



Diseño de un enfriador por aire de tiro inducido con tubos aleteados para el enfriamiento de etanol

Design of an induced draft air cooler with finned tubes for ethanol cooling

Amaury Pérez Sánchez^{1,*}, Yosdany Hernández González², Elizabeth Ranero González¹, Eddy Javier Pérez Sánchez³

¹ Universidad de Camagüey. Facultad de Ciencias Aplicadas. Camagüey, Cuba.

² Empresa de Ingeniería y Proyectos Azucareros, UEB Centro Este. Camagüey, Cuba.

³ Empresa Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

*amauryps@nauta.cu

(recibido/received: 14-septiembre-2020; aceptado/accepted: 11-diciembre-2020)

RESUMEN

En el presente trabajo se diseñó un enfriador por aire de tiro inducido para efectuar el enfriamiento de una corriente de etanol. También se efectuó un estudio de sensibilidad para evaluar la influencia que presenta el incremento de tanto la temperatura del aire ambiente como la temperatura de entrada del etanol sobre tres parámetros de diseño. La relación porcentual entre el área proyectada por el ventilador y el área frontal (ϕ) tuvo un valor de 43,13 %, el cual es superior al 40 % por lo que se establece que el diseño realizado es efectivo. La caída de presión total calculada para la corriente de etanol fue de 3 785,64 Pa, la cual no sobrepasa el límite máximo permisible establecido por el proceso (10 000 Pa). La potencia calculada de cada uno de los motores acoplados a los ventiladores alcanzó un valor de 897 W. Se sugiere operar a la menor temperatura posible del aire de entrada, y que la temperatura de alimentación del etanol al equipo se conserve en el valor establecido por el proceso (80 °C) para que el parámetro ϕ se mantenga superior al 40 %, y la potencia del motor no se incremente hasta alcanzar valores elevados.

Palabras claves: Caída de presión; Diseño; Enfriador por aire; Etanol; Potencia del motor.

ABSTRACT

In the present work, an induced draft air cooler was designed to cool an ethanol stream. A sensitivity study was also carried out to evaluate the influence of increasing both the ambient air temperature and the inlet temperature of ethanol on three design parameters. The percentage ratio between the projected area of the fan and the face area of the bay (ϕ) had a value of 43.13%, which is greater than 40%, so it is established that the design carried out is effective. The total pressure drop calculated for the ethanol stream was 3,785.64 Pa, which does not exceed the maximum allowable limit established by the process (10,000 Pa). The calculated power of each driver coupled to the fans reached a value of 897 W. It is suggested to operate at the lowest inlet air temperature possible, and that the feed temperature of the ethanol to the equipment is kept at the value established by the process (80 °C) so that the parameter ϕ remains above 40%, and the driver power does not increase until reaching high values.

Keywords: Pressure drop; Design; Air cooler; Ethanol; Driver power.

NOMENCLATURA

a	Área de flujo	m^2
a_F	Área frontal	m/s
a_v	Área proyectada por los ventiladores	m^2
A	Área de transferencia de calor	m^2
A_{al}	Superficie de la aleta por metro de tubo	m^2/m
A_D	Superficie del tubo desnudo por metro de tubo	m^2/m
A_e	Ancho o amplitud del equipo	m
A'_e	Ancho o amplitud del equipo verificado	m
A_p	Área del tubo plano por metro de tubo	m^2/m
C_p	Calor específico	$J/kg.K$
d_i	Diámetro interior	m
d_e	Diámetro exterior	m
D_{al}	Diámetro del tubo aleteado	m
D_{eq}	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	m
D'_{eq}	diámetro equivalente por fricción	m
D_v	Diámetro del ventilador	m
e_{al}	Espesor de las aletas	m
f	Factor de fricción	-
F_t	Factor de corrección de temperatura	-
G	Velocidad másica superficial	$kg/m^2.s$
h	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	$W/m^2.K$
$h^{(0)}$	Coefficiente pelicular de transferencia de calor corregido	$W/m^2.K$
H	Parámetro	-
H_{al}	Altura de las aletas	m
J	Factor de transferencia de calor	-
k	Conductividad térmica	$W/m.K$
L_t	Longitud máxima de los tubos	m
m	Caudal másico	kg/s
m	Parámetro	-
M	Masa molar	$Kg/kmol$
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	$^{\circ}C$
n_f	Número de filas de tubos	-
n_t	Numero de pases por los tubos	-
n_{tf}	Número de tubos por fila	-
n_v	Número de ventiladores	-
N_{al}	Número de aletas por metro de tubo	-
N_t	Número de tubos requeridos	-
p	Presión	atm
P_m	Potencia de cada motor acoplado al ventilador	W
P_p	Perímetro proyectado	m
Pr	Número de Prandtl	-
P_t	Paso de los tubos	m
P_v	Presión que deberá ser desarrollada por los ventiladores	Pa
P_x	Parámetro	-
Δp	Caída de presión total	Pa
Δp_n	Caída de presión debido al paso del fluido un paso hacia otro	Pa
Δp_t	Caída de presión debido al paso del fluido por los tubos	Pa
$\Delta p_{(p)}$	Caída de presión permisible	Pa

q	Caudal volumétrico	m ³ /s
Q	Calor intercambiado	W
R	Resistencia de ensuciamiento	m ² .K/W
R	Constante de los gases ideales = 0,0821	atm.m ³ /kmol.K
R	Parámetro térmico	-
R'	Resistencia de ensuciamiento corregida para la relación de diámetros interno/externo	m ² .K/W
Re	Número de Reynolds	-
Re'	Número de Reynolds por fricción	-
S	Parámetro térmico	-
S _F	Parámetro geométrico	m
S _L	Parámetro geométrico	m
S _T	Parámetro geométrico	m
t	Temperatura del fluido frío	°C
T	Temperatura del fluido caliente	°C
\bar{t}	Temperatura media del fluido frío	°C
\bar{T}	Temperatura media del fluido caliente	°C
Δt	Diferencia verdadera de temperatura	°C
U	Coficiente global de transferencia de calor	W/m ² .K
U _(a)	Coficiente global de transferencia de calor asumido	W/m ² .K
v	Velocidad	m/s
v _F	Velocidad frontal	m/s
V _{LN}	Volumen libre neto	m ³
Y	Parámetro	-
Z	Parámetro térmico	-
Símbolos griegos		
ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad	Pa.s
ζ_m	Eficiencia del motor	%
ζ_v	Eficiencia del ventilador	%
Ω	Eficiencia de la aleta	-
ϕ	Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal	%
Subíndices		
1	De entrada	
2	De salida	
et	Del etanol	
aire	Del aire	

1. INTRODUCCIÓN

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor que se emplea para la transferencia de energía térmica interna entre dos o más fluidos disponibles a diferentes temperaturas. En la mayoría de los intercambiadores de calor, los fluidos están separados por una superficie de transferencia de calor, por lo que no se mezclan entre sí (Thulukkanam, 2013).

Uno de los equipos de intercambio de calor disponibles hoy en día son los enfriadores por aire. Los enfriadores por aire son intercambiadores de calor en los cuales el calor es removido de una corriente de proceso en una operación de enfriamiento o condensación utilizando aire como medio de refrigeración (Mukherjee, 1997). La ventaja obvia que presentan estos equipos sobre los intercambiadores enfriados por

agua es que no se necesita un circuito de agua de enfriamiento, evitando de esta manera la torre de enfriamiento, las bombas de circulación, sistemas de tratamiento de agua y las tuberías (Cao, 2010).

Se emplean en una amplia variedad de aplicaciones, fundamentalmente en refinerías, plantas petroquímicas, plantas de tratamiento de gases, estaciones de compresores, termoeléctricas, entre otras instalaciones (Boes, 2017). En alguna de estas aplicaciones se emplea el aire caliente de descarga para ayudar a calentar edificaciones y otros equipos (Amercool, 2007).

El principio de operación de un enfriador por aire es directo y simple. El fluido caliente entra por un extremo del equipo y fluye por el interior de los tubos, mientras que el aire ambiente fluye sobre y entre los tubos, los cuales típicamente presentan superficies externas aleteadas. El calor es transferido hacia el aire, el cual enfría el fluido de proceso, siendo descargado hacia la atmósfera el aire caliente (Hudson, 2007).

El costo de estas unidades es usualmente superior que el costo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza enfriados por agua. Constituyen la única opción en aquellos lugares donde no se dispone de agua de enfriamiento, o en plantas de proceso donde los sistemas de enfriamiento por agua están operando a su máxima capacidad y resulta necesario instalar enfriadores adicionales (Cao, 2010).

La temperatura mínima bajo la cual la corriente caliente puede enfriarse se encuentra alrededor de 5 °C por encima de la temperatura del aire ambiente. La temperatura del aire varía durante el día y durante diferentes estaciones del año, por lo que resulta necesario tener información meteorológica para decidir cuál temperatura será empleada durante el diseño de estos equipos (Cao, 2010).

Existen dos tipos básicos de enfriadores por aire usualmente encontrados en las plantas petroquímicas (Boes, 2017):

- Tiro forzado: El ventilador está ubicado debajo del haz de tubos y el aire es forzado a circular a través de los tubos.
- Tiro inducido: El ventilador está localizado por encima del haz de tubos y el aire es jalado o inducido a través de los tubos.

Entre las ventajas que presentan los enfriadores por aire de tiro inducido se encuentran (Amercool, 2007) (Cao, 2010):

- Una mejor distribución del aire en la sección entera del haz de tubos.
- Menor posibilidad de recirculación del aire caliente en la sección de entrada (esto se debe a que en estas unidades el aire caliente es descargado hacia arriba a una velocidad alrededor de dos o tres veces la velocidad de entrada, debido a la relación entre el área del ventilador y la sección transversal del haz de tubos).
- Mayor capacidad en caso de que ocurra el fallo del ventilador debido al efecto de tiro natural (este efecto es muy superior en las unidades de tiro inducido que en las de tiro forzado).
- Menos afectada por la lluvia, nieve o efectos climáticos debido a que la mayoría de la cara superior del haz de tubos está cubierta.
- Accesibilidad más fácil al haz de tubos para efectuar su reemplazo.

Las principales desventajas que presentan los enfriadores por aire de tiro inducido están:

- Mayor consumo de energía, especialmente si el incremento de la temperatura del aire es importante.
- La temperatura de salida del aire debe limitarse hasta los 90 °C para evitar daño potencial de los componentes del ventilador debido a las altas temperaturas.
- El mantenimiento del ventilador es más difícil y tiene que realizarse en el aire caliente generado por el efecto de la convección natural.

En la Figura 1 se muestra un esquema de un enfriador por aire de tiro inducido, con sus principales componentes.

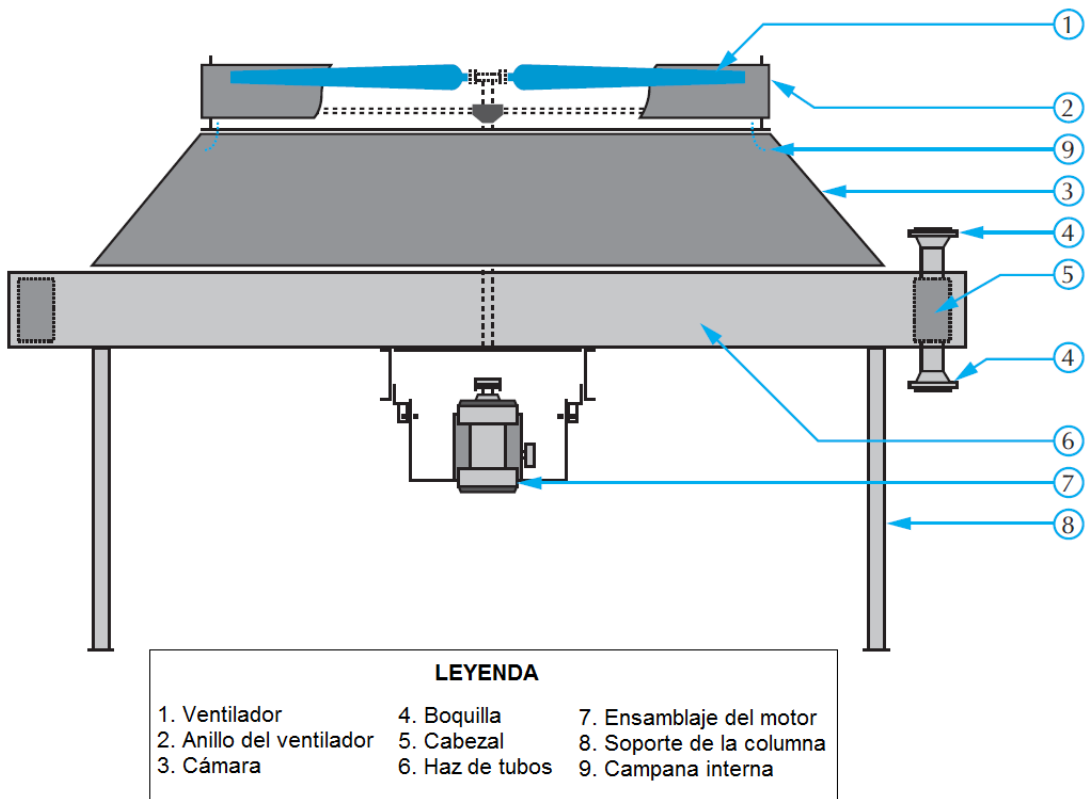


Figura 1. Esquema de un enfriador por aire de tiro inducido.

Fuente: adaptado de (Hudson, 2007)

Un enfriador por aire puede ser tan pequeño como el radiador de un auto o los suficientemente grande para cubrir varios acres de terreno, como es el caso de los enfriadores de aire empleados en grandes termoeléctricas donde el agua no está disponible (Amercool, 2007).

Hasta la fecha, son varios los autores, empresas e instituciones que han realizado estudios relacionados con los enfriadores por aire, específicamente en cuanto al diseño (Mukherjee, 1997) (Kröger, 2004) (Cao, 2010) (Yousif & Hussain, 2012), evaluación (Elmetenani et al., 2011) (Lu et al., 2017) (Mustafa & Jasim, 2018) y su operación o rendimiento (Giammaruti, 2004) (GPSA, 2004) (Hudson, 2007) (Amercool, 2007) (Boes, 2017) (Alfa Laval, 2018).

En el presente trabajo se realiza el diseño de un enfriador por aire de tiro inducido equipado con tubos aleteados, para efectuar el enfriamiento de una corriente de etanol desde 80 hasta 45 °C, empleando para

ello aire ambiente a 25 °C. También se efectúa un estudio de sensibilidad donde se evalúa la influencia que presenta el incremento de tanto la temperatura del aire ambiente como la temperatura de entrada del etanol sobre tres parámetros de importancia: 1) Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ); 2) Caída de presión del etanol (Δp_{et}); y 3) Potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m). Lo anterior se realiza para observar la tendencia que presenta el incremento de ambas temperaturas sobre estos tres parámetros de diseño, y determinar así a partir de que valores de ambas temperaturas comienza a ser inefectivo el diseño del equipo.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Definición del problema

Se necesita diseñar un enfriador por aire de tiro inducido para enfriar 15 000 kg/h (4,17 kg/s) de etanol desde 80 °C hasta 45 °C, utilizando aire a 25 °C. Los tubos tendrán arreglo triangular con un paso de 60,32 mm, una longitud de 5 m y un diámetro interior y exterior de 19,3 mm y 25,4 mm, respectivamente. Los tubos están equipados con aletas de aluminio con una altura de 15,875 mm, un espesor de 0,381 mm, y poseerán 394 aletas por metro. Se permite una caída de presión de 10 000 Pa para el etanol. Se emplearán dos ventiladores con un diámetro de 1,5 m y una eficiencia de 75 %, mientras que la eficiencia del motor será de 95 %. El valor del parámetro S_F será 0,05223 m y el equipo tendrá dos pases por los tubos. La unidad será instalada a nivel del mar (presión atmosférica de 1 atm).

2.2. Metodología de cálculo a utilizar

Para efectuar el diseño del enfriador por aire se emplearon correlaciones y ecuaciones publicadas fundamentalmente en (GPSA, 2004) (Cao, 2010), con las cuales se determina como parámetro fundamental la relación porcentual existente entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal, la cual debe ser mayor del 40 % para que el diseño sea efectivo. También se calcula como parámetros importantes la caída de presión de la corriente caliente (etanol), y la potencia necesaria del motor acoplado a cada uno de los ventiladores. Según la metodología empleada, primeramente se efectúa un diseño preliminar, luego se realiza un diseño detallado, posteriormente se determinan las caídas de presión de cada corriente de fluido, y por último se determina la potencia de cada motor acoplado a los ventiladores.

Diseño preliminar

Paso 1: Definición de los datos iniciales disponibles:

- Temperatura de entrada y salida del etanol (T_1 y T_2).
- Temperatura de entrada del aire (t_1)
- Caudal másico del etanol (m_{et})
- Arreglo de los tubos.
- Paso de los tubos (P_t)
- Longitud máxima de los tubos (L_t)
- Diámetro interior y exterior de los tubos (d_i y d_e)
- Altura de las aletas (H_{al})
- Espesor de las aletas (e_{al})
- Número de aletas por metro de tubo (N_{al})
- Caída de presión permisible para el etanol ($\Delta p_{(p)et}$)
- Número de ventiladores (n_v)

- Diámetro del ventilador (D_v)
- Eficiencia del ventilador (ζ_v)
- Eficiencia del motor (ζ_m)
- Parámetro S_F
- Número de pases por los tubos (n_t).

En la Figura 2 se expone la nomenclatura utilizada tanto en los datos iniciales como en los cálculos posteriores, para efectuar el diseño del enfriador por aire.

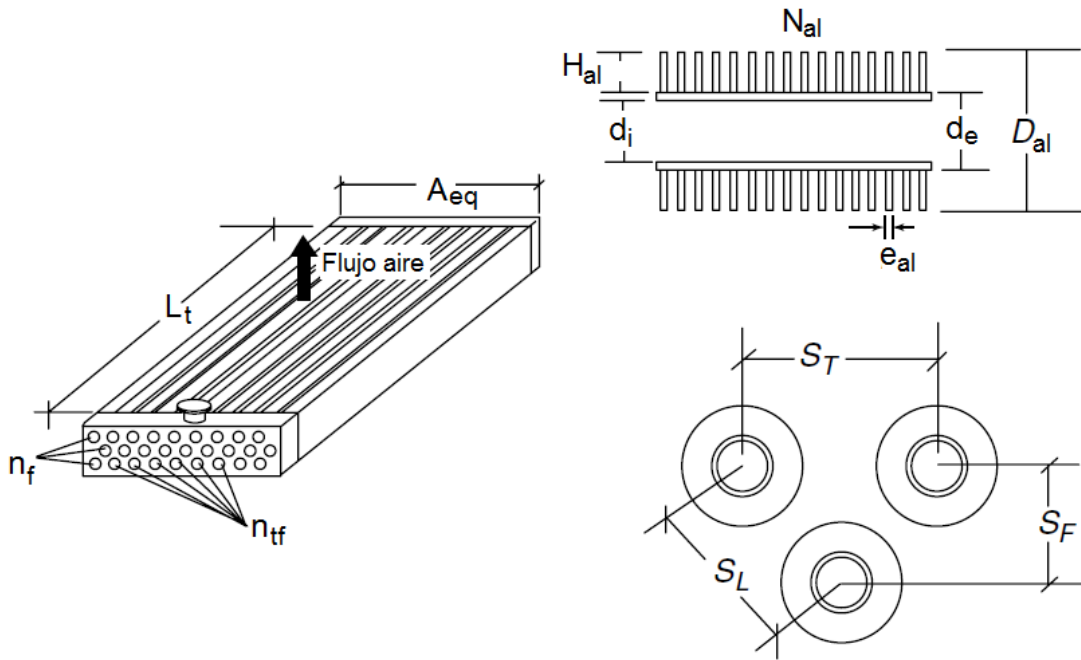


Figura 2. Nomenclatura utilizada para efectuar el diseño del enfriador por aire

Fuente: adaptado de (Cao, 2010)

Paso 2. Determinación de la temperatura media del etanol (\bar{T}):

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

Paso 3. Búsqueda de las siguientes propiedades físicas del etanol a la temperatura media determinada en el Paso 2.

Tabla 1. Propiedades físicas requeridas del etanol a la temperatura media calculada en el Paso 2.

Propiedad	Símbolo	Unidades
Densidad	ρ_{et}	kg/m^3
Viscosidad	μ_{et}	Pa.s
Conductividad térmica	k_{et}	W/m.K
Calor específico	$C_{p_{et}}$	J/kg.K
Resistencia de ensuciamiento	R_{et}	$\text{m}^2.\text{K/W}$

Fuente: Elaboración propia

Paso 4. Búsqueda de las siguientes propiedades físicas del aire a la temperatura de entrada al equipo (t_1):

Tabla 2. Propiedades físicas requeridas del aire a la temperatura de entrada al equipo.

Propiedad	Símbolo	Unidades
Viscosidad	μ_{aire}	Pa.s
Conductividad térmica	k_{aire}	W/m.K
Calor específico	$C_{p_{\text{aire}}}$	J/kg.K

Fuente: Elaboración propia

Paso 5. Cálculo de la carga de calor o calor intercambiado (Q):

$$Q = m_{et} \cdot C_{p_{et}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (2)$$

Paso 6. Suposición del coeficiente global de transferencia de calor [$U_{(a)}$]

Paso 7. Cálculo del parámetro Z:

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (3)$$

Paso 8. Determinación del número de filas de los tubos (n_f) en función del parámetro Z determinado en el Paso 7.

Paso 9. Determinación de la velocidad frontal (v_F) en función del parámetro Z determinado en el Paso 7.

Paso 10. Suposición de la temperatura de salida del aire [$t_{2(a)}$].

Paso 11. Determinación del caudal de aire (m_{aire}):

$$m_{\text{aire}} = \frac{Q}{C_{p_{\text{aire}}} \cdot (t_{2(a)} - t_1)} \quad (4)$$

Paso 12. Cálculo de la densidad del aire a la temperatura de entrada [$\rho_{\text{aire}(1)}$]:

$$\rho_{\text{aire}(1)} = \frac{M_{\text{aire}} \cdot p_{\text{aire}}}{R \cdot t_1} \quad (5)$$

Dónde:

- $M_{\text{aire}} = 29 \text{ kg/kmol}$
- $p_{\text{aire}} = 1 \text{ atm}$
- R – Constante de los gases ideales = $0,0821 \text{ atm.m}^3/\text{kmol.K}$
- $t_1 = 298,15 \text{ K}$

Paso 13. Cálculo del área frontal (a_F):

$$a_F = \frac{m_{aire}}{v_F \cdot \rho_{aire(1)}} \quad (6)$$

Paso 14. Cálculo del ancho o amplitud del equipo (A_e):

$$A_e = \frac{a_F}{L_t} \quad (7)$$

Paso 15. Cálculo de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT):

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_{2(a)}) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_{2(a)})}{(T_2 - t_1)}} \quad (8)$$

Paso 16. Área de transferencia de calor (A):

$$A = \frac{Q}{U_{(a)} \cdot MLDT} \quad (9)$$

Paso 17. Cálculo del número de tubos requeridos (N_t):

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot L_t} \quad (10)$$

Paso 18. Cálculo del número de tubos por fila (n_{tf}):

$$n_{tf} = \frac{N_t}{n_f} \quad (11)$$

Paso 19. Verificación del ancho o amplitud del equipo (A'_e):

$$A'_e = S_T \cdot n_{tf} \quad (12)$$

Donde se considera que $S_T = P_t$

Si se cumple que $A_{eq} > A'_e$, entonces se continúa directamente con el diseño detallado. En caso contrario, se aplican los pasos 20 – 22.

Paso 20. Corrección del flujo de aire (m_{aire}):

$$m_{aire} = v_F \cdot \rho_{aire(1)} \cdot A'_{eq} \cdot L_t \quad (13)$$

Paso 21. Cálculo de la temperatura de salida del aire (t_2):

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{m'_{aire} \cdot Cp_{aire}} \quad (14)$$

Paso 22. Cálculo de la MLDT corregida (MLDT):

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (15)$$

Diseño detallado

Paso 23. Definición de los parámetros determinados durante el diseño preliminar:

1. Número de tubos requeridos (N_t)
2. Número de tubos por fila (n_{tf})
3. Número de filas de tubos (n_f)
4. Ancho del equipo (A_{eq}).
5. Caudal masico de aire (m_{aire}).
6. Temperatura de salida del aire (t_2).
7. Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT)

Paso 24. Determinación de los parámetros R y S:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (16)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (17)$$

Paso 25. Determinación del parámetro Px:

$$Px = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/Nc}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/Nc}} \quad (18)$$

Donde Nc - Número de pases por la coraza = 1

Paso 26. Determinación del factor de corrección de temperatura (F_t):

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \left[\frac{(1 - Px)}{(1 - R \cdot Px)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{Px} \right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{Px} \right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (19)$$

Paso 27. Determinación de la diferencia verdadera de temperatura (Δt):

$$\Delta t = MLDT \cdot F_t \quad (20)$$

Paso 28. Cálculo del área de flujo del etanol dentro de los tubos (a_{et}):

$$a_{et} = \frac{N_t \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right)}{n_t} \quad (21)$$

Paso 29. Cálculo de la velocidad del etanol dentro de los tubos (v_{et}):

$$v_{et} = \frac{m_{et}}{a_{et} \cdot \rho_{et}} \quad (22)$$

Paso 30. Cálculo del número de Reynolds del etanol (Re_{et}):

$$Re_{et} = \frac{d_i \cdot v_{et} \cdot \rho_{et}}{\mu_{et}} \quad (23)$$

Paso 31. Determinación del número de Prandtl del etanol (Pr_{et}):

$$Pr_{et} = \frac{Cp_{et} \cdot \mu_{et}}{k_{et}} \quad (24)$$

Paso 32. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol (h_{et}):

- Régimen laminar ($Re_t < 2100$):

$$h_{et} = 1,86 \cdot \frac{k_{et}}{d_i} \cdot \left(\frac{Re_{et} \cdot Pr_{et}}{\frac{L_t}{d_i}} \right)^{0,33} \quad (25)$$

Válida para:

$$0,48 < Pr_t < 16\ 700$$

- Régimen de transición ($2100 \leq Re_t \leq 10000$):

$$h_{et} = Cp_{et} \cdot \rho_{et} \cdot v_{et} \cdot 0,116 \cdot \left(\frac{Re_{et}^{0,66} - 125}{Re_{et}} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0,66} \right] \cdot Pr_{et}^{-0,66} \quad (26)$$

- Régimen turbulento ($Re_t > 10\ 000$):

$$h_{et} = \frac{k_{et}}{d_i} \cdot C \cdot \text{Re}_{et}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{et}^{0,33} \quad (27)$$

Dónde:

C = 0,021 para gases

= 0,023 para líquidos no viscosos

= 0,027 para líquidos viscosos

Válida para:

$0,7 \leq \text{Pr}_{et} < 16\ 700$

Paso 33. Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol con respecto a la superficie externa del tubo [$h_{et(0)}$]:

$$h_{et(0)} = h_{et} \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (28)$$

Paso 34. Cálculo del área del tubo plano por metro de tubo (A_p):

$$A_p = \pi \cdot d_e \quad (29)$$

Paso 35. Cálculo de la superficie del tubo desnudo por metro de tubo (A_D):

$$A_D = A_p \cdot (1 - e_{al} \cdot N_{al}) \quad (30)$$

Paso 36. Determinación del diámetro del tubo aleteado (D_{al}):

$$D_{al} = d_e + 2 \cdot H_{al} \quad (31)$$

Paso 37. Determinación de la superficie de la aleta por metro de tubo (A_{al}):

$$A_{al} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_{al} \cdot (D_{al}^2 - d_e^2)}{4} \quad (32)$$

Paso 38. Determinación del perímetro proyectado (P_p):

$$P_p = 2 \cdot (D_{al} - d_e) \cdot N_{al} + 2 \cdot (1 - e_{al} \cdot N_{al}) \quad (33)$$

Paso 39. Cálculo del diámetro equivalente para la transferencia de calor (D_{eq}):

$$D_{eq} = \frac{2 \cdot (A_{al} + A_D)}{\pi \cdot P_p} \quad (34)$$

Paso 40. Cálculo del área para el flujo de aire (a_{aire}):

$$a_{aire} = A_e \cdot L_t - n_{ff} \cdot L_t \cdot [d_e + N_{al} \cdot (D_{al} - d_e) \cdot e_{al}] \quad (35)$$

Paso 41. Cálculo del número de Reynolds del aire para la transferencia de calor [Re_{aire}]:

$$Re_{aire} = \frac{D_{eq} \cdot m_{aire}}{a_{aire} \cdot \mu_{aire}} \quad (36)$$

Paso 42. Determinación del factor J:

$$J = 0,0959 \cdot Re_{aire}^{0,718} \quad (37)$$

Paso 43. Cálculo del número de Prandtl del aire (Pr_{aire}):

$$Pr_{aire} = \frac{Cp_{aire} \cdot \mu_{aire}}{k_{aire}} \quad (38)$$

Paso 44. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del aire para el tubo y las aletas (h_{aire}):

$$h_{aire} = J \cdot \left(\frac{k_{aire}}{D_{eq}} \right) \cdot Pr_{aire}^{0,33} \quad (39)$$

Paso 45. Cálculo del parámetro m:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{aire}}{k_{al} \cdot e_{al}}} \quad (40)$$

Donde k_{al} – Conductividad térmica del material metálico de las aletas = 200 W/m.K (Cao, 2010).

Paso 46. Determinación del parámetro H:

$$H = \frac{D_{al} - d_e}{2} \quad (41)$$

Paso 47. Cálculo del parámetro Y:

$$Y = \left(H + \frac{e_{al}}{2} \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D_{al}}{d_e} \right) \quad (42)$$

Paso 48. Cálculo de la eficiencia de la aleta (Ω):

$$\Omega = \frac{\tanh(mY)}{mY} \quad (43)$$

Paso 49. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del aire corregido para la eficiencia de la aleta referido al área plana del tubo [$h_{aire(0)}$]:

$$h_{aire(0)} = \frac{h_{aire} \cdot (A_D + \Omega \cdot A_{al})}{A_p} \quad (44)$$

Paso 50. Cálculo de la resistencia de ensuciamiento del etanol corregida para la relación de diámetros interno/externo [R'_{et}]:

$$R'_{et} = R_{et} \cdot \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \quad (45)$$

Paso 51. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{et(0)}} + \frac{1}{h_{aire(0)}} + R'_{et}} \quad (46)$$

Paso 52. Cálculo del área proyectada por los ventiladores (a_v):

$$a_v = n_v \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad (47)$$

Paso 53. Cálculo de la relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ):

$$\phi = \frac{a_v}{a_F} \cdot 100 \quad (48)$$

Se debe cumplir que $\phi \geq 40$ % para que el diseño sea efectivo y obtener así una distribución uniforme (Cao, 2010).

Caída de presión

- Etanol

Paso 54. Cálculo del factor de fricción del etanol (f_{et}):

$$f_{et} = 1,2 \cdot \left(0,0014 + \frac{0,125}{\text{Re}_{et}^{0,32}} \right) \quad (49)$$

Paso 55. Determinación de la caída de presión debido al paso del etanol por los tubos del enfriador (Δp_t):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_{et} \cdot n_t \cdot \frac{L_t}{d_i} \cdot \rho_{et} \cdot \frac{v_{et}^2}{2} \quad (50)$$

Paso 56. Cálculo de la caída de presión debido al paso del etanol un paso hacia otro (Δp_n):

$$\Delta p_n = \frac{4 \cdot n_t \cdot \rho_{et} \cdot v_{et}^2}{2} \quad (51)$$

Paso 57. Cálculo de la caída de presión total del etanol en el enfriador por aire (Δp_{et}):

$$\Delta p_{et} = \Delta p_t + \Delta p_n \quad (52)$$

- Aire

Paso 58. Cálculo del volumen libre neto (V_{LN}):

$$V_{LN} = A_e \cdot L_t \cdot S_F - n_{tf} \cdot \pi \cdot \frac{d_e^2}{4} \cdot L_t - N_{al} \cdot n_{tf} \cdot L_t \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{al}^2 - d_e^2}{4} \right) \cdot e_{al} \quad (53)$$

Paso 59. Cálculo del diámetro equivalente por fricción (D'_{eq}):

$$D'_{eq} = \frac{4 \cdot V_{LN}}{L_t \cdot n_{tf} \cdot (A_{al} + A_p)} \quad (54)$$

Paso 60. Cálculo del número de Reynolds del aire por fricción (Re'_{aire}):

$$Re'_{aire} = \frac{D'_{eq} \cdot m_{aire}}{a_{aire} \cdot \mu_{aire}} \quad (55)$$

Paso 61. Cálculo del factor de fricción para el aire (f_{aire}):

$$f_{aire} = 1,276 \cdot Re'_{aire}{}^{-0,14} \quad (56)$$

Paso 62. Cálculo de la temperatura media del aire en el equipo (\bar{t}):

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (57)$$

Paso 63. Determinación de la densidad del aire a la temperatura media determinada en el paso 62 ($\bar{\rho}_{aire}$):

$$\bar{\rho}_{aire} = \frac{M_{aire} \cdot P_{aire}}{R \cdot (\bar{t} + 273,15)} \quad (58)$$

Paso 64. Cálculo de la velocidad másica superficial del aire (G_{aire}):

$$G_{aire} = \frac{m_{aire}}{a_{aire}} \quad (59)$$

Paso 65. Determinación de la caída de presión total del aire a través del equipo (Δp_{aire}):

$$\Delta p_{aire} = \frac{f_{aire} \cdot G_{aire}^2 \cdot n_f \cdot S_F}{2 \cdot \bar{\rho}_{aire} \cdot D'_{eq}} \cdot \left(\frac{D'_{eq}}{S_T} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0,6} \quad (60)$$

Donde se considera que $S_T = S_L = P_t$ (Cao, 2010).

Potencia del motor

Paso 66. Determinación de la velocidad del aire en el ventilador (v_{aire}):

$$v_{aire} = \frac{m_{aire}}{2 \cdot \rho_{aire(1)} \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4}} \quad (61)$$

Paso 67. Determinación de la presión que deberá ser desarrollada por los ventiladores (P_v):

$$P_v = \Delta p_{aire} + \frac{\rho_{aire(1)} \cdot v_{aire}^2}{2} \quad (62)$$

Paso 68. Cálculo del caudal volumétrico de aire en cada ventilador (q_{aire}):

$$q_{aire} = \frac{m_{aire}}{n_v \cdot \rho_{aire(1)}} \quad (63)$$

Paso 69. Cálculo de la potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m):

$$P_m = \frac{q_{aire} \cdot P_v}{\zeta_v \cdot \zeta_m} \quad (64)$$

2.3. Estudio de sensibilidad

Se efectuó un estudio de sensibilidad para determinar la influencia que presenta el incremento de dos variables: 1) temperatura de entrada del aire ambiente (t_1) y temperatura de alimentación del etanol (T_1) sobre tres parámetros de importancia: 1) Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ); 2) Caída de presión del etanol (Δp_{et}); y 3) Potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m). En este caso la temperatura de entrada del aire ambiente se varió entre 10 – 35 °C, mientras que la temperatura de alimentación del etanol se modificó entre 70 – 90 °C.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación, se muestran los resultados obtenidos durante el cálculo de los diferentes parámetros incluidos en la metodología de diseño del enfriador por aire de tiro inducido.

3.1. Diseño preliminar

Paso 1. Definición de los datos iniciales:

La Tabla 3 expone una recopilación de los datos iniciales expresados en la definición del problema (paso 1).

Tabla 3. Parámetros iniciales definidos en el paso 1.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Temperatura de entrada etanol	T_1	80	°C
Temperatura de salida etanol	T_2	45	°C
Temperatura de entrada del aire	t_1	25	°C
Caudal másico de etanol	m_{et}	4,17	kg/s
Arreglo de los tubos	-	Triangular	-
Paso de los tubos	P_t	0,06032	m
Longitud máxima de los tubos	L_t	5	m
Diámetro interior de los tubos	d_i	0,01930	m
Diámetro exterior de los tubos	d_e	0,02540	m
Altura de las aletas	H_{al}	0,015875	m
Espesor de las aletas	e_{al}	0,000381	m
Número de aletas por metro	N_{al}	394	-
Caída de presión permisible para el etanol	$\Delta p_{(p)et}$	10	kPa
Número de ventiladores	n_v	2	-
Diámetro del ventilador	D_v	1,5	m
Eficiencia del ventilador	ζ_v	0,75	-
Eficiencia del motor	ζ_m	0,95	-
Parámetro S_F	S_F	0,05223	m
Número de pases por los tubos	n_t	2	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 2: Temperatura media del etanol:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{80 + 45}{2} = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (65)$$

Paso 3. Propiedades físicas del etanol a la temperatura media $\bar{T} = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Según (Perry & Green, 2008), el etanol presenta los siguientes valores de las propiedades físicas a la temperatura media (\bar{T}) determinada en el paso anterior (Tabla 4).

Tabla 4. Propiedades físicas del etanol a la temperatura media $\bar{T} = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidades
Densidad	ρ_{et}	750,75	kg/m ³
Viscosidad	μ_{et}	0,000561	Pa.s
Conductividad térmica	k_{et}	0,158	W/m.K
Calor específico	$C_{p_{et}}$	2809,84	J/kg.K
Resistencia de ensuciamiento	R_{et}	0,0002	m ² .K/W

Fuente: Elaboración propia

Paso 4. Propiedades físicas del aire a la temperatura de entrada al equipo (t_1):

Según (Mijeev & Mijeeva, 1979), el aire presenta las siguientes propiedades físicas a $t_1 = 25\text{ °C}$ (Tabla 5).

Tabla 5. Propiedades físicas del aire a la temperatura de entrada al enfriador ($t_1 = 25\text{ °C}$).

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidades
Viscosidad	μ_{aire}	0,0000183	Pa.s
Conductividad térmica	k_{aire}	0,0263	W/m.K
Calor específico	$C_{p\text{aire}}$	1005	J/kg.K

Fuente: Elaboración propia

Paso 5. Calor intercambiado (Q):

$$Q = m_{et} \cdot C_{p_{et}} \cdot (T_1 - T_2) = 410\,096,15\text{ W} \quad (66)$$

Paso 6. Suposición del coeficiente global de transferencia de calor:

Según (Cao, 2010), para las condiciones de operación establecidas en este proyecto se tiene un valor del coeficiente global de transferencia de calor [$U_{(a)}$] de $600\text{ W/m}^2\text{.K}$.

Paso 7. Cálculo del parámetro Z:

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = 0,636 \quad (67)$$

Paso 8. Número de filas de tubos (n_f) en función del parámetro Z:

De acuerdo con (Cao, 2010), para un valor de $Z = 0,636$ se tiene un resultado del número de filas de tubos (n_f) de 6.

Paso 9. Velocidad frontal (v_F) en función del parámetro Z:

Conforme con (Cao, 2010), para un valor de $Z = 0,636$ se tiene un resultado de v_F de $2,8\text{ m/s}$.

Paso 10. Suposición de la temperatura de salida del aire:

Se asume una temperatura de salida del aire [$t_{2(a)}$] de 40 °C .

La Tabla 6 describe los resultados de los parámetros determinados en los pasos 11-19.

Tabla 6. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 11-19.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
11	Caudal de aire	m_{aire}	27,20	kg/s
12	Densidad del aire a la temperatura de entrada	$\rho_{\text{aire}(1)}$	1,185	kg/m ³
13	Área frontal	a_F	8,19	m ²
14	Ancho o amplitud del equipo	A_e	1,64	m
15	Media logarítmica de la diferencia de temperatura	MLDT	28,85	°C

16	Área de transferencia de calor	A	23,69	m ²
17	Número de tubos	N _t	60	-
18	Número de tubos por fila	n _{tf}	10	-
19	Verificación del ancho o amplitud del equipo	A _e	0,60	m

Fuente: Elaboración propia

Como se cumple la condición de que $A_e > A'_e$ ($1,64 > 0,60$) entonces se continúa directamente con el diseño detallado.

3.2. Diseño detallado

Paso 23. Definición de los parámetros determinados durante el diseño preliminar:

1. Número de tubos requeridos (N_t) = 60
2. Número de tubos por fila (n_{tf}) = 10
3. Número de filas de tubos (n_f) = 6
4. Ancho del equipo (A_e) = 1,64 m
5. Caudal masico de aire (m_{aire}) = 27,20 kg/s.
6. Temperatura de salida del aire (t_2) = 40 °C
7. Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT) = 28,85 °C.

La siguiente tabla (Tabla 7) presenta los resultados de los parámetros determinados en los pasos 24-31.

Tabla 7. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 24-31.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
24	Parámetro R	R	2,33	-
	Parámetro S	S	0,27	-
25	Parámetro Px	Px	0,27	-
26	Factor de corrección de temperatura	F _t	0,88	-
27	Diferencia verdadera de temperatura	Δt	25,38	°C
28	Área de flujo del etanol dentro de los tubos	a _{et}	0,0088	m ²
29	Velocidad del etanol dentro de los tubos	v _{et}	0,63	m/s
30	Número de Reynolds del etanol	Re _{et}	16 271,60	-
31	Número de Prandtl del etanol	Pr _{et}	9,98	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 32. Coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol (h_{et}):

Como el etanol fluye bajo régimen de flujo turbulento, ya que se cumple que $Re_{et} > 10\ 000$, entonces se hará uso de la ecuación (27). De esta manera:

$$h_{et} = \frac{k_{et}}{d_i} \cdot 0,023 \cdot Re_{et}^{0,8} \cdot Pr_{et}^{0,33} = 943,12 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (68)$$

La Tabla 8 expone los resultados obtenidos de los parámetros incluidos en los pasos 33-53.

Tabla 8. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 33-53.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
33	Coeficiente pelicular del transferencia de calor del etanol corregido con respecto a las superficie externa	$h_{et(0)}$	716,62	W/m ² .K

	del tubo			
34	Área del tubo plano por metro de tubo	A_p	0,0798	m ² /m
35	Superficie del tubo desnudo por metro de tubo	A_D	0,0678	m ² /m
36	Diámetro del tubo aleteado	D_{al}	0,0572	m
37	Superficie de la aleta	A_{al}	1,6237	m ² /m
38	Perímetro proyectado	P_p	26,76	m
39	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	D_{eq}	0,0403	m
40	Área para el flujo de aire	a_{aire}	6,69	m ²
41	Número de Reynolds del aire para la transferencia de calor	Re_{aire}	8 953,58	-
42	Factor J	J	65,97	-
43	Número de Prandtl del aire	Pr_{aire}	0,699	-
44	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del aire para el tubo y las aletas	h_{aire}	38,25	W/m ² .K
45	Parámetro m	m	31,68	-
46	Parámetro H	H	0,0159	-
47	Parámetro Y	Y	0,0207	-
48	Eficiencia de la aleta	Ω	0,8776	-
49	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del aire corregido para la eficiencia de la aleta y referido al área plana del tubo	$h_{aire(0)}$	715,51	W/m ² .K
50	Resistencia de ensuciamiento del etanol corregida para la relación de diámetros interno/externo	R'_{et}	0,00026	m ² .K/W
51	Coefficiente global de transferencia de calor	U	327,59	W/m ² .K
52	Área proyectada por los ventiladores	a_v	3,53	m ²
53	Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal	ϕ	43,13	%

Fuente: Elaboración propia

El equipo tendrá un ancho de 1,64 m, una cantidad de tubos igual a 60, un número de filas de tubos de 6, y un número de tubos por fila de 10. El coeficiente pelicular de transferencia de calor del etanol alcanzó un valor de 943,12 W/m².K. Se obtuvo una eficiencia de la aleta de 0,8776, un coeficiente pelicular de transferencia de calor para el aire, corregido para la eficiencia de la aleta y referido al área plana del tubo, de 715,51 W/m².K, y un coeficiente global de transferencia de calor calculado de 327,59 W/m².K, el cual es un 45,4 % menor que el asumido en el Paso 6 (600 W/m².K). Por último, el parámetro relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ) tuvo un valor de 43,13 %, el cual es superior al 40 % por lo que se concluye que el diseño es efectivo, obteniéndose así una distribución uniforme en el enfriador (Cao, 2010).

3.3. Caída de presión

La Tabla 9 describe los valores de los parámetros determinados en los pasos 54-65, relacionados con la determinación de las caídas de presión de tanto el etanol como el aire.

Tabla 9. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 54-65.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Etanol				
54	Factor de fricción del etanol en los tubos	f_{et}	0,0084	-
55	Caída de presión debido al paso del etanol por los tubos del enfriador	Δp_t	2593,75	Pa
56	caída de presión Debido al paso del etanol un paso hacia otro	Δp_n	1191,89	Pa

57	Caída de presión total del etanol en el enfriador por aire	Δp_{et}	3785,64	Pa
	Aire			
58	Volumen libre neto	V_{LN}	0,3875	m ³
59	Diámetro equivalente por fricción	D_{eq}^*	0,0182	m
60	Número de Reynolds del aire por fricción	Re_{aire}^*	4044,44	-
61	Factor de fricción para el aire	f_{aire}	0,399	-
62	Temperatura media del aire en el equipo	\bar{t}	32,50	°C
63	Densidad del aire a la temperatura media	$\bar{\rho}_{aire}$	1,156	kg/m ³
64	Velocidad másica superficial del aire	G_{aire}	4,07	kg/m ² .s
65	Caída de presión del aire a través del equipo	Δp_{aire}	30,48	Pa

Fuente: Elaboración propia

La caída de presión total del etanol por los tubos del enfriador alcanzó un valor de 3 785,64 Pa, el cual es inferior a la caída de presión permisible establecida para esta corriente (10 000 Pa). Por su parte, el aire presentó una caída de presión de 30,48 Pa.

3.4. Potencia del motor

La Tabla 10 presenta los resultados de los parámetros determinados en los pasos 66-69, correspondientes a la determinación de la potencia que deberá consumir cada motor acoplado a cada uno de los ventiladores.

Tabla 10. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 66-69.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
66	Velocidad del aire en el ventilador	v_{aire}	6,49	m/s
67	Presión que deberá ser desarrollada por los ventiladores	P_v	55,44	Pa
68	Caudal volumétrico de aire en los ventiladores	q_{aire}	11,48	m ³ /s
69	Potencia del motor acoplado a cada ventilador	P_m	897	W

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con los resultados mostrados en la Tabla 8, cada uno de los dos motores utilizados para hacer funcionar a los dos ventiladores consume una potencia de 897 W. También se puede observar que los dos ventiladores son capaces de procesar 11,48 m³/s de aire.

3.5. Estudio de sensibilidad

La Figura 3 muestra los resultados obtenidos al determinar la influencia que presenta el incremento de la temperatura de entrada del aire ambiente (t_1) sobre los tres parámetros de diseño evaluados, esto es: 1) Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ); 2) Caída de presión total del etanol (Δp_{et}); y 3) Potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m). La Figura 4 expresa, por su parte, el efecto que presenta un incremento de la temperatura de alimentación del etanol (T_1) sobre los tres parámetros de diseño descritos con anterioridad.

