

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BIOSISTEMAS

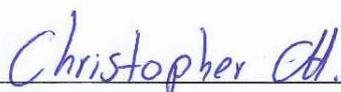
*“Evaluación del sistema de transferencia de calor para el aire de secado del café en el
Beneficio Central de Coopetarrazú”*

Trabajo Final de Graduación presentado ante la Escuela de Ingeniería de Biosistemas como
requisito para optar por el grado de:
Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas

Christopher Alberto Castillo Herrera

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio
San José, Costa Rica
2022

Este Trabajo final de Graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería de Biosistemas de la Universidad de Costa Rica, como requisito para optar al grado y título de Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas.



Christopher Alberto Castillo Herrera

Estudiante



Dr. Pedro Casanova Treto

Director, Trabajo Final de Graduación



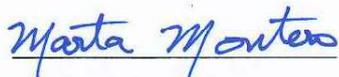
Dra. Kattia Solís Ramírez

Miembro, Equipo Asesor



Ing. Geovanni Carmona Villalobos

Miembro, Equipo Asesor



Dra. Marta Montero Calderón

Presidenta, Tribunal Examinador



M.Sc. Juan Roberto Mora Chaves

Miembro, Tribunal Examinador

Dedicatoria

*A Dios, quien me ha dirigido por el camino correcto,
el que me acompaña y levanta en todos mis tropiezos,
dándome fortaleza para continuar.*

*A mis padres, por el apoyo y motivación que me han dado
en todo momento, y por haberme forjado
como la persona que ahora soy.*

*A mis abuelos Trinidad Castillo y Antonia Umaña
que desde niño me colmaron de cuidados, amor
y apoyo, aquellos que, aunque hoy no estén
presentes siguen siendo una
inspiración en mi vida.*

Agradecimientos

A Pedro Casanova, por la confianza depositada en mí para desarrollar este trabajo y por toda su enseñanza a lo largo de la carrera.

A Kattia Solís, por los conocimientos aportados en sus cursos, que fueron esenciales para el desarrollo de este trabajo, además de sus correcciones y observaciones para lograr un trabajo de calidad.

A Geovanni Carmona, por todos los consejos brindados para la vida profesional y por tanta motivación por seguir adelante con nuestra profesión.

A la Escuela de Ingeniería de Biosistemas, que, a través de sus profesores y planificación de cursos lograron apasionarme por esta profesión.

A la Universidad de Costa Rica, por brindarme la posibilidad de formarme profesionalmente.

A Coopetarrazú R.L por abrirme las puertas y poner a disposición sus instalaciones para el desarrollo de este trabajo

A Dios por darme salud y vida para poder culminar este proceso.

A mi familia y amigos por todo su apoyo a lo largo de todos estos años.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE ABREVIATURAS.....	xi
RESUMEN	xviii
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Objetivos	4
1.1.1 Objetivo general	4
1.1.2 Objetivos específicos.....	4
2. ESTADO DEL ARTE	5
2.1. Beneficiado de café	5
2.1.1. Etapas del beneficiado húmedo del café	5
2.1.2. Sistemas de secado de café.....	6
2.2 Termodinámica y transferencia de calor	7
2.3 Mecanismos de transferencia de calor	9
2.3.1 Conducción.....	9
2.3.2 Convección	10
2.3.3 Radiación.....	11
2.4 Transferencia de calor en la condensación.....	11
2.5 Bancos de tubos.....	13
2.6 Superficies extendidas.....	14
2.6.1 Tipos y características de las superficies extendidas.....	14
2. 7 Intercambiadores de calor	17

2. 8 Tipos de intercambiadores de calor.....	17
2.8.1 Intercambiadores de calor de acuerdo a la dirección de flujo	17
2.8.2 Intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción	19
2.9 Métodos de análisis de los intercambiadores de calor	22
2.9.1 Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (DMLT)	22
2.9.2 Efectividad del Número de Unidades de Transferencia (NUT)	25
2.10 Generación de vapor	26
2.11 Fluviómetro placa orificio.....	27
2.12 Ventiladores	28
3. METODOLOGÍA	28
3.2 Determinación de los parámetros de operación de secado requeridos.....	28
3.2.1 Temperatura del aire de secado.	29
3.2.2 Flujo de aire de secado.	29
3.3 Determinación de las condiciones de operación actuales y propuesta de los parámetros de operación del sistema.....	35
3.3.1 Selección de los intercambiadores de calor evaluados.....	35
3.3.2 Caracterización de los intercambiadores de calor	36
3.3.3 Evaluación de los intercambiadores de calor bajo las condiciones actuales de operación	43
3.4 Propuesta de parámetros de operación del sistema y simulación del proceso de transferencia de calor	65
3.4.1 Limpieza de los intercambiadores de calor	65
3.4.2 Flujo de vapor.....	66
4. RESULTADOS	67

