy	-166.227	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.80528	kJ/(kg.°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

A.17. Tabla de las propiedades termofísicas del aire.

AIRE

Temperatur °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandi Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682

A.18. Tabla de las propiedades físicas de los gases de combustión a p=101325Pa, con composición volúmica de los gases: CO₂ =13%; H₂O=11%; N₂ = 76%

t [°C]	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*°C]	k*10 ² [W/m*K]	a*10 ² [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	12,950	1,05	2,28	6,08	15,78	12,20	0,72
100	0,9500	1,07	3,13	11,10	20,39	21,54	0,69
200	0,7480	1,09	4,01	17,6	24,49	32,80	0,67
300	0,6170	1,12	4,84	25,16	28,23	45,81	0,65
400	0,5250	1,15	5,7	35,04	31,68	60,38	0,64
500	0,4570	1,18	65,593	43,61	43,85	76,30	0,63
600	0,4050	1,21	7,42	54,32	37,86	93,61	0,62
700	0,3630	1,24	8,27	66,17	40,69	112,10	0,61
800	0,3290	1,26	9,15	79,09	43,37	131,80	0,60
900	0,3010	1,29	10,01	92,87	45,91	152,50	0,59
1000	0,2750	1,31	10,89	109,21	48,36	174,30	0,58
1100	0,2570	1,32	11,75	124,37	50,70	197,10	0,57
1200	0,2400	1,34	12,62	141,27	52,99	221,00	0,56
1300	0,221	1,36	13,58	160,04	55,53	247,55	0,55
1400	0,202	1,37	14,55	178,82	58,07	274,11	0,54
1500	0,183	1,39	15,53	197,61	60,61	300,67	0,53
1600	0,164	1,41	16,50	216,61	63,14	327,23	0,52
1700	0,145	1,43	17,46	235,19	65,68	353,79	0,51
1800	0,126	1,45	18,43	253,98	68,22	380,36	0,50
1900	0,107	1,47	19,40	272,77	70,76	406,94	0,49
2000	0,088	1,48	20,34	291,56	73,30	433,53	0,48

A.19. Tabla de rangos del coeficiente global de conductividad térmica para intercambiadores de calor.

Situación real	U	
	Btu/h·ft ² ·°F	W/m ² ·°C
Pared exterior de ladrillo, yeso en el interior, sin aislar	0,45	2,55
Pared exterior estructural, yeso en el interior, sin aislar	0,25	1,42
Con aislamiento de lana de roca	0,07	0,4
Ventana de vidrio plano	1,10	6,2
Ventanas de doble vidrio plano	0,40	2,3
Condensador de vapor de agua	200-1.000	1.100-5.600
Calentador del agua de alimentación	200-1.500	1.100-8.500
Condensador de Freón-12 refrigerado con agua	50-150	280-850
Cambiador de calor agua-agua	150-300	850-1.700
Cambiador de calor de tubo con aletas, agua en los tubos, aire transversalmente a los tubos	5-10	25-55
Cambiador de calor agua-aceite	20-60	110-350
Vapor de agua-fuel oil ligero	30-60	170-340
Vapor de agua-fuel oil pesado	10-30	56-170
Vapor de agua-queroseno o gasolina	50-200	280-1.140
Cambiador de calor de tubo con aletas, vapor de agua en los tubos, aire alrededor de los tubos	5-50	28-280
Condensador de amoníaco, agua en los tubos	150-250	850-1.400
Condensador de alcohol, agua en los tubos	45-120	255-680
Cambiador de calor gas-gas	2-8	10-40

Fuente: (Kern, 1999)

A.20. Tabla de coeficientes de conductividad térmica para diversas aleaciones.

