

Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor recíprocante de 500 Hp

Thermodynamic analysis of a residual heat recovery for a 500 Hp reciprocating compressor

GÓMEZ-MERCADO, Abdiel*†, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel

Tecnológico Nacional de México/I.T. Pachuca. División de Estudios de Posgrado e Investigación. Carretera México-Pachuca Km 87.5, C.P. 42080, Colonia Venta Prieta Pachuca, Hidalgo, México

ID 1^{er} Autor: *Abdiel, Gómez-Mercado* / ORC ID: 0000-0002-3409-6851, Researcher ID Thomson: P-7684-2018, PubMed ID: abd13l_gm

ID 1^{er} Coautor: *Oscar, Islas-Ortiz* / ORC ID: 0000-0003-0515-6963, Researcher ID Thomson: P-4806-2018; arXiv ID: SH4Q6B-UP4LUK

ID 2^{do} Coautor: *Celerino, Reséndiz-Rosas* / ORC ID: 0000-0003-3197-2876, Researcher ID Thomson: P-6224-2018; Mendeley ID: Celerino Reséndiz-Rosas

ID 3^{er} Coautor: *Luis Manuel, Palacios-Pineda* / ORC ID: 0000-0001-5297-2950

Recibido: Septiembre 08, 2018; Aceptado Diciembre 09, 2018

Resumen

Se presenta el análisis termodinámico de un recuperador de calor compacto que utiliza la tecnología de Tubos Termosifones Bifásicos (TTB). Este equipo se instalará en un sistema de recuperación de calor residual latente generado por un compresor recíprocante de aire de 500 HP, operando a 40 bar de presión; la energía recuperada se utilizará para calentar el agua de 25°C a 50 °C, para su uso en los servicios sanitarios de la Empresa CAJAPLAX. Se utiliza un modelo de cálculo matemático para determinar el balance de energía en el fluido caliente y el fluido frío; para realizar este análisis térmico, se eligió el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML). De esta manera se determina la tasa de transferencia de calor, la diferencia de temperaturas y el área de transferencia de calor que se requiere; los datos obtenidos se introducen a un software de diseño ASPEN EXCHANGER DESIGN y RAITING V9.0, con lo que fue posible evaluar su desempeño térmico y compararlo con el de un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza. El recuperador de calor con TTB requiere el 33% del área que ocupa un recuperador convencional para recuperar la misma cantidad de energía calorífica.

Intercambiador de calor, Tubos termosifones, Compresor de aire

Abstract

The thermodynamic analysis of a compact heat recuperator using the technology of Two-phase Thermosyphon Tube (TTB) is presented. This equipment will be installed in a latent residual heat recovery system generated by a 500 HP reciprocating air compressor, operating at 40 bar pressure; the recovered energy will be used to heat the water from 25 ° C to 50 ° C, for use in the health services of the CAJAPLAX Company. A mathematical calculation model is used to determine the energy balance in the hot fluid and the cold fluid; to perform this thermal analysis, the Logarithmic Mean Temperature Difference (DTML) method was chosen. In this way the heat transfer rate, the temperature difference and the heat transfer area that is required is determined; the data obtained were introduced to a design software ASPEN EXCHANGER DESIGN and RAITING V9.0, with which it was possible to evaluate its thermal performance and compare it with that of a conventional shell and tube heat exchanger. The heat recovery with TTB requires 33% of the area occupied by a conventional recuperator to recover the same amount of heat energy.

Compact heat exchanger, Two-phase thermosyphons tube, Air compressor

Citación: GÓMEZ-MERCADO, Abdiel, ISLAS-ORTIZ, Oscar, RESÉNDIZ-ROSAS, Celerino y PALACIOS-PINEDA, Luis Manuel. Análisis termodinámico de un recuperador de calor residual para un compresor recíprocante de 500 Hp. Revista de Tecnología e Innovación. 2018, 5-17: 29-39.

*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: agmerca63@gmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

El principio de conservación de la energía expresado en la primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede ser creada o destruida; solamente se transforma. La mayoría de los procesos industriales, en específico el proceso para la compresión de aire son generadores de calor residual. Los procesos al no ser idealmente reversibles sino irreversibles, destruyen exergía y generan entropía (segunda ley de la termodinámica). La reducción de estos efectos constituye un reto tanto para mejorar los procesos como para desarrollar nuevos y mejores equipos.

La importancia en la optimización, uso eficiente y racional de la energía, está soportada en el continuo incremento de la demanda energética asociada a los desarrollos tanto tecnológicos, sociales y económicos, debido a la necesidad de las industrias para ser más competitivos, aprovechando al máximo sus potenciales energéticos y a los esfuerzos para reducir los impactos ambientales.

Se han estudiado los efectos del flujo de fluidos en el interior de los tubos y la transferencia de calor por conducción y convección a través de tuberías, el investigador (Minkowycz, 1998), realizó una modelación numérica y experimental, aplicando las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo turbulento; y determino de forma experimental que un generador de remolino tipo hélice, resultó ser una de las técnicas más prometedoras para el aumento de la transferencia de calor por convección en términos de costo de energía.

Más tarde se realizó un análisis de recuperación de calor de los gases de escape en un Ciclo Rankine por los investigadores (Kalyan K. Srinivasan, 2010), determinando una mayor eficiencia en el motor, estabilidad en el proceso, reducción de la emisión CO₂ y reducción en los costos. Una de las principales ventajas de los equipos destinados a la captación de calor residual, para el calentamiento en algún proceso donde se requiera el uso de energía calorífica para realizar un trabajo; está dada por el uso de la energía eléctrica o algún elemento combustible fósil principalmente.

Posteriormente se realiza un análisis termodinámico para recuperar el calor residual proveniente de un sistema de enfriamiento de un vehículo, donde el investigador (N. Javani, 2012), encontró que este calor residual puede ser utilizado para inyectarlo en el motor reduciendo así el consumo de combustible mejorando la eficiencia del vehículo.

Un estudio posterior realiza un análisis de energía y exergía para un sistema de recuperación de calor proveniente de la industria cementera. El ponente (S. Karellas, 2013), encontró que se puede mejorar la eficiencia de un Ciclo Rankine de la industria cementera hasta un 9% disminuyendo el consumo de energía eléctrica y las emisiones de CO₂.

Un estudio realizado para la recuperación de calor proveniente de la compresión de gas (Daniel Rohde, 2013), puede mejorar la operación de un Ciclo Rankine y reducir la temperatura del gas transportado a través de las tuberías, mejorando la eficiencia del proceso.

Para optimizar el uso de los equipos y aprovechar al máximo la energía calorífica residual de un proceso, se debe implementar recuperadores de calor capaces de absorber el calor latente proveniente de los gases de escape y cederlo a una etapa de precalentamiento.

Un estudio realizado a un compresor de aire para el transporte del calor residual proveniente del aire comprimido (Hossein Safaei, 2013), se utilizó para determinar la cantidad de calor residual y compararlo con el consumo de gas necesario para generar la misma cantidad de calor recuperado. Se tuvo un ahorro significativo en costos y eficiencia de equipos.

Después se realiza un análisis del desempeño de diferentes bombas convencionales de calor se agrega un recuperador de calor residual (Xing-Qi Cao, 2014).

Se determina que es factible el incremento de la temperatura del agua de 45°C a 95°C, reduciendo el consumo termodinámico necesario para la generación del vapor de agua.

Otro estudio se hace en plantas de energía que utilizan calderas de vapor añadiendo un recuperador de calor residual (Yongping Yang, 2014), con el propósito de aumentar la temperatura del vapor de agua como un precalentamiento. Se utiliza un recuperador de calor de aire, con la que se logra un aumento de temperatura de 50°C.

Otra investigación es realizada para determinar el potencial de recuperación de calor residual de la emisión de los gases de escape provenientes de la etapa de compresión de un motor (Agnese Magno, 2015). Se evaluó la recuperación de calor proveniente de la emisión de gases de escape para precalentar el biodiesel y mejorar el desempeño de la combustión.

En una planta generadora se realiza un estudio del análisis de la eficiencia energética de la planta de cogeneración, (Wentao Li, 2015). Se analizó la factibilidad de colocar un recuperador de calor proveniente de la condensación y expansión del vapor de agua entre la salida de la turbina y el condensador. Con esto se aprovecha el calor residual y puede enviarse a la entrada de las bombas de calor, mejorando la eficiencia y el trabajo de los calentadores.

También se realiza un estudio de una turbina de gas adicionando un recuperador de calor residual, en un sistema combinado de propano orgánico a un Ciclo Rankine, (Yousef S.H. Najjar, 2015), se obtuvo una considerable mejora en la potencia y eficiencia del ciclo al introducir el calor recuperado a través del aire inyectado a una mayor temperatura.

En el presente trabajo se realizó un análisis termodinámico a un recuperador de calor basado en tecnología de Tubos Termosifones Bifásicos (TTB). El propósito fue captar el calor latente residual proveniente de la compresión de aire de un compresor recíprocante de 500 HP y mejorar la eficiencia y costos de operación.

Desarrollo

A continuación, se describe el procedimiento para realizar un análisis termodinámico de un recuperador de calor de tubos y coraza con TTB, para extraer el calor residual proveniente de un compresor recíprocante de 500 HP.

Se aplicaron las leyes fundamentales de la termodinámica y las ecuaciones de la transferencia de calor y masa, para realizar un balance energético, determinar la transferencia de calor y la geometría necesaria del recuperador.

Se describen los pasos para el análisis termodinámico de un recuperador de calor basado en la aplicación TTB y la simulación en un software de diseño de intercambiador de calor (Aspen Tech) para su comparación con un intercambiador de calor de tubos y coraza convencional.