4.1. Parámetros de operación de secado requeridos.....	67
4.1.1 Temperatura del aire de secado	67
4.1.2 Flujo de aire de secado	67
4.2 Condiciones de operación actuales y propuesta de los parámetros de operación del sistema.....	73
4.2.1 Caracterización de los intercambiadores de calor	73
4.3.2 Evaluación de los intercambiadores de calor bajo las condiciones actuales de operación	79
4.3 Propuesta de parámetros de operación del sistema y simulación analítica del proceso de transferencia de calor en los sistemas.....	93
5. CONCLUSIONES	104
6. RECOMENDACIONES.....	105
7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106
8. ANEXOS	115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $NL > 16$ y $0,7 < Pr < 500$ [50], [16].	52
Tabla 2. Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{NL < 16} = F Nu$ para $NL > 16$ y $Re > 1000$ [50], [16].	52
Tabla 3. Masas iniciales y finales del café.	68
Tabla 4. Contenidos de humedad del café en base seca, previo y posterior al secado.	68
Tabla 5. Calor requerido para calentar la masa inicial de café.	69
Tabla 6. Calor necesario para evaporar el agua en exceso del café.	69
Tabla 7. Calor necesario para calentar la secadora.	70
Tabla 8. Calor latente que va en el aire usado.	70
Tabla 9. Energía total requerida y razón de dicho calor para realizar el secado en 18 h.	71
Tabla 10. Flujo másico y volumétrico de aire requerido para su condición promedio.	72
Tabla 11. Temperatura de los fluidos a la entrada y salida del intercambiador.	74
Tabla 12. Características técnicas de las placas de orificio.	75
Tabla 13. Flujo de vapor.	75
Tabla 14. Flujo de aire de secado.	76
Tabla 15. Temperatura externa promedio de los tubos del intercambiador.	76
Tabla 16. Parámetros constructivos compartidos por los intercambiadores de calor.	78
Tabla 17. Parámetros constructivos que varían en cada intercambiador de calor.	78
Tabla 18. Material de las partes que componen los intercambiadores de calor.	79
Tabla 19. Razón de transferencia de calor en cada intercambiador.	80
Tabla 20. Efectividad térmica de los intercambiadores de calor.	81
Tabla 21. Coeficiente actual de transferencia de calor, mediante el método DTML.	82
Tabla 22. Coeficiente actual de transferencia de calor, mediante el método ϵ -NUT.	82
Tabla 23. Coeficiente de convección para el intercambiador con tubos lisos.	84
Tabla 24. Eficiencia de las aletas.	85
Tabla 25. Coeficiente de convección externo.	86
Tabla 26. Numero de Reynolds del vapor.	87
Tabla 27. Coeficiente de convección interno.	87

Tabla 28. Resistencia de la pared del tubo aletado.....	88
Tabla 29. Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio.....	88
Tabla 30. Coeficiente total de transferencia de calor de diseño.	89
Tabla 31. Resistencia térmica debido a las incrustaciones.....	89
Tabla 32. Caída de presión del flujo externo.....	91
Tabla 33. Caída de presión del flujo interno.	92
Tabla 35. Flujo másico de vapor requerido para alcanzar la temperatura de secado del aire deseada.....	94
Tabla 36. Flujo volumétrico de vapor requerido bajo las características actuales de los fluidos en cada sistema.	95
Tabla 37. Requerimiento de vapor según la parte del día.	96
Tabla 38. Flujo de vapor requerido bajo condiciones termodinámicas iguales en todos los casos.	97
Tabla 39. Flujo de vapor requerido bajo las mismas condiciones termodinámicas de vapor y aire en todos los dispositivos.....	98
Tabla 40. Flujo volumétrico de vapor, garantizando temperatura uniforme de aire y vapor en la entrada de todos los intercambiadores a lo largo del proceso.....	99
Tabla 41. Resistencia térmica alcanzando incrustaciones representativas.....	100
Tabla 42. Efectividad térmica por disminuir las incrustaciones a niveles de diseño.	101
Tabla 43. Efectividad del intercambiador con los parámetros de operación propuestos. ..	101
Tabla 44. Efectividad del intercambiador con los parámetros de operación propuestos durante la noche.....	102
Tabla 45. Coeficiente global de transferencia de calor con los parámetros de operación propuestos, mediante ε -NUT.....	102
Tabla 46. Coeficiente global de transferencia de calor con los parámetros de operación propuestos, mediante DTML.....	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipo de intercambiador de calor evaluado.	3
Figura 2. Flujo del condensado en película en un tubo horizontal [19]	12
Figura 3. Arreglