

Propuesta de mejora en caldera APIN pirotubular de 400 BHP en base al análisis energético indirecto para aumentar el rendimiento en la fábrica Vitapro S. A.

Improvement proposal in boiler APU pirotubular 400 BHP based on the analysis indirect energy to increase the performance in the Vitapro S.A factory

Traian Vasile Paredes Mercado¹

RESUMEN:

La propuesta clave para esta investigación fue un Precalentador de aire, el cual utiliza el calor sensible de los gases residuales de la caldera para luego ser transferido térmicamente al aire, el cual va aumentando su temperatura gradualmente.

Para llevar a cabo esto fue necesario hacer el análisis de registros y datos de la fábrica y también se precisó hacer mediciones de temperatura y velocidades del viento, ya realizado esto se hizo el cálculo del rendimiento total en base a la NTP 350.300:2001 de la caldera APIN pirotubular de 400 BHP, obtenido el rendimiento se continuó con el cálculo térmico del Precalentador de aire obteniendo así la temperatura de salida de los gases residuales para no formar lluvia ácida en el predio y también la nueva temperatura ingresante a la caldera APIN, terminado esto se procedió el cálculo dimensional del Precalentador de aire obteniendo así el diámetro de coraza, el diámetro de tubos de intercambio de calor como también su diámetro interno y altura. Como conclusión determinamos que este proyecto es viable tanto técnica como económicamente generando un VAN de S/. 459,827 TIR del 84% en base a 10 años y una tasa efectiva anual de 7.64% proporcionado por el banco Scotiabank y un PRI de 1.68 años, este proyecto generaría un ingreso bruto anual de S/. 116,903.2953.

Finalmente el aumento de rendimiento de la caldera APIN sería de 4.2049% y también representaría una reducción de emisión de dióxido de carbono (CO₂) equivalente a 415,148.9328 kg-CO₂/año.

Palabras claves: Aumento de rendimiento, Calderas, Emisiones de dióxido de carbono, Precalentador de aire.

ABSTRACT:

The key proposal for this research was an air preheater, which uses the sensible heat of the waste gases from the boiler to be transferred thermally to the air, which gradually increases its temperature.

In order to carry out this it was necessary to do the analysis of records and data of the factory and also it was necessary to make measurements of temperature and wind speeds, already done this the calculation of the total yield was made based on the NTP 350.300: 2001 of the Boiler APIN pyrotubular of 400 BHP, obtained the performance was continued with the thermal calculation of the Preheater of air obtaining thus the exit temperature of the residual gases not to form acid rain in the premises and also the new incoming temperature to the boiler APIN, finished This was the dimensional calculation of the air preheater, thus obtaining the shell diameter, the diameter of heat exchange tubes as well as its internal diameter and height.

As a conclusion we determined that this project is viable both technically and economically generating a NPV of S / . 459,827IRR of 84% based on 10 years and an effective annual rate of 7.64% provided by Scotiabank and a PRI of 1.68 years, this project would generate a gross annual income of S / . 116,903,2953.

Finally, the APIN boiler output increase would be 4.2049% and would also represent a reduction in the emission of carbondioxide (CO₂) equivalent to 415,148.9328 kg-CO₂ / year.

Key words: Performance increase, Boilers, Carbon dioxide emissions, Air preheater.

¹ Universidad César Vallejo - Estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica
E-mail: parrmert@hotmail.com

1. INTRODUCCIÓN:

En el área de la ingeniería energética se conocen varios temas relacionados a la eficiencia del proceso y cómo conservarlos, al no tener conocimiento sobre lo mencionado se tiene como resultado la baja eficiencia energética de un proceso o en su defecto de la planta, para poder darnos cuenta de qué está mal tendríamos que evaluar el costo de producción del fluido de trabajo que por lo general es vapor, en la fábrica de Vitapro S.A. se utiliza el vapor para diferentes actividades como por ejemplo es el acondicionamiento de materia prima en los equipos de producción y también se utiliza el vapor para calentamiento de fluidos como lecitina de soya para su correcto transporte en tuberías, sin embargo los costos de producción de toneladas de alimento de camarón por cada tonelada de vapor es elevado comparado con su competencia principal ecuatoriana que tiene un índice de costo de producción de 5.05% mientras que la de Vitapro se ubica con 5.358%.

Es por ello que sería ideal realizar auditorías energéticas periódicas con el fin de mantener el rendimiento de las calderas en un rango óptimo y por ende conocer cuáles son los rangos óptimos de eficiencia de funcionamiento para sus calderas y también proponer un proyecto de mejora de rendimiento.

2. CONTENIDO :

2.1. Norma Técnica Peruana 350.300:2001

La NTP 350.300:2001 está dedicada exclusivamente para instruir el método de obtención del rendimiento energético de las calderas tanto pirotubulares y/o acuotubulares, dicha norma exige al menos tener un análisis de gases de combustión en la chimenea para así determinar pérdidas puntuales

$$\dot{Q}_{I.C.} = \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{I.C.}$: Potencia del intercambiador de calor

\dot{m}_a : Flujo másico del fluido "a".

C_{p1} : Calor específico del fluido "a".

T_1 : Temperatura inicial.

T_2 : Temperatura final.

O desde un punto de vista dimensional tendríamos:

$$\dot{Q}_{I.C.} = K * S_{I.C.} * \Delta Tm \quad (2)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{I.C.}$: Potencia del intercambiador de calor.

K : Coeficiente global de intercambio de calor.

$S_{I.C.}$: Superficie de intercambio de calor.

ΔTm : Diferencia media de temperatura de los fluido y según la configuración del intercambiador de calor.

Y el coeficiente global se rige por los fluidos internos y externos que tienen diferentes parámetros y coeficientes de transferencia de calor.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}} \quad (3)$$

Dónde:

K : Coeficiente global de intercambio de calor.

$h_{int.}$: Coeficiente de película interior.

$h_{ext.}$: Coeficiente de película exterior.

δ_{mat} : Espesor del material.

k_{mat} : Conductividad térmica del material.

R_{inc} : Resistencia de las incrustaciones.

Los coeficientes de película vienen gobernados con la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}} \quad (4)$$

Dónde:

h : Coeficiente de película.

L_C : Longitud característica.

k_{mat} : Conductividad térmica del material.

La diferencia media de temperatura, depende directamente de la configuración de trabajo, puede ser en cruz, paralelo y contracorriente, sin embargo se trabajará en forma de cruz teniendo la siguiente ecuación para obtener dicho dato:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T} \right|} \quad (5)$$

Dónde:

ΔT_m : Diferencia media de temperatura de fluidos y según la configuración del intercambiador de calor.

$\Delta T_{m\acute{a}x}$: Diferencia de temperatura máxima.

$\Delta T_{m\acute{i}n}$: Diferencia de temperatura mínima.

T : Temperatura media aritmética.

Y la diferencia media aritmética de los fluidos se obtiene da la siguiente ecuación:

$$T = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T'_2 - T'_1)^2} \quad (6)$$

Dónde:

T : Temperatura media aritmética.

T_1 : Temperatura inicial de fluido caliente.

T_2 : Temperatura final de fluido caliente.

T'_1 : Temperatura inicial de fluido frío.

T'_2 : Temperatura final de fluido frío.

Cómo todo aparato de intercambio de calor será necesario precisar sus parámetros dimensionales y con ello se refiere a tanto el diámetro de coraza, número de tubos internos así como el diámetro de los mismos y la distribución, considerando una configuración de intercambio de calor en cruz tendríamos las siguientes ecuaciones:

$$S_{I.C.} = N_P * N_{t/p} * S_{L-unit} \quad (7)$$

Dónde:

$S_{I.C.}$: Superficie de intercambio de calor.

N_P : Número de pasos del intercambiador de calor.

$N_{t/p}$: Número de tubos por pasos.

S_{L-unit} : Superficie lateral unitaria de cada tubo.

Mientras que la superficie lateral unitaria viene gobernada por la siguiente ecuación:

$$S_{L-unit} = \pi * d_{ext} * L_{tubo} \quad (8)$$

Dónde:

S_{L-unit} : Superficie lateral unitaria de cada tubo.

d_{ext} : Diámetro exterior de tubo.

L_{tubo} : Longitud total de tubo.

2.3. Ventilador de accionamiento

Es necesario hacer uso de un ventilador para poder vencer a las pérdidas generadas en todo el sistema de instalación para un intercambiador de calor de gases, la potencia que se necesita se puede conocer utilizando la siguiente ecuación:

$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{aire}}{\bar{\rho}_{aire}} \right) * \Delta P_T}{\eta_{vent} * 1000} * F.S. \quad (9)$$

Dónde:

P_{vent} : Potencia de ventilador.

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire.

$\bar{\rho}_{aire}$: Densidad del aire.

ΔP_T : Caída de presión en el sistema.

η_{vent} : Rendimiento de ventilador.

$F.S.$: Factor de seguridad.

Mientras que la caída de presión del sistema viene definida de la siguiente manera:

$$\Delta P_T = \sum \Delta P_S \quad (10)$$

Dónde:

ΔP : Caída de presión en el sistema.

f : Factor de fricción.

L_t : Longitud total de tubería.

h_m : Altura equivalente de pérdida.

ϕ_{int} : Diámetro interior de la tubería.

ρ : Densidad del fluido en el interior del tubo.

V : Velocidad del fluido en la tubería.

2.4. Mejora de implementación

Cómo todo proyecto la idea es mejor un sistema y por ende su rendimiento, por lo cual dicha ecuación es la siguiente:

$$\Delta\eta = \eta_{T/2} - \eta_T \quad (11)$$

Dónde:

$\Delta\eta$: Variación de rendimiento.

$\eta_{T/2}$: Rendimiento después de la mejora.

η_T : Rendimiento inicial.

El rendimiento final es afectador por la mejora de condiciones de trabajo de la caldera por lo cual su calor variable de gases residuales está definido de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (12)$$

Dónde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor.

\dot{m} : Flujo másico.

ΔT : Diferencia de temperatura.

c_p : Calor específico.

El ahorro de combustible debido a la mejora del rendimiento está definido por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta\dot{m}_{cble} = \dot{m}_{cble} - \dot{m}'_{cble} \quad (13)$$

Dónde:

$\Delta\dot{m}_{cble}$: Ahorro de combustible.

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible inicial.

\dot{m}'_{cble} : Flujo másico de combustible después de mejora.

La ecuación para poder encontrar el flujo másico del combustible tanto en la actualidad como para el después de aplicar el proyecto de mejora viene gobernada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h'_{aire}) \quad (14)$$

Dónde:

\dot{Q}_U : Calor útil de caldera.

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible inicial.

PCI : Poder calorífico inferior del combustible.

R_{a-cble} : Relación aire combustible en la mezcla.

h_{aire} : Entalpía del aire.

Sin embargo este ahorro también puede ser plasmado monetariamente sabiendo primero el costo del combustible, que por lo general puede ser encontrado en los datos de Osinergmin.

$$C_{prod} = \Delta\dot{m}_{cble} * tpo_{día} * tpo_{mes} * C_{R-6} \quad (15)$$

Dónde:

C_{prod} : Costo de producción.

$\Delta\dot{m}_{cble}$: Ahorro de combustible.

$tpo_{día}$: Tiempo de operación durante un día.

tpo_{mes} : Días de trabajo de la caldera por un mes.

C_{R-6} : Costo de combustible.

2.5. Inversión, beneficio y PRI

El valor actual neto o VAN por sus siglas es el procedimiento que se hace para poder plasmar el valor presente de una caja de flujo partiendo de una inversión de un proyecto:

$$VAN = -FF_0 + \frac{FF_1 * (1+k)^{n-1} + FF_2 * (1+k)^{n-2} + \dots + FF_n * VT}{(1+k)^n} \quad (16)$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto. [S/.]

FF_0 : Inversión del proyecto. [S/.]

FF_1 : Primer término de caja de flujo de proyecto [S/.]

k : Tasa de interés anual. [%]

n : Número de periodos a estimar. [1]

El beneficio es el ahorro económico que se tiene al no quemar combustible y podemos utilizar la ecuación 15 para poder estimarla, por otro lado el PRI es el “Periodo de Retorno de Inversión” y depende directamente del beneficio y puede ser encontrado de la siguiente manera:

$$PRI = \frac{Inv}{Ahorro} \quad (17)$$

Dónde:

PRI: Periodo de Retorno de inversión.

Inv: Inversión necesaria del proyecto.

Ahorro: Ahorro económico mensual que se tendría al instalar el proyecto.

2.6. Aspectos Ambientales

En esta investigación el objetivo no sólo era el costo de operación y ahorro económico, sino también hablar sobre cómo podríamos ayudar al ambiente, y la forma más importante es la disminución de CO₂ al ambiente, esta cantidad se puede calcular de la siguiente manera.

$$\%Reducción = \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} - \dot{m}'_{CO_2}}{\dot{m}_{CO_2}} \right) * 100 \quad (18)$$

Dónde:

\dot{m}_{CO_2} : Flujo másico del dióxido de carbono al inicio.

\dot{m}'_{CO_2} : Flujo másico del dióxido de carbono al instalar el proyecto.

El flujo másico de dióxido de carbono que hay en los gases residuales de la caldera es calculado de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{cble} * R_{CO_2-cble} \quad (19)$$

Dónde:

\dot{m}_{CO_2} : Flujo másico del dióxido de carbono al inicio.

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible inicial.

R_{CO_2-cble} : Relación dióxido de carbono – combustible.

3. RESULTADOS:

En la investigación fue necesario calcular el rendimiento total de la caldera actual mediante la NTP 350.300:2001 la cual es una guía de cómo calcular el rendimiento, los datos fueron otorgados por el área de Proyectos de Vitapro S.A., en función de esto podemos tener en cuenta que la caldera APIN 400 BHP Pirotubular que será el objeto de investigación tiene un rendimiento de 81.2993%, de tal manera califica como rango B según la NTP 350.3001:2009, entonces como medida de mejora de implementación se hará un “Precalentador de aire” para poder aumentar el rendimiento y a su vez disminuir el consumo del combustible R600 que se utiliza actualmente, definido esto podemos hacer uso de la ecuación 14 para poder obtener los fluidos de ingresan a la caldera que son el petróleo, aire y gases residuales, entonces tendríamos:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_U &= \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h'_{aire}) \quad (14) \\ 3190.1845 &= \dot{m}_{cble} * (43200 + 23.2561 * (28.5615 \\ &\quad * 1.007)) \\ \dot{m}_{cble} &= \mathbf{0.07272 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

Sabiendo que la relación aire-combustible es igual a 23.2561 podemos calcular también el flujo másico del aire y por último el flujo másico de los gases de combustión.

$$\dot{m}_{aire} = \mathbf{1.6912 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{gc} = \mathbf{1.7639 \text{ kg/s}}$$

En este punto será necesario aclarar que el fluido que se calentará será el aire y el que perderá calor será el gas residual de la caldera, otro punto importante es saber la temperatura final antes que ocurra el rocío de CO₂ en el ambientes y este es igual a 180 °C, mientras que la temperatura inicial es de 259.61 °C entonces con estos datos tendríamos:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{I.C.} &= \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) \quad (1) \\ \dot{Q}_{I.C.} &= 1.7639 * (1.1119 * 259.61 - 1.0910 \\ &\quad * 180) / 0.96 \\ \dot{Q}_{I.C.} &= \mathbf{169.5555 \text{ kW}}\end{aligned}$$

Calculado ya la potencia podemos calcular la temperatura final del aire, ya que la temperatura inicial es de 28.5615 °C, entonces obtenemos la temperatura:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{I.C.} &= \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) \quad (1) \\ 169.5555 &= 1.6912 * 1.007 * (T_{sf2} - 28.5615) \\ T_{sf2} &= \mathbf{128.1221 \text{ °C}}\end{aligned}$$

Ahora se procederá a calcular la temperatura mediaaritmética del Precalentador de Aire o recuperador decolor:

$$\begin{aligned}T &= \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T'_2 - T'_1)^2} \quad (6) \\ T &= \sqrt{(259.61 - 180)^2 + (128.1221 - 28.5615)^2} \\ T &= \mathbf{127.4557 \text{ °C}}\end{aligned}$$

Como hemos dicho anteriormente que la configuración será en cruz tenemos que la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\begin{aligned}\Delta T_m &= \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T} \right|} \quad (5) \\ \Delta T_m &= \frac{127.4557}{\ln \left| \frac{151.4385 + 132.1343 + 127.4557}{151.4385 + 132.1343 - 127.4557} \right|} \\ \Delta T_m &= \mathbf{131.6615 \text{ °C}}\end{aligned}$$

Se procedió a calcular el coeficiente de transferencia de calor global en base a los coeficientes de transferencia de calor convectivos tanto internos como externos.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}K &= \frac{1}{\frac{1}{52.7834} + \frac{1}{282.9129} + \frac{0.00356}{16.3} + 0.0009} \\ K &= \mathbf{42.3757 \text{ W/m}^2 * \text{ °C}}\end{aligned}$$

Con los datos ya previamente calculados ahora es posible obtener la superficie de intercambio de calor y los números de tubos que este requiere.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{I.C.} &= K * S_{I.C.} * \Delta T_m \quad (2) \\ S_{I.C.} &= \frac{169.5555 * 1000}{42.3757 * 131.6615} \\ S_{I.C.} &= \mathbf{30.3904 \text{ m}^2}\end{aligned}$$

Sabiendo que la superficie lateral unitaria de los tubos es igual a 0.3076 m², entonces tendríamos:

$$\begin{aligned}S_{I.C.} &= N_P * N_{t/p} * S_{L-unit} \quad (7) \\ N_{t/p} &= \frac{30.3904}{1 * 0.3076} \\ N_{t/p} &= \mathbf{98.9807 \approx 99 \text{ Tubos}}\end{aligned}$$

La caída de presión total generada en el sistema es lasiguiente:

$$\begin{aligned}\Delta P_T &= \sum \Delta P_S \quad (10) \\ \Delta P_T &= 4329.3261 + 1605.0287 + 3.9735 + 7.3437 \\ &\quad + 470.4089 + 500 \\ \Delta P_T &= \mathbf{6916.0809 \text{ Pa}}\end{aligned}$$

Con los datos de flujo másico de aire, gas residual y caída de presión total se puede calcular la potencia del ventilador

$$\begin{aligned}P_{vent} &= \frac{\left(\frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}\right) * \Delta P_T}{\eta_{vent} * 1000} * F.S. \quad (9) \\ P_{vent} &= \frac{\left(\frac{1.6912}{1.0039}\right) * 6916.0809}{0.79 * 1000} * 1.2 \\ P_{vent} &= \mathbf{17.6978 \text{ kW}}\end{aligned}$$

El aumento de rendimiento se basa en las pérdidas variables y fijas y conociendo éstas podemos calcular el aumento de rendimiento de la caldera.

$$\begin{aligned}\Delta \eta &= \eta_{T/2} - \eta_T \quad (11) \\ \Delta \eta &= 85.5042 - 81.2993\end{aligned}$$

$$\Delta\eta = 4.2049 \%$$

El ahorro de combustible que simboliza el aumento de rendimiento se puede calcular de la siguiente manera.

$$\begin{aligned} \Delta\dot{m}_{cble} &= \dot{m}_{cble} - \dot{m}'_{cble} \quad (13) \\ \Delta\dot{m}_{cble} &= 0.07272 - 0.06796 \\ \Delta\dot{m}_{cble} &= 3.5098 \text{ gal} - \text{US/h} \end{aligned}$$

Económicamente hablando y conociendo el precio del gal de petróleo Bunker R-6 de la base de datos de Osinergmin podemos calcular el ahorro o beneficio:

$$\begin{aligned} C_{prod} &= \Delta\dot{m}_{cble} * tpo_{día} * tpo_{mes} * C_{R-6} \quad (15) \\ C_{prod} &= 3.5098 * 23 * 28 * 4.31 \\ C_{prod} &= 116,903.2953 \text{ S/año} \end{aligned}$$

Con el ámbito económico del proyecto se precisa calcular los parámetros VAN, TIR y PRI del proyecto, por lo cual se presentará como resumen la siguiente tabla:

COK	7.64%	
VAN	S/459,827	
TIR	84%	
Número de años	10	Años

PRI (Años)	1.68	Años
PRI: Periodo de Retorno de la Inversión		
PRI (Años)= (VA(Io))/(VA(Bn)/N)		

De lo cual podemos concluir que el proyecto puede ser viable, un punto importante a resaltar que para la elaboración de estos resultados se utilizaros los costos de conductores eléctricos, Precalentador de aire, ventilador de accionamiento, estructura metálica de soporte, etc.