Propiedades a 20°C		Densidad ρ kg/m ³	Calor específico J/kg·K	Conduct. k W/m·K	Difusividad $\alpha \cdot 10^5$ m ² /seg	Conductividad térmica en (W/m·°C) a la temperatura en °C:										
						-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000		
Aleaciones		Composición														
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194							
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161						
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178						
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204							
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330											
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860											
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71								
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88		128	144	147	147					
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48					
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21		22	26							
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702											
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29		
	1% C	7801	473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28		
	1,5% C	7753	486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28		
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33		
	5% Cr	7833	460	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29		
	20% Cr	7689	460	40	1,11		22	22	22	22	24	24	26	29		
Acero al níquel	10% Ni	7945	460	26	0,720											
	20% Ni	7993	460	19	0,526											
	40% Ni	8169	460	10	0,279											
	60% Ni	8378	460	19	0,493											
	80% Ni	8618	460	35	0,872											
	Invar 36% Ni	8,137	460	10,7	0,286											
Acero al Cr-Ni	15% Cr; 10% Ni	7865	460	19	0,526											
	15% Cr; 40% Ni	8073	460	11,6	0,305											
	18% Cr; 8% Ni	7817	460	16,3	0,444		16	17	17	19	19	22	27	31		
	20% Cr; 15% Ni	7833	460	15,1	0,415											
	25% Cr; 20% Ni	7865	460	12,8	0,361											
	80% Cr; 15% Ni	8522	460	17	0,444											

Fuente: (Fernandez Diez, 2008)

A.21. Tabla de dimensiones de tuberías ASTM A.106 cédula 40.

Tamaño nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pie)	(mm)	(pie ²)	(m ²)
1/8	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 ⁻⁵
1/4	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 ⁻⁵
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 ⁻⁴
1/2	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 ⁻⁴
3/4	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 ⁻⁴
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 ⁻⁴
1 1/4	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 ⁻⁴
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 ⁻³
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 ⁻³
2 1/2	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 ⁻³
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 ⁻³
3 1/2	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 ⁻³
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 ⁻³
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 ⁻²
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 ⁻²
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 ⁻²
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 ⁻²
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 ⁻²
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 ⁻²
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

A.22. Disposición de los espejos de tubos arreglo triangular (tresbolillo).

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	104	073	37	1074	1044	012	986	870
39	1377	1330	1258	248	213	39	1206	1176	128	1100	078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 1/16" plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 3/8	68	66	58	54	5e	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg					
12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

Fuente: (Kern, 1999)

A.23. Costos de instalación y equipos del tanque de GLP de 3787 litros de capacidad.

Código	Unidad	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio parcial
IGD120 Ud Tanque de gases licuados del petróleo (GLP), superficial.					
Suministro e instalación de tanque homologado horizontal de gases licuados del petróleo (GLP), de superficie, de plancha de acero, "REPSOL", de 1040 mm de diámetro y 4850 mm de longitud, con una capacidad de 3787 litros. Incluso capó batiente, acceso de carga, indicador de nivel, tubo buzo para toma de gas en fase líquida, valvulería, manómetro, tapón de drenaje, accesorios de conexión, borne de toma de tierra y elementos de protección según normativa.					
1		Materiales			
mt43dep020fDjb	Ud	Tanque homologado horizontal de gases licuados del petróleo (GLP), de superficie, de plancha de acero, "REPSOL", de 1040 mm de diámetro y 4850 mm de longitud, con una capacidad de 3787 litros. Tratamiento exterior: granallado SA 2 1/2, imprimación antioxidante y acabado con esmalte de poliuretano color blanco. Incluso capó batiente, acceso de carga, indicador de nivel magnético, tubo buzo para toma de gas en fase líquida, valvulería, manómetro, tapón de drenaje, accesorios de conexión, borne de toma de tierra y elementos de protección según normativa.	1.000	5765.71	5765.71
			Subtotal materiales:		5765.71
2		Equipos			
mq04cag010a	h	Camión con grúa de hasta 6 t.	0.252	135.96	34.26
			Subtotal equipos:		34.26
3		Mano de obra			
mo010	h	Operario instalador de gas.	13.519	20.75	280.52
mo109	h	Oficial instalador de gas.	13.519	13.72	185.48
			Subtotal mano de obra:		466.00
4		Herramientas			
	%	Herramientas	2.000	6265.97	125.32
Coste de mantenimiento decenal: S/. 1.470,00 en los primeros 10 años.			Costos directos (1+2+3+4):		6391.29