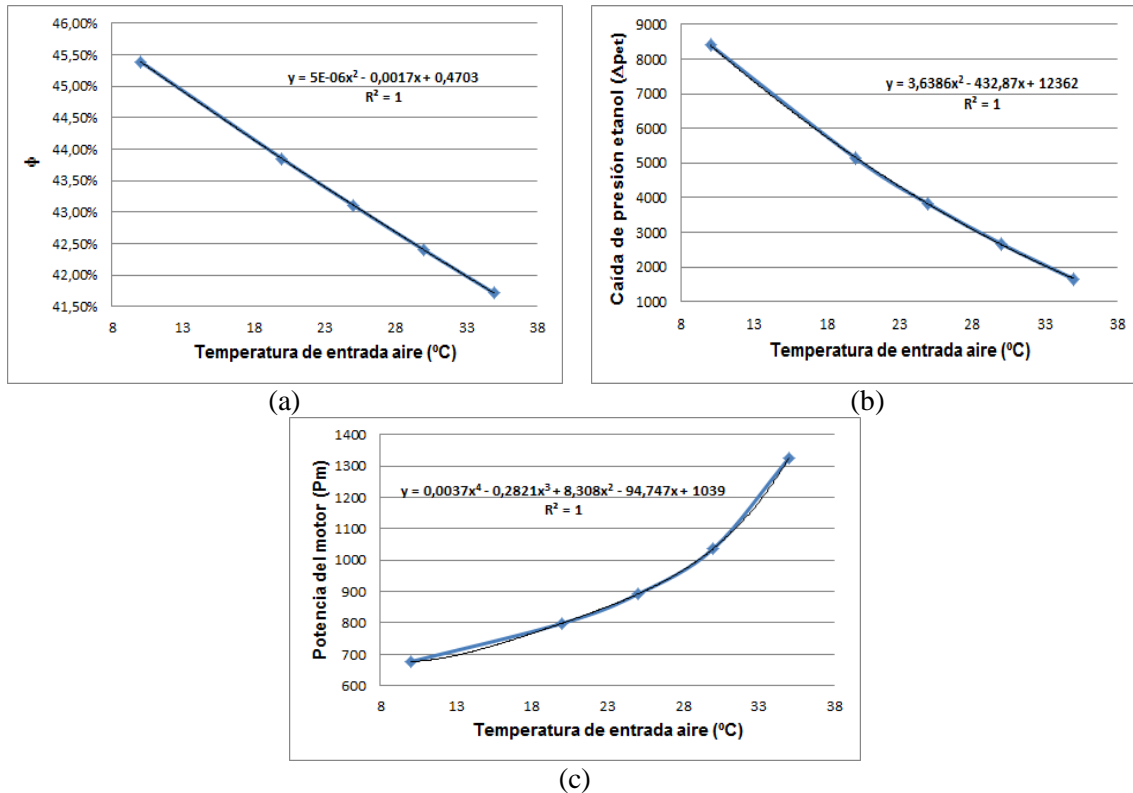


Figura 3. Influencia del incremento de la temperatura de entrada del aire ambiente sobre tres parámetros de diseño del equipo. (a) Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ). (b) Caída de presión total del etanol (Δp_{et}). (c) Potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m).
Fuente: Elaboración propia

Según se puede observar en la Figura 3, tanto el parámetro ϕ como la caída de presión del etanol disminuyen a medida que aumenta la temperatura de entrada del aire ambiente (t_1), mientras que la potencia del motor se incrementa. Vale destacar que aún a una temperatura de 35 °C el valor del parámetro ϕ se mantiene por encima del 40 %, lo cual denota que el aire puede alcanzar esta temperatura y el diseño del equipo puede seguir siendo efectivo.

En el caso de la caída de presión del etanol, esta disminuye ya que con un incremento de t_1 disminuye el valor de la MLDT [ecuación (8)], incrementándose tanto el área de transferencia de calor necesaria (A) [ec. (9)] como el número de tubos requeridos (N_t) [ec. (10)]. Lo anterior provoca que el área de flujo del etanol dentro de los tubos (a_{et}) aumente [ec. (21)] para entonces disminuir la velocidad del etanol dentro de los tubos (v_{et}) [ec. (22)] y, con ello, disminuya tanto la caída de presión debido al paso del etanol por los tubos del enfriador (Δp_i) [ec. (50)] como la caída de presión debido al paso del etanol un paso hacia otro (Δp_n) [ec. (51)], para obtener al final una disminución de la caída de presión total del etanol. Vale destacar que aún para un valor límite de t_1 de 10 °C la caída de presión total del etanol obtenida para esta temperatura (8 402,39 Pa) no supera la caída de presión permisible establecida por el proceso (10 000 Pa).

Con respecto al incremento que experimenta la potencia de cada motor acoplado a los ventiladores con un aumento de t_1 , esto se debe a que la densidad del aire se reduce a medida que t_1 aumenta [ec. (5)], lo cual incrementa la velocidad del aire en el ventilador (v_{aire}) [ec. (61)], la presión que deberán desarrollar los ventiladores (P_v) [ec. (62)], y el caudal volumétrico de aire de cada ventilador (q_{aire}) [ec. (63)], por lo que también aumentará la potencia del motor de cada ventilador (P_m) [ec. (64)]. Es decir, mientras más caliente sea el aire de entrada, mayor potencia tendrá el motor acoplado al ventilador.

De esta manera se sugiere operar a la menor temperatura posible del aire de entrada, para que la caída de presión total del etanol se mantenga dentro del valor establecido y también para que la potencia del motor acoplado al ventilador tenga el menor valor posible y, con ello, el equipo diseñado consuma la menor cantidad de energía eléctrica posible.

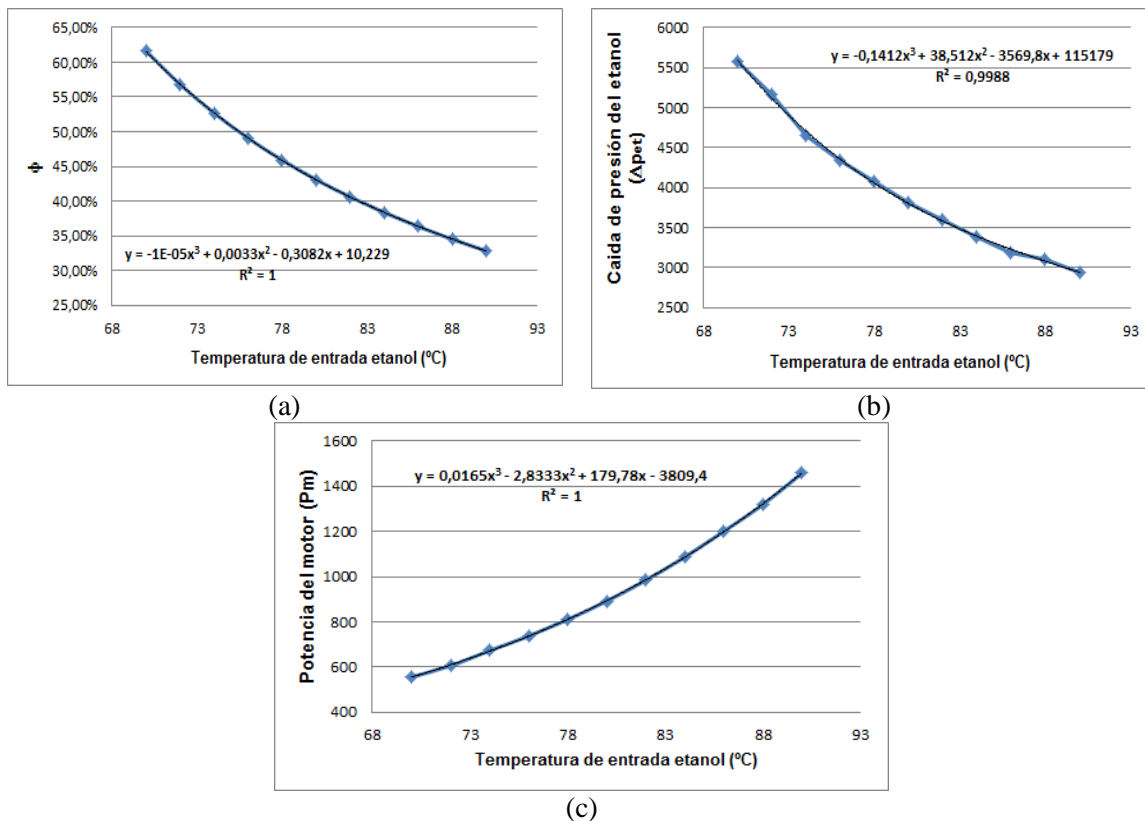


Figura 4. Influencia del incremento de la temperatura de alimentación del etanol sobre tres parámetros de diseño del equipo. (a) Relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ). (b) Caída de presión total del etanol (Δp_{et}). (c) Potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m).
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con la Figura 4, el incremento de la temperatura de alimentación del etanol (T_1) reduce tanto el parámetro ϕ como la caída de presión total del etanol, e incrementa la potencia del motor acoplado al ventilador. En el caso de la Figura 4a), se puede observar que a partir de los 84 °C de temperatura el parámetro ϕ comienza a presentar un valor por debajo del 40 %, lo cual indica que el diseño del equipo comienza a ser inefectivo a partir de esta temperatura.