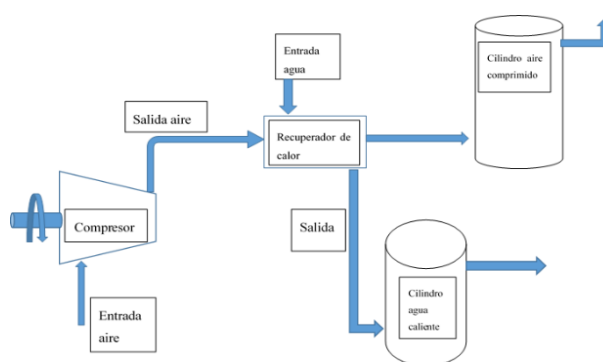


Figura 1 Bloques de la secuencia a seguir del aire comprimido, agua de uso sanitario y la colocación de un recuperador de calor

Fuente: Elaboración propia

Metodología

Símbolo	Descripción	Unidades
A_{min}	Área mínima de flujo	m^2
C_p	Calor específico	$J/kg \text{ } ^\circ K$
D	Diámetro del tubo	m
f_C	Sufijo que significa Fluido Caliente	
f_f	Sufijo que significa Fluido Frío	
G_{max}	Flujo másico por unidad de área	$Kg/seg \text{ } m^2$
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	$W/m^2 \text{ } ^\circ K$
i	Sufijo que significa entrada	
k	Conductividad térmica	$W/m \text{ } ^\circ K$
LT	Longitud del tubo	m
\dot{m}	Flujo másico	Kg/seg
N_{Long}	Número de tubos en sentido longitudinal	adimensional
Pr	Número de Prandtl	adimensional
Pr_s	Número de Prandtl evaluado a la temperatura de la superficie de la pared del tubo	adimensional
Q	Flujo de Calor	W
r_2	Radio externo del tubo o contenedor	m

Símbolo	Descripción	Unidades
Re_D	Número de Reynolds	adimensional
R_{ext}	Resistencia térmica en la superficie externa del tubo	$^{\circ}K/W$
R_{pt}	Resistencia térmica de la pared del tubo	$^{\circ}K/W$
R_{TOT}	Resistencia térmica total	$^{\circ}K/W$
S_D	Paso diagonal	adimensional
S_L	Paso longitudinal	adimensional
S_T	Paso transversal	adimensional
T	Temperatura	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
T_i	Temperatura de entrada	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
T_o	Temperatura de salida	$^{\circ}K - ^{\circ}C$
U	Coficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 \ ^{\circ}K$
ν	Viscosidad cinemática	Kg/m^2s
ΔT	Diferencia de temperaturas	$^{\circ}K$
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica	$^{\circ}K$

Tabla 1 Tabla de nomenclatura

Fuente: Elaboración propia

1 Geometría y materiales

Para este trabajo de estudio se analizará un intercambiador de calor de tubos y coraza utilizando TTB, se determina utilizar la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Esta norma identifica los intercambiadores de tubos y coraza (Figura 2) con tres letras: la primera letra define el cabezal de entrada, la segunda la coraza y la tercera el cabezal de salida.

Para este recuperador de calor utilizará una configuración BEM (Byrne, 2007), en configuración triangular y en contra flujo; materiales a utilizar son tubos de cobre de 12.7 mm de diámetro y coraza de acero al carbón sin costura.

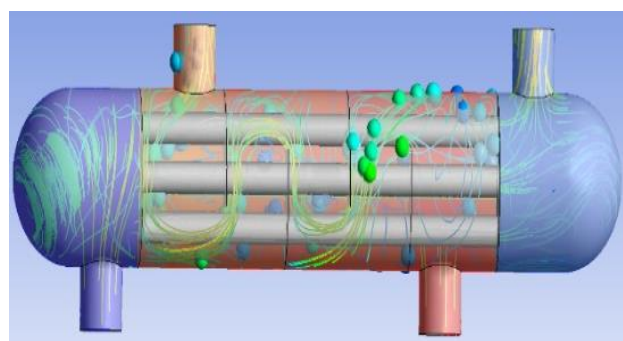


Figura 2 Intercambiador de tubos y coraza

Fuente: Elaboración propia

2 Condiciones iniciales

Se determinan las condiciones iniciales y de frontera para el fluido frío y el fluido caliente, a las que será sometido el recuperador de calor (Tabla 2) para este caso de estudio son las siguientes:

Descripción	Fluido caliente	Fluido frío
Presión de entrada	35 bar	3 bar
Presión de salida	33 bar	2.5 bar
Temperatura de entrada	140 $^{\circ}C$	25 $^{\circ}C$
Temperatura de salida	100 $^{\circ}C$	50 $^{\circ}C$
Flujo másico	3266 kg/hr	?
Diámetro de entrada	3"	4"

Tabla 2 Tabla de condiciones iniciales y de frontera.

Fuente: Elaboración propia

3 Cálculo de la cantidad de calor total recuperado

Para nuestro caso utilizamos un recuperador de calor de tubo y coraza con flujo transversal a través de TTB, se debe considerar para este caso la transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frío como dos procesos separados: el primer proceso se analizará para el calor transferido desde el fluido caliente a la zona de evaporación del tubo termosifón y el segundo proceso se deberá calcular el calor transferido de la zona de condensación del tubo termosifón al fluido frío (Silverstein, 1992).

La siguiente ecuación determinará la cantidad de calor recuperado.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (1)$$

El tipo de arreglo geométrico del intercambiador de calor es una disposición triangular de tubos termosifones bifásicos a través de los cuales se forzará el aire comprimido a alta temperatura en la zona de evaporación de los tubos termosifones.

La ecuación que rige el flujo externo a través de un banco de tubos se basa en el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{U_{max} D}{\nu} \quad (2)$$

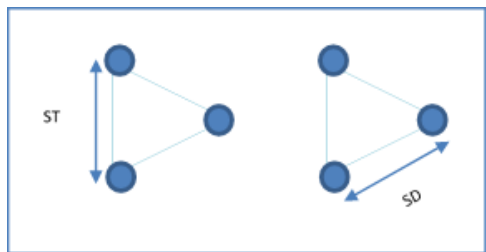


Figura 3 Tubos en distribución triangular
Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo de la velocidad máxima a través del paso diagonal se aplica la siguiente ecuación:

$$S_D = \sqrt{(S_T/2)^2 + (S_L)^2} \quad (3)$$

Y se verifica que se cumpla la siguiente relación:

$$S_D > \frac{S_T - D}{2} \quad (4)$$

Se determina la velocidad másica máxima en el área determinada por el paso transversal con la siguiente ecuación.

$$G_{max} = \rho U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (5)$$

Para determinar el área mínima de flujo de una disposición alineada para un banco de tubos se determina con la siguiente ecuación:

$$A_{min} = N_L L_T (S_T - D) \quad (6)$$

Después se debe determinar el coeficiente de transferencia de calor en la zona de evaporación con la siguiente ecuación.

$$h = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad (7)$$

Para determinar el número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (8)$$

Se determina la diferencia de temperaturas media logarítmica incluyendo dos suposiciones: el calor específico no varía con la temperatura y que los coeficientes de transferencia de calor son constantes a través del intercambiador de calor.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (9)$$

A continuación, se determina las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y las superficies externas de los mismos.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * k * \pi * L} \quad (10)$$

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (11)$$

$$R_{tot} = R_{pt} + R_{et} \quad (12)$$

Se determina el número total de tubos en la sección transversal con la siguiente ecuación.

$$N_{Total} = \frac{Q * R_{tot}}{\Delta T_{ml}} \quad (13)$$

Se determina el número total de tubos para una disposición triangular.

$$N_{Long} = \frac{(2N_{Tubos} - 1)}{(2N_{Transv} - 1)} \quad (14)$$

Para determinar la termodinámica en la zona del fluido frío se debe tener presentes las condiciones de operación de la zona de condensación (presión, temperatura de entrada, temperatura de salida, flujo volumétrico).

Para determinar el flujo másico del agua requerida para absorber el calor residual del equipo de compresión se aplica la siguiente ecuación.

$$m_f = \frac{Q}{c_{p,f} (T_{f,o} - T_{f,i})} \quad (15)$$

Se determina el área mínima con la siguiente ecuación.

$$A_{min} = N_L L_D (S_D - D) \quad (16)$$

Se determina el flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = \rho U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (17)$$

Se determina el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (18)$$

Se determina el número de Nusselt.

$$\overline{Nu}_D = 1,13 * C_1 * Re_D^m Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad (19)$$

Se determina el coeficiente de transferencia de calor para la zona fría.

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (20)$$

Se determina las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y la superficie externa para la zona fría.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * k * \pi * L} \quad (21)$$

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (22)$$

$$R_{tot} = R_{pt} + R_{et} \quad (23)$$

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (24)$$

Por último, se realiza una tabla de los cálculos realizados tanto para la zona fría como para la caliente.

4 Cálculo de la cantidad de calor recuperado en un intercambiador convencional

Es necesario relacionar la transferencia total de calor con cantidades como la temperatura de entrada y salida, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total, de la transferencia de calor, para obtener estas relaciones se requiere aplicar ecuaciones de balance globales de energía al fluido caliente y frío, considerando que la transferencia de calor entre el intercambiador y sus alrededores es insignificante (coraza aislada) la aplicación de un balance de energía está dada por la siguiente ecuación.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) = Q = \dot{m}_{ff} C_{p,ff} (T_{f1} - T_{f2}) = UA \Delta T_l \quad (25)$$

5 Simulación en Aspen Tech

A. Se ejecuta el simulador y se elige la opción Aspen Exchanger Desing & Rating.



Figura 4 Pantalla inicial Aspen Tech
Fuente: Aspen Tech, 2016

B. Se elige un intercambiador de tubos y coraza.

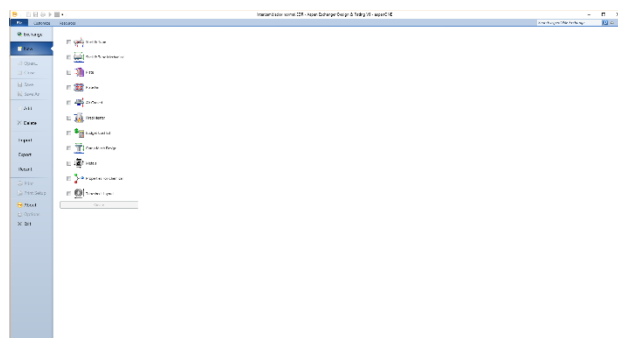


Figura 5 Pantalla de selección de intercambiador de calor
Fuente: Aspen Tech, 2016

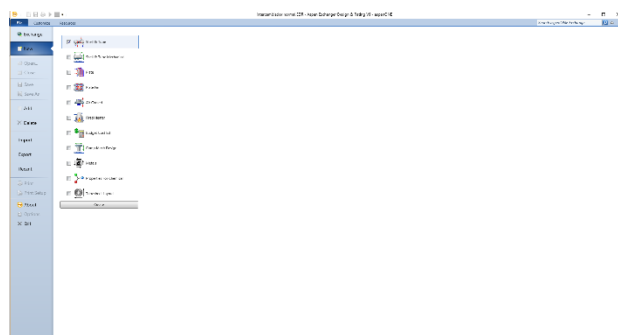


Figura 6 Pantalla de configuración de la geometría
Fuente: Aspen Tech, 2016

C. A continuación, se despliega un menú que será necesario llenar por cada sección para definir el diseño deseado. En Consola se observan las generalidades del equipo a simular.

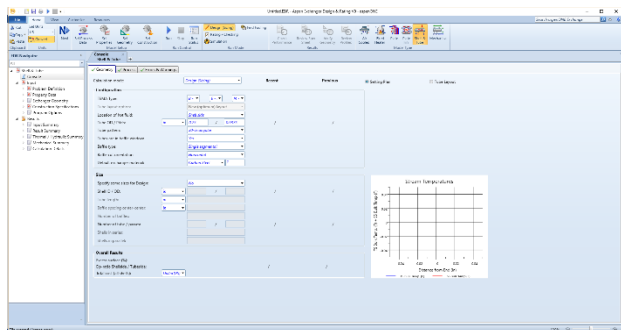


Figura 7 Pantalla de configuración de datos de proceso
Fuente: Aspen Tech, 2016

D. Se determinan los datos y configuración de los tubos

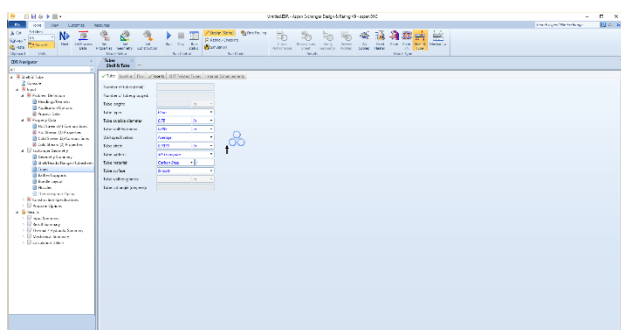


Figura 8 Pantalla de configuración de los tubos
Fuente: Aspen Tech, 2016

E. Lo anterior se lleva a cabo para el diseño de un intercambiador de calor convencional, para poder obtener el diseño del equipo propuesto con TTB, se indica en la definición el cambio de fase.

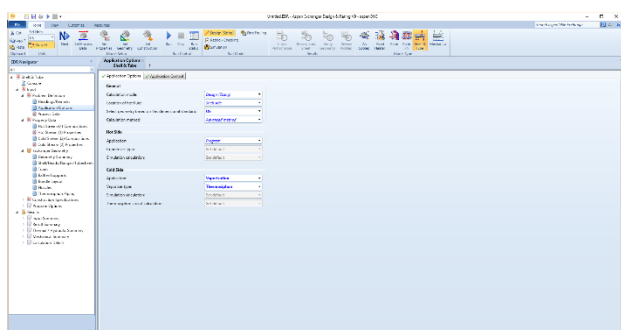


Figura 9 Pantalla de configuración de termosifones
Fuente: Aspen Tech, 2016

F. Una vez completada la información requerida regresamos al menú consola y damos clic en Run, para obtener el diseño con sus respectivas especificaciones.

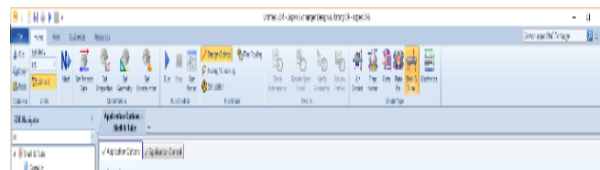


Figura 10 Pantalla de inicio de simulación
Fuente: Aspen Tech, 2016

Resultados

1 Balance de energía fluido caliente

Datos del fluido caliente

Se desea recuperar 50°C

P: Presión 35 bar

$T_{c,o}$: Temperatura del vapor 100°C

$T_{c,i}$: Temperatura de salida de gases 140°C

C_p : Calor latente a presión constante 1.013 KJ/Kg°K

\dot{m}_{FC} : Flujo másico 1600 CFM (Kg/hr) 3,266 Kg/hr

Diámetro de salida de los gases 3 plg

Calculo de Balance de Energía de la zona de evaporación. Se inicia calculando el calor que se desea recuperar.

$$Q = \dot{m}_{fc} C_{p,fc} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (26)$$

$$Q = 3,266 \text{ Kg/hr} \cdot 1.013 \text{ KJ/KgK} (140 - 100) = 132,338.39 \text{ KJ/hr}$$

Cantidad de calor que se desea recuperar.

$$Q = 36.760 \text{ KW}$$

$$S_D = \sqrt{(S_T/2)^2 + (S_L)^2} \quad (27)$$

$$S_D = \sqrt{(0.035\text{m}/2)^2 + (0.035\text{m})^2}$$

$$S_D = 0.0391\text{m}$$

$$A_{min} = N_L L_T (S_T - D) \quad (28)$$

$$A_{min} = (12)(0.38)(0.035 - 0.0127)$$

$$A = 0.10169\text{m}^2$$

Flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = \rho U_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (29)$$

$$G_{max} = \frac{3,266 \text{ Kg/hr}}{0.1069 \text{ m}^2} = 321,172 \text{ Kg/hr} * \text{m}^2$$

$$G_{max} = 89.21 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

Viscosidad del aire a 140 °C

$$\nu = 2.745 \times 10^{-5} \text{ Kg/m} * \text{s}$$

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{\nu} \quad (30)$$

$$Re_D = \frac{89.21 * 0.127}{2.745 * 10^{-5}}$$

$$Re_D = 41,273.843$$

El flujo está en régimen transitorio
 $10^5 < Re_D < 4 * 10^4$

Para un banco de tubos en forma triangular $\frac{S_T}{S_L} L2$

Pr: Número de Prandtl = 0.6751

Prs: Número de Prandtl evaluado a la temperatura de superficie del tubo = 0.6903

$$\overline{Nu}_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (31)$$

$$\overline{Nu}_D = 0.35 (0.0391/0.0391)^{0.2} * 41,273^{0.63} * 0.6751^{0.36} * (0.6751/0.6903)^{0.25}$$

$$\overline{Nu}_D = 0.35 * 808.86 * 0.861 * 0.994 = 242.3969$$

Coefficiente de transferencia de calor.

$$h = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad (32)$$

$$\frac{242.4 * 0.0394}{0.0127} = 752.012 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (33)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(120^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C}) - (120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{120^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C}}{120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{-20^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{-20^\circ\text{C}}{40^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{-60^\circ\text{C}}{\ln(0.5^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 86.56^\circ\text{C}$$

Resistencia térmica relativa de pared del tubo.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * k * \pi * L} \quad (34)$$

Pared cilíndrica.

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi * D_{ext} * L} \quad (35)$$

$$K = 397 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{\pi * 0.0127 * 0.2} = \frac{1}{(752.012)}$$

$$R_{ext} = \frac{1.329 * 10^{-3}}{7.979 * 10^{-3}}$$

$$R_{ext} = 0.166^\circ\text{K/W}$$

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{0.00635}{0.005475}\right)}{2 * 0.2 * 397 * \pi}$$

$$R_{pared} = \frac{0.14826}{4988.84}$$

$$R_{pared} = 2.97 * 10^{-5} = 0.0000297 \text{ K/W}$$

Resistencia total.

$$R_{tot} = 0.166 + 0.0000297 = 0.166 \text{ K/W}$$

Entonces

$$U = \frac{N_{total}}{R_{tot} * A_c} \quad (36)$$

$$N_{Total} = \frac{Q * R_{tot}}{\Delta T_{ml}} \quad (37)$$

$$N_{Total} = \frac{36,760 \text{ W} * 0.166}{86.56} \approx 71 \text{ tubos}$$

$$N_{Tubos} = (N_{trans} - N_{long}) - \left(\frac{N_{long}-1}{2}\right) \quad (38)$$

$$N_{long} = \frac{(2N_{tubos}-1)}{(2N_{trans}-1)} \quad (39)$$

$$N_{Long} = \frac{(2 * 71) - 1}{(2 * 6) - 1} = \frac{141}{11} = 13 \text{ tubos}$$

2 Balance de energía fluido frío

P: Presión= 140 kPa

T_{f,i}: Temperatura de entrada= 25°C

T_{f,o}: Temperatura de salida= 50 °C

C_p: Calor latente a presión constante 4.178 KJ/Kg°C

ΔTemp= 25°C 298.515°K

Flujo diámetro= 50 LPM

φ=1"

$$\dot{m}_f = \frac{q}{C_{p,f}(T_{f,o}-T_{f,i})} \quad (40)$$

$$\dot{m}_f = \frac{132338332 \text{ J/hr}}{4178 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} * 25}$$

$$\dot{m}_f = 1267.00 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{m}_f = 0.35194 \text{ Kg/s}$$

$$A_{min} = (0.219 - (0.0127 * 6)) * (0.15)$$

$$A_{min} = 0.02142 \text{ m}^2$$

Flujo másico por unidad de área.

$$G_{max} = \frac{1267 \text{ Kg/hr}}{0.02142 \text{ m}^2} = 59150.35 \text{ Kg/hr} * \text{m}^2$$

$$G_{max} = 16.562 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

No. Reynolds Agua.

Viscosidad del agua a 50 °C

$$v = 435 * 10^{-6} \text{ Kg/m} * \text{s}$$

$$Re_D = \frac{G_{max} * D}{v} \quad (41)$$

$$Re_D = \frac{16.562 * 0.0127}{435 * 10^{-6}} = 483.534$$

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * C_1 Re_D^m Pr^{1/3} \quad (42)$$

Pr: Número de Prandtl= 3.55

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * 4.42 * (483.6)^{0.55} * (3.55)^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_D = 16.82$$

Coficiente de transferencia de calor.

$$h_f = \frac{\overline{Nu}_D * K}{D} \quad (43)$$

$$h_f = \frac{16.82 * 0.6549}{0.0127} = 867.04 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$R_{et} = \frac{1}{\pi * 0.0127 * 0.15} = \frac{1.153 * 10^{-3}}{5.985 * 10^{-3}}$$

$$R_{et} = 0.175^\circ\text{K/W}$$

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{0.00635}{0.005475}\right)}{2 * 0.15 * 397 * \pi}$$

$$R_{pt} = \frac{0.1482}{374.163} = 0.0004^\circ\text{K/W}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(120^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) - (120^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{120^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}}{120^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{95^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{95^\circ\text{C}}{70^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{25^\circ\text{C}}{\ln(0.305^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 81.86^\circ\text{C}$$

$$N_{Total} = \frac{36,760 \text{ W} * 0.175}{81.86} \approx 78 \text{ tubos}$$

$$\Delta P = N_{long} * X * \left(\frac{\rho * U_{max}^2}{2}\right) * f$$

$$X=0.6$$

$$f=1$$

Caída de presión banco de tubos.

$$\Delta P = 13 * 0.6 * \left(\frac{0.8542 \text{ Kg} * 104.43^2}{m^3} \right) * 1 = 36032.2 \text{ N/m}^2 = 5.226 \text{ psi}$$

$$U_{max} = \frac{G_{max}}{\rho} \quad (44)$$

$$U_{max} = \frac{\frac{89.21 \text{ Kg}}{\text{segm}^2}}{0.8542 \frac{\text{Kg}}{m^3}} = \frac{104.43 \text{ m}}{s}$$

3 Balance de energía lado tubos de un intercambiador convencional de tubos y coraza

Tubo cobre.

$$Q = 1/2'' \quad A = 1.3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_c = 1.111 * 10^{-4} \quad C_p = 1013 \text{ J/KgK}$$

$$Q_c = V * A$$

$$V = 0.87712 \text{ m/s}$$

$$LTDM = 86.56^\circ\text{C}$$

$$h_c = 752.012 \text{ W/m}^2 * \text{K}$$

$$G_{max} = 321172 \text{ Kg/hr} * \text{m}^2$$

$$G_{max} = 89.21 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

$$\dot{m} = \rho * V * A \quad (45)$$

$$\rho_{aire} = 0.8542 \text{ Kg/m}^3$$

$$\dot{m} = 0.8542 * \frac{0.87712 \text{ m}}{s} * 1.3 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 9.74 \text{ Kg/s}$$

$$\Delta T = T_{i_o} - T_{i_i}$$

$$\Delta T = 140 - 80 = 60^\circ\text{C} = 333.15^\circ\text{K}$$

$$q_i = \dot{m}_i * C_p * \Delta T_i \quad (46)$$

$$q_i = 9.74 \text{ Kg/s} * 1013 \text{ s/Kg}^\circ\text{K} * 333.15^\circ\text{K} = 3287 \text{ KW}$$

$$U_{max} = \frac{G}{\rho} = \frac{89.21 \text{ Kg/s} * \text{m}^2}{0.8542 \text{ Kg/m}^2}$$

$$U_{max} = 104.44 \text{ W/m}^2$$

$$L = \frac{q_i}{\pi * D * U * LTDM} \approx 1.7 \text{ mts}$$

$$N_{tubos} = 215 \text{ tubos}$$

Característica	Intercambiador convencional	Intercambiador con TTB
Cantidad de calor a recuperar	36760 KW	36760 KW
Longitud tubos	1700 mm	400 mm
Diámetro coraza	348 mm	100 mm
Diámetro interior de tubos	12.7 mm	12.7 mm
Número de tubos	215	72
Arreglo de tubos	Triangular	Triangular
Material de construcción	Cobre comercial	Cobre commercial
Transferencia de calor	0.5 Kw	0.5 Kw
Clasificación TEMA	C-BEM	C-BEM

Tabla 3 Comparativo de intercambiador convencional e intercambiador TTB

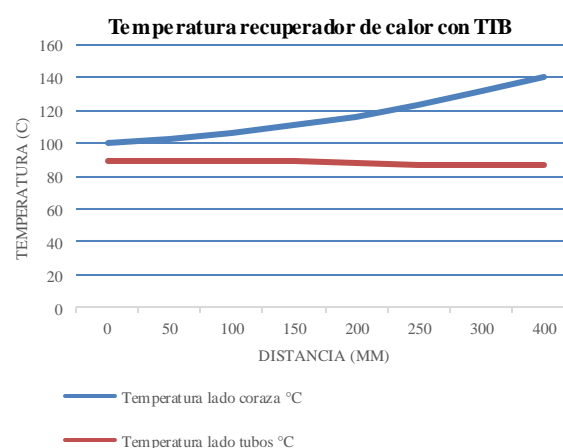
Fuente: Elaboración propia

Agradecimientos

Al Instituto Tecnológico de Pachuca así como a la empresa Cajaplax S.A. de C.V. por el apoyo que ha resultado fundamental para el desarrollo de este proyecto.