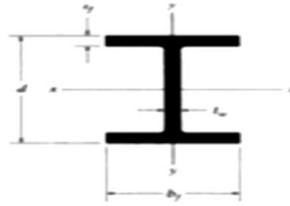
Fuente: Repsol

A.24. Presiones de almacenamiento GLP

Servicio	Presión Mínima
Presión del tanque < Presión operación	2,4 MPa (350 psig) o a la presión de diseño, cualquiera sea la más alta, ó 2,8 MPa (400 psig) índice WOG.*
GLP líquido o vapor de GLP 0,9 Mpa (125 psig) < Presión operación <= Presión del tanque.	1,7 MPa (250 psig).
GLP vapor Presión operación <= 0,9 Mpa (125 psig).	0,9 MPa (125 psig).

Fuente: (Osinermin, 2018)

A.25. Perfiles W. ASTM A.36



Vigas de patín ancho o perfiles W. Unidades SI

Designación	Área A	Peralte d	Espesor del alma t _w	Patín		Eje x-x			Eje y-y		
				ancho b _f	espesor t _f	I	S	r	I	S	r
mm × kg/m	mm ²	mm	mm	mm	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm
W310 × 129	16 500	318	13.10	308.0	20.6	308	1 940	137	100	649	77.8
W310 × 74	9 480	310	9.40	205.0	16.3	165	1 060	132	23.4	228	49.7
W310 × 67	8 530	306	8.51	204.0	14.6	145	948	130	20.7	203	49.3
W310 × 39	4 930	310	5.84	165.0	9.7	84.8	547	131	7.23	87.6	38.3
W310 × 33	4 180	313	6.60	102.0	10.8	65.0	415	125	1.92	37.6	21.4
W310 × 24	3 040	305	5.59	101.0	6.7	42.8	281	119	1.16	23.0	19.5
W310 × 21	2 680	303	5.08	101.0	5.7	37.0	244	117	0.986	19.5	19.2
W250 × 149	19 000	282	17.30	263.0	28.4	259	1 840	117	86.2	656	67.4
W250 × 80	10 200	256	9.40	255.0	15.6	126	984	111	43.1	338	65.0
W250 × 67	8 560	257	8.89	204.0	15.7	104	809	110	22.2	218	50.9
W250 × 58	7 400	252	8.00	203.0	13.5	87.3	693	109	18.8	185	50.4
W250 × 45	5 700	266	7.62	148.0	13.0	71.1	535	112	7.03	95	35.1
W250 × 28	3 620	260	6.35	102.0	10.0	39.9	307	105	1.78	34.9	22.2
W250 × 22	2 850	254	5.84	102.0	6.9	28.8	222	103	1.22	23.0	20.7
W250 × 18	2 280	251	4.83	101.0	5.3	22.5	179	99.3	0.919	18.2	20.1
W200 × 100	12 700	229	14.50	210.0	23.7	113	987	94.3	36.6	349	53.7
W200 × 86	11 000	222	13.00	209.0	20.6	94.7	853	92.8	31.4	300	53.4
W200 × 71	9 100	216	10.20	206.0	17.4	76.6	709	91.7	25.4	247	52.8
W200 × 59	7 580	210	9.14	205.0	14.2	61.2	583	89.9	20.4	199	51.9
W200 × 46	5 890	203	7.24	203.0	11.0	45.5	448	87.9	15.3	151	51.0
W200 × 36	4 570	201	6.22	165.0	10.2	34.4	342	86.8	7.64	92.6	40.9

Fuente: (Luján Jumpa, 2016)

A.26. Constantes físicas de los materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

Fuente: (Joseph)

A.27. Espesores y Pesos lineales tuberías A106 para varios números de cédula.