El cálculo de flujo másico de dióxido de carbono se conoce a través de la ecuación 19.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} &= \dot{m}_{cble} * R_{CO_2-cble} \quad (19) \\ \dot{m}_{CO_2} &= 0.07272 * 4.03304 \\ \dot{m}_{CO_2} &= 1055.8176 \text{ kg} - \text{CO}_2/\text{h} \end{aligned}$$

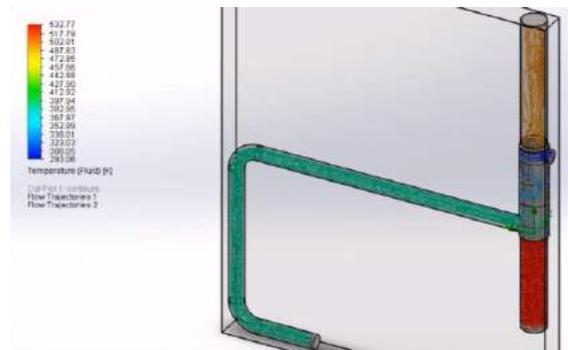
Y el flujo final de dióxido de carbono se calcula de similar manera:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} &= \dot{m}_{cble} * R_{CO_2-cble} \quad (19) \\ \dot{m}'_{CO_2} &= 0.06902 * 4.03304 \\ \dot{m}'_{CO_2} &= 1002.0975 \text{ kg} - \text{CO}_2/\text{h} \end{aligned}$$

De la misma manera que el rendimiento se puede comparar la reducción de CO2 que se emite al ambiente.

$$\begin{aligned} \%Reducción &= \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} - \dot{m}'_{CO_2}}{\dot{m}_{CO_2}} \right) * 100 \quad (18) \\ \%Reducción &= \left(\frac{1055.8176 - 1002.0975}{1055.8176} \right) * 100 \\ \%Reducción &= 5.088 \% \end{aligned}$$

Se presentará una imagen en la cual se podrá observar el comportamiento del fluido, el cambio de temperatura y la importancia de utilizar baffles de direccionamiento.



* Comportamiento del cambio de temperatura en el intercambiador de calor.

4. CONCLUSIONES:

- De los cálculos realizados para la obtención del rendimiento total actual de la caldera es de 81.2993% y las pérdida que la componen son, 13.35% por “Pérdidas por entalpía de los gases residuales”, 0.9152% por “Pérdidas por inquemados gaseosos”, 1.57% debido a la “Pérdida por inquemados sólidos”, 1.7629% se debe a “Pérdidas por convección” y 1.0825% debido a “Pérdida por

“Pérdida por radiación”, cuyas ecuaciones están avaladas por la NTP 350.300:2001., con este rendimiento la caldera APIN Pirotubular de 400 BHP tiene un calor útil de 3190.1845 kW.

- Como se expuso anteriormente la idea principal es aumentar el rendimiento de la caldera y la propuesta más concreta para Vitapro S.A. es la adición de un Precalentador de Aire y al mismo tiempo esto conllevará aumentar el rango de eficiencia en la caldera.

- Para aumentar el rendimiento de la caldera APIN Pirotubular 400 BHP se está planteando la instalación de un Precalentador de Aire, el cual conlleva una inversión inicial de S/. S/.77,038.135 que contiene, la fabricación del Precalentador de aire, tuberías de ingreso y salida de aire, soportería del Precalentador y sistema de tubería, ventilador inyector, aislamiento térmico e instalaciones eléctricas, mientras que el beneficio económico de la instalación será de S/.9,741.9413 mensuales, sin embargo el VAN de S/.459,827.00, TIR de 84% y el PRI de 1.68 años, el costo de operación del Precalentador de aire que básicamente se trata del Ventilador Inyector es igual a 30,602.88 S/año.

- El impacto ambiental que tendrá la instalación de este proyecto al ambiente es reflejado en una reducción de emisión de CO₂ equivalentemente a 415,148.9328 kg-CO₂/año, con esto podemos decir que este proyecto ayudará a disminuir y reducir la expansión del huella de carbono.

5. RECOMENDACIONES:

Con la intención de tener resultados más precisos se le recomienda a la empresa conocer en mayor detalle los datos del combustible, como la fórmula química y las participaciones específicas de los elementos del combustible antes y después de la

combustión, como por ejemplo la cantidad de cenizas y azufre así como su oxidación después de la combustión, dichos datos pueden ser obtenidos de un análisis en el interior de la fábrica o consultado al proveedor. Debido a este proyecto se reducirá la emisión de CO₂ y por lo tanto podría ser evaluada por una empresa externa con la intención de obtener un certificado avalando que sí disminuye en cierta cantidad la emisión de CO₂ al ambiente, y con este certificado también se podría participar por bonos de carbonos establecidos por el “Protocolo de Kyoto”.