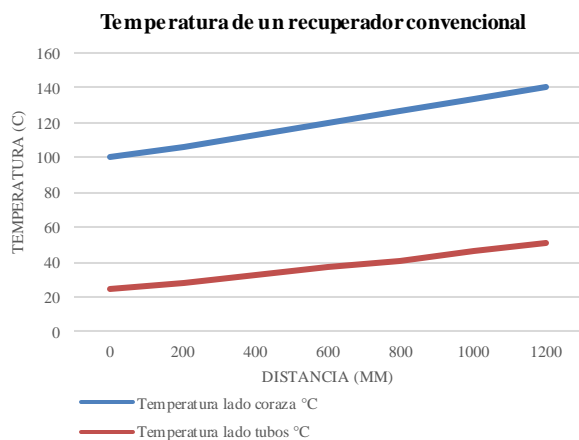
Conclusiones y Recomendaciones

Se realiza el análisis termodinámico a un recuperador de calor residual utilizando Tubos termosifones bifásicos y agua como fluido de trabajo determinando la factibilidad de recuperar el calor residual del aire comprimido y se compara con un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza.



Gráfica 1 Gráfica de temperatura intercambiador de calor utilizando TTB

Fuente: Elaboración propia



Gráfica 2 Gráfica de temperatura intercambiador de calor convencional

Fuente: Elaboración propia

Se determinan las siguientes ventajas de un recuperador de calor con TTB: solo ocupa el 33% del área que utilizaría un recuperador convencional para extraer la misma cantidad de calor residual; la estabilidad térmica es más constante a lo largo de los tubos en comparación con un convencional como se observa en las figuras 11 y 12.

Se mantiene una temperatura en el fluido frío más estable a lo largo de la superficie de contacto una vez alcanzado el tiempo de estabilidad térmica en los TTB, también es importante mencionar que nuestro caso únicamente se requiere el 15% del número de tubos en comparación a un intercambiador convencional para desarrollar el mismo trabajo térmico.

Los requerimientos de mantenimiento son nulos, no hay riesgo de tener una contaminación cruzada entre los fluidos frío y caliente en caso de perforación de un tubo y al utilizar agua destilada como fluido de trabajo no presenta riesgo alguno para la carcasa, se puede recuperar 36746 KW de energía calorífica y esta será utilizada para calentar agua de uso sanitario, que actualmente eleva su temperatura con la combustión de gas butano. El uso de un recuperador de calor tiene un impacto ambiental positivo al reducir el consumo de hidrocarburos.

En comparación con un intercambiador de calor convencional de tubos y coraza, al utilizar TTB se reducen considerablemente las dimensiones físicas y al ser más compacto los costos de material, fabricación, instalación y transporte también se reducen.

Referencias

Minkowycz, J. H. (1998). Modelling of heat transfer and fluid flow for decaying swirl flow in. Pergamon, 349-358. Kalyan K. Srinivasan, P. J. (2010). Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature. ELSEVIER.

Agnese Magno, E. M. (2015). Effects of both blended and pure biodiesel on waste heat recovery. ELSEVIER.

Aspen Tech (2016). Aspen Tech. Versión 9. Consultado el 25 de febrero de 2018.

Byrne (2007). Standards of the tubular exchanger manufacturers association. Consultado el 2 de febrero de 2018, de www.daboosanat.com

Daniel Rohde, H. T. (2013). Heat recovery from export gas compression: Analyzing power cycles. ELSEVIER.

Hossein Safaei, D. W. (2013). Compressed air energy storage with waste heat export: An Alberta. ELSEVIER.

Incropera, F. y. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. México D.F.: Cuarta edición. Prentice Hall.

N. Javani, I. D. (2012). Thermodynamic analysis of waste heat recovery for cooling systems in hybrid. ELSEVIER.

S. Karellas, A.-D. L. (2013). Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the. ELSEVIER.

Wentao Li, J. Z. (2015). Energy efficiency analysis of condensed waste heat recovery ways. ELSEVIER.

Xing-Qi Cao, W.-W. Y.-L. (2014). Performance analysis of different high-temperature heat pump. ELSEVIER.

Yongping Yang, C. X. (2014). A new conceptual cold-end design of boilers

Yousef S.H. Najjar, A. M.-K. (2015). Novel inlet air cooling with gas turbine engines using cascaded. ELSEVIER.