Diámetro nominal	Diámetro exterior	ESPEORES NOMINALES Y PESOS																					
		NÚMERO DE "SCHEDULE"																					
		20		30		40		60		80		100		120		140		160		XXS			
Pulg.	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m		
1/8	10.3					1.73	0.36			2.41	0.46												
1/4	13.7					2.24	0.63			3.02	0.80												
3/8	17.1					2.31	0.85			3.20	1.10												
1/2	21.3					2.77	1.27			3.73	1.62							4.78	1.95				
3/4	26.7					2.87	1.68			3.91	2.19							5.56	2.89				
1	33.4					3.38	2.50			4.55	3.23							6.35	4.23				
1 1/4	42.2					3.56	3.38			4.85	4.47							6.35	5.60	9.70	7.76		
1 1/2	48.3					3.68	4.05			5.08	5.41							7.14	7.24	10.16	9.55		
2	60.3					3.91	5.44			5.54	7.48							8.74	11.12	11.07	13.45		
2 1/2	73.0					5.16	8.63			7.01	11.41							9.52	14.91		27.6		
3	88.9					5.49	11.29			7.62	15.27							11.13	21.34	15.24			
3 1/2	101.6					5.74	13.57			8.08	18.62												
4	114.3					6.02	16.08			8.56	22.32			11.13	28.31			13.49	33.54				
5	141.3					6.55	21.78			9.52	30.96			12.70	40.29			15.88	49.11				
6	168.3					7.11	28.27			10.97	42.57			14.27	54.22			18.26	67.57				
8	219.1	6.35	33.32	7.04	36.80	8.18	42.54	10.31	53.10	12.70	64.65	15.09	75.92	18.26	90.32	20.62	100.89	23.01	111.18				
10	273.0	6.35	41.78	7.80	51.02	9.27	60.32	12.7	81.56	15.09	95.8	18.26	114.5	21.4	132.7	25.4	155.0	28.6	172.1				
12	323.8	6.35	49.74	8.38	65.22	10.31	79.74	14.3	109	17.48	132.0	21.4	159.5	25.4	186.7	28.6	207.9	33.3	238.5				
14	355.6	7.92	68.0	9.52	81.2	11.1	94.3	15.1	126.4	19.0	157.9	23.8	194.5	27.8	224.2	31.8	253.3	35.7	281.4				
16	406.4	7.92	77.9	9.52	93.1	12.7	123.2	16.7	160	21.4	203.1	26.2	245.3	30.4	286.1	36.5	332.6	40.5	364.8				
18	457.2	7.92	87.8	11.11	122.1	14.3	155.9	19.0	205.6	23.8	254.1	29.4	309.5	34.9	363.3	39.7	408.1	45.2	459.1				
20	508.0	9.52	117.0	12.7	155.0	15.1	182.9	20.6	247.6	26.2	310.8	32.5	381.1	38.1	441.0	44.4	507.6	50.0	564.0				
24	609.6	9.52	140.8	14.3	209.5	17.4	254.7	24.6	354.3	30.9	441.0	38.9	546.7	46.0	639.0	52.4	719.0	59.5	806.5				
30	782.0	12.7	234.4	15.9	291.6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

A.28. Coeficientes de ensuciamiento.