Con relación a la Figura 4c), el aumento de T_1 incrementa la potencia del motor debido a que aumenta la carga de calor intercambiado (Q) [ec. (2)] y, con ello, el caudal másico de aire (m_{aire}) requerido para cumplir con el servicio de transferencia de calor demandado [ec. (4)]. El incremento de m_{aire} aumenta la velocidad del aire en el ventilador (v_{aire}) [ec. (61)], y esto incrementa, a su vez, la presión que deberá ser desarrollada por los ventiladores (P_v) [ec. (62)], lo cual posibilita que aumente finalmente la potencia del motor acoplado a cada ventilador (P_m) [ec. (64)].

De acuerdo con los resultados obtenidos, se recomienda que la temperatura de alimentación del etanol al equipo se mantenga, en lo posible, en el valor establecido por el proceso (80 °C) para el parámetro ϕ se mantenga superior al 40 %, y la potencia del motor no se incremente hasta alcanzar valores prohibidamente elevados.

4. CONCLUSIONES

El enfriador por aire diseñado tendrá ancho de 1,64 m, un número de tubos requeridos igual a 60, una cantidad de tubos igual a 60, un número de filas de tubos de 6, y un número de tubos por fila de 10.

El etanol fluirá por dentro del tubos bajo régimen turbulento, ya que el número de Reynolds calculado para este fluido (Re_{et}) es superior a 10 000 (16 271,60), mientras que se obtuvo una eficiencia de la aleta de 0,8776.

Se obtuvo un valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor de 716,62 W/m².K y 715,51 W/m².K para el etanol y el aire, respectivamente, para obtener un resultado del coeficiente global de transferencia de calor calculado de 327,59 W/m².K, el cual es 45,4 % menor que el asumido (600 W/m².K).

Se obtuvo un valor del parámetro relación porcentual entre el área proyectada por los ventiladores y el área frontal (ϕ) de 43,13 %, el cual es superior al 40 % por lo que el diseño realizado es efectivo, obteniéndose así una distribución uniforme en el enfriador.

La caída de presión total del etanol por los tubos del enfriador alcanzó un valor de 3 785,64 Pa, el cual es inferior a la caída de presión permisible establecida para esta corriente (10 000 Pa).

Cada uno de los dos motores utilizados para hacer funcionar los dos ventiladores consume una potencia de 897 W.

Se recomienda operar a la menor temperatura posible para el aire de entrada, con el fin de reducir la potencia del motor acoplado al ventilador, y para que el parámetro ϕ se mantenga por encima del 40 %.

Se aconseja que la temperatura de alimentación del etanol al equipo se conserve en el valor establecido por el proceso (80 °C) para que el parámetro ϕ se mantenga superior al 40 %, y no se incremente la potencia del motor hasta alcanzar un valor muy elevado.

REFERENCIAS

- Amercool. (2007). Basics of Air Cooled Heat Exchangers. Tulsa, Oklahoma, USA: Amercool Manufacturing Inc.
- Boes, S. (2017). Improve Air-Cooled Heat Exchanger Performance. Chemical Engineering Progress, January 2017, 1-7.
- Cao, E. (2010). Heat transfer in process engineering. New York: The McGraw-Hill.
- Elmetenani, S., Yousfi, M. L., Merabeti, L., Belgroun, Z., and Chikouche, A. (2011). Investigation of an evaporative air cooler using solar energy under Algerian climate. Energy Procedia, 6, 573–582. doi:10.1016/j.egypro.2011.05.066.
- Giammaruti, R. (2004). Performance Improvement to Existing Air-Cooled Heat Exchangers. Cooling Technology Institute Annual Conference, Houston, Texas, USA.
- GPSA. (2004). Air-Cooled Exchangers. Engineering Data Book (12th ed.). Tulsa, Oklahoma, USA: Gas Processors Suppliers Association.
- Hudson. (2007). The Basics of Air-Cooled Heat Exchangers. Texas, USA: Hudson Products Corporation.

Kröger, D. G. (2004). Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. Thermal-flow Performance Evaluation and Design. (Doctor of Engineering Thesis), University of Stellenbosch, Stellenbosch, South Africa.

Laval, A. (2018). Intercambiadores de calor por aire. Lund, Suecia: Alfa Laval.

Lu, Y., Guan, Z., Hooman, K., and Parulekar, P. S. (2017). An Investigation on Cooling Performance of Air-Cooled Heat Exchangers Used in Coal Seam Gas Production. *Heat Transfer Engineering*, 38 (11-12), 1073-1088. doi: 10.1080/01457632.2016.1217039.

Mijeev, M. A., y Mijeeva, I. M. (1979). Fundamentos de termo-transferencia. Moscú: Editorial Mir.

Mukherjee, R. (1997). Effectively Design Air-Cooled Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress*, February 1997, 26-47.

Mustafa, A. T., and Jasim, H. S. (2018). Performance evaluation of a developed evaporative air cooler with solar irradiance effect. *International Journal of Engineering & Technology*, 7 (4), 4785-4791. doi: 10.14419/ijet.v7i4.14033.

Perry, R. H., and Green, D. W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (8th ed.). New York, USA: McGraw-Hill.

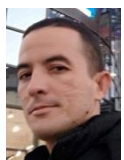
Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook* (2nd ed.). Boca Ratón, FL, USA: CRC Press.

Yousif, H., and Hussain, A. (2012). Optimum Design of Evaporative Air Cooler. *Journal of Kerbala University*, 10 (2), 287-299.

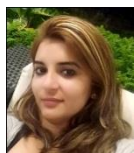
SEMBLANZA DE LOS AUTORES



Amaury Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Trabaja en líneas de investigación vinculadas fundamentalmente con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, simulación y optimización de procesos y operaciones de la industria química mediante el empleo de simuladores, y la evaluación técnico-económica de procesos y plantas biotecnológicas.



Yosdany Hernández González: Obtuvo el grado de Ingeniero Mecánico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2007. Actualmente se desempeña profesionalmente como Especialista A en la Empresa de Ingeniería y Proyectos Azucareros UEB Centro Este, de la ciudad de Camagüey, Cuba, específicamente en la especialidad termoenergética. Trabaja en líneas de investigación relacionadas fundamentalmente con la evaluación de sistemas termoenergéticos de fábricas de azúcar, así como también la modelación, simulación y diseño en 3D de operaciones, procesos y sistemas de la industria azucarera, mediante la aplicación de software tales como CADWork®, CAESARII® y SOLIDWORKS®.



Elizabeth Ranero González. Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba. Se desempeña profesionalmente como Profesor Instructor en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos y procesos de transferencia de calor y masa, evaluación termodinámica de procesos químicos, y la simulación de procesos y sistemas biotecnológicos.



Eddy Javier Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba. Se desempeña profesionalmente en la Empresa de Servicios Automotores S.A., en el Departamento de Dirección Comercial. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño, evaluación y/o operación de equipos de transferencia de calor y masa, así como también la simulación de procesos petroquímicos y biotecnológicos.