Se recomienda a la empresa elaborar un plan de mantenimiento preventivo al Precalentador de Aire para poder así mantener su potencia útil durante un mayor tiempo.

Se recomienda también la preferencia de una instalación de un variador de frecuencia para el ventilador ante un reductor de velocidad mecánico, esto con la intención de disminuir la potencia utilizada del motor eléctrico de forma directa y por ende también disminuiría el consumo eléctrico por parte del ventilador y también ayudaría indirectamente a emitir cierta cantidad de CO₂ al no demandar el consumo de combustible para accionar el ventilador.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- [1] Lynn, Russell. Termodinámica clásica. 1ra. Orlando: Addison Wesley Iboamericana S.A, 1993. pág. 799.
- [2] 2. Cengel, Yunus. Termodinámica. 7ma. Madrid: McGraw-Hill Interamericana de España, 2012. pág. 1040.
- [3] Transferencia de calor. 7ma. Madrid : McGrawHill Interamericana de España, 2012. pág. 1040.

- [4] Carabogdan. Manualul Ingierului Termotehnică. 1ra. Bucharest : Editura Tehnică, 1986. pág. 943
- [5] Cao, Eduardo. Intercambiadores de calor. 1ra. Buenos Aires : Edigem, 1983. pág. 172.
- [6] Popa, Bazil y Vintilă, Constantina. Termothnica SiMasini Termice. 1ra. Bucharest : Didactică Si Pedagogică Bucuresti, 1987. pág. 586.
- [7] Rosario, Raúl Paredes. Termodinámica para ingeniería industrial teoría y problemas. 1ra. Trujillo : Universidad Privada del Norte S.A.C., 2014. pág. 302.
- [8] Olave, Antonio. Manual práctico de desarrollos de caldera. 2da. Barcelona : CEAC, 2007. pág. 168.
- [9] Rosario, Raúl Paredes. Centrales de producción de energía. Trujillo : Universidad César Vallejo, 2015.
- [10] Ilamandi, Constantin. Mecanica Fluidelor. 1ra.- Bucharest : Didactică Si Pedagogică Bucuresti, 1982.pág. 387.
- [11] Lanas, Asociación de Fabricantes Españoles de. Faro de Vigo. Grupo Editorial Prensa Ibérica. [En línea] 21 de Noviembre de 2015. <http://www.farodevigo.es/cartas/2015/11/21/fibravidrio-cancerigena/1354803.html>.
- [12] 12. ENAP. Energía que mueve a Chile. Empresa Nacional del Petróleo. [En línea] 1 de Mayo de 2017. https://www.enap.cl/pag/120/1005/petroleo_combustible_n6.
- [13] Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4ta. México DF : Prentice Hall México, 2009. pág. 944.
- [14] Shigley, Joseph Edward. Diseño en ingeniería-mecánica. 5ta. México DF : McGraw Hill, 1998. pág.883.
- [15] INDECOPI. NTP 350.301:2009 - Niveles mínimos de eficiencia térmica. Lima : INDECOPI, 2009. Norma Técnica Peruana.
- [16] NTP 350.300:2001 - Procedimiento de determinación de eficiencia. Lima : INDECOPI, 2001 Norma Técnica Peruana.
- [17] Araya, Carlos y Riquelme , Nicolas. Prezi . PreziInc. [En línea] 8 de Mayo de 2014.<https://prezi.com/olz1xk4tlvps/contraccion-subita-ygradual/>.
- [18] 18. CRANE CO. Flow of fluids. 4ta. New York : s.n., 1985. pág. 65.
- [19] 19. RPP. RPP Noticias. Grupo RPP. [En línea] 22 de Agosto de 2012. <http://rpp.pe/tecnologia/mastecnologia/conozca-los-bonos-de-carbono-y-que-haceperu-al-respecto-noticia-514590>.
- [20] ABB. ABB Industries. ABB Asea Brown Boveri Ltd. [En línea] 15 de 5 de 2017. <http://new.abb.com/drives/es>.
- [21] TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standars of the Tubular EexchangerManufacturrers Association. 9na. New York : TEMA2007. pág. 298.
- [22] Guillermo, Lopez Dumrauf. Cálculo financiero aplicado un enfoque profesional. 2da. Buenos Aires:s.n., 2006. pág. 720.