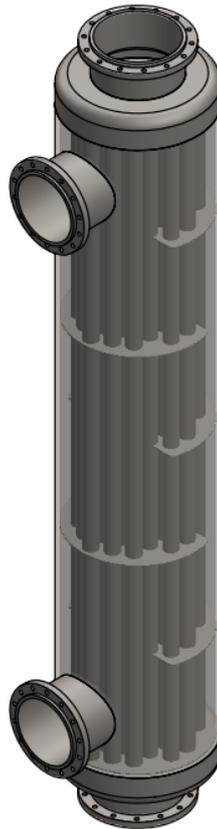
Fluido industrial	R_s (m² K/W)
Gases y vapores	
Gas manufacturado	0,001761
Gases de escapes de motor	0,001761
Vapor libre de aceite	0,000088
Vapores de refrigerantes con aceite	0,000352
Aire comprimido	0,000100
Vapores de amoníaco	0,000100
Vapores de CO ₂	0,000176
Vapores de cloro	0,000301
Gas de combustión de carbón	0,001700
Gas natural	0,000900
Líquidos	
Sales fundidas	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Fluido hidráulico	0,000176
Medio orgánico de transferencia de uso industrial	0,000352
Amoníaco líquido	0,000176
Amoníaco líquido con aceite	0,000528
Soluciones de cloruro de calcio	0,000528
Soluciones de cloruro de sodio	0,000528
CO ₂ líquido	0,000176
Cloro líquido	0,000352
Soluciones de metanol	0,000352
Soluciones de etanol	0,000352
Soluciones de etilén glicol	0,000352
Aceites vegetales	0,000528
Gasolina natural y gases petroleros licuados	0,000176 – 0,000352
Naftas líquidas	0,000176
Queroseno	0,000352 – 0,000528
Gasóleo liviano	0,000352 – 0,000528
Gasóleo pesado	0,000528 – 0,000881
Soluciones de soda caústica	0,000352
Asfalto	0,000881
Fuel oil n° 2	0,000352
Fuel oil n° 6	0,000881
Aceite de transformadores	0,000176
Lubricante de máquina	0,000176
Aceite para templado	0,000705
Crudos, -30 a 175 ° C	0,000352 – 0,000881
Crudos, 175 a 230 ° C	0,000528 – 0,001057

Fuente: (Castañeda Castillo, 2015)

A.29. Cotización de la reprogramación del sistema de control.

ELECTROMECANICA BRICEÑO				
<u>COTIZACION DE SERVICIOS</u>				
Trujillo, 16 de julio del 2018				
Señor : Carlos Iván Rojas Torres				
Servicio : REPROGRAMACION DEL SISTEMA DE CONTROL.				
ITEM	CARACTERÍSTICAS DEL SERVICIO	PESO	COSTO UNITARIO S/	COSTO TOTAL S/
1	Reprogramación del sistema de control	1 SERV.	2500.00	2500.00
TOTAL				2500.00
Descripción del Trabajo a Realizar:				
La reprogramación consta de la modificación de los parámetros de funcionamiento del quemador dual de la caldera.				
- Programación de los servomotores que controlan los flujos del combustible y del aire de combustión.				
CONDICIONES.				
1. El trabajo se realizará a todo costo.				
2. La empresa garantiza su trabajo con personal calificado.				

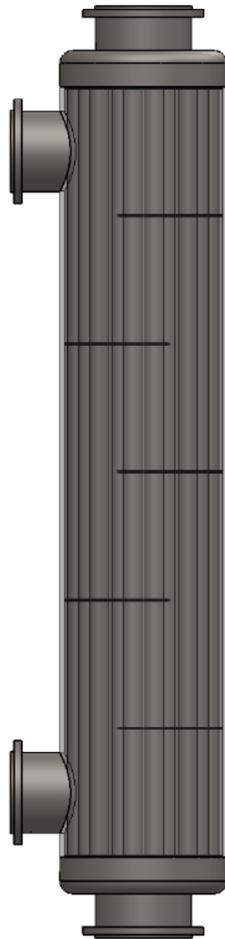
A.30. VISTAS DEL DISEÑO DEL RECUPERADOR DE CALOR.



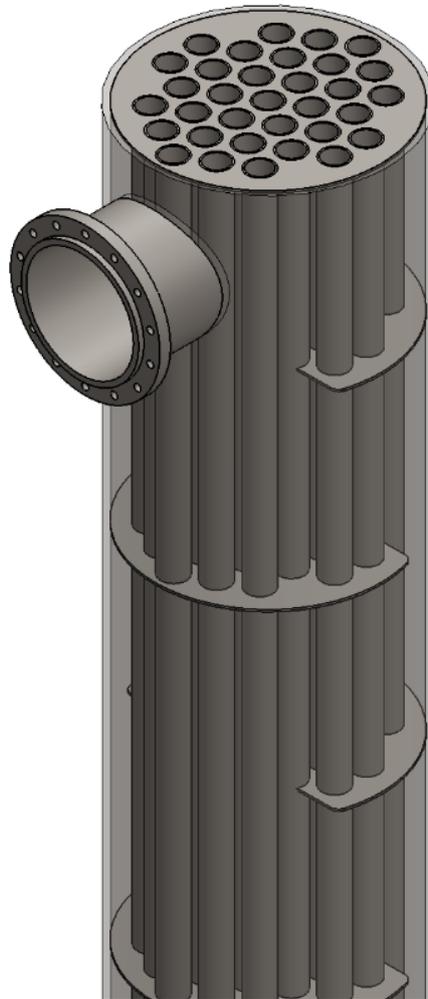
 <p>UNIVERSIDAD CARRERA EN INGENIERÍA</p>	<p>VISTA VISTA ISOMÉTRICA</p>	<p>CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA</p>	<p>A4</p>
<p>AUTOR: ROJAS TORRES CARLOS IVAN</p>	<p>NOMBRE DE DIBUJO RECUPERADOR DE CALOR</p>		
<p>ESCALA: 1.20 FECHA: 16 de julio 2018</p>	<p>PROYECTO: ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR</p>		



 <p>UNIVERSIDAD CARRERA DE INGENIERÍA</p>	<p>VISTA</p> <p>VISTA FRONTAL</p>	<p>CARRERA:</p> <p>INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA</p>	<p>A4</p>
<p>AUTOR:</p> <p>ROJAS TORRES CARLOS IVAN</p>	<p>NOMBRE DE DIBUJO</p> <p>RECUPERADOR DE CALOR</p>		
<p>ESCALA:</p> <p>1.20</p> <p>FECHA:</p> <p>16 de julio 2018</p>	<p>PROYECTO:</p> <p>ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR</p>		



 <p>UNIVERSIDAD CATEDRÁTICA VIRGEN DE FÁTIMA</p>	<p>VISTA</p> <p>VISTA LATERAL</p>	<p>CARRERA:</p> <p>INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA</p>	<p>A4</p>
<p>AUTOR:</p> <p>ROJAS TORRES CARLOS IVAN</p>		<p>NOMBRE DE DIBUJO</p> <p>RECUPERADOR DE CALOR</p>	
<p>ESCALA:</p> <p>1.20</p>	<p>PROYECTO:</p> <p>ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR</p>		
<p>FECHA:</p> <p>16 de julio 2018</p>			



 <p>UNIVERSIDAD CANTON DEL VALLE</p>	<p>VISTA</p> <p>VISTA DETALLE DE DISPOSICIÓN DE TUBOS</p>	<p>CARRERA:</p> <p>INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA</p>	<p>A4</p>
<p>AUTOR:</p> <p>ROJAS TORRES CARLOS IVAN</p>		<p>NOMBRE DE DIBUJO</p> <p>RECUPERADOR DE CALOR</p>	
<p>ESCALA:</p> <p>1.20</p>	<p>PROYECTO:</p> <p>ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR</p>		
<p>FECHA:</p> <p>16 de julio 2018</p>			

Yo, **Jorge Antonio Inciso Vasquez**, docente de la Facultad de Ingeniería y Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo Trujillo, revisor (a) de la tesis titulada

“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE E INSTALACIÓN DE RECUPERADOR DE CALOR EN CALDERA CIMELCO DEL HOSPITAL VIRGEN DE FÁTIMA-CHACHAPOYAS PARA REDUCIR COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR”, del estudiante **Carlos Iván Rojas Torres**, constato que la investigación tiene un índice de similitud de **19%** verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin.

El suscrito (a) analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

Trujillo, **17** de **febrero** del 20**19**



Firma

Jorge Antonio Inciso Vasquez

DNI: **26695389**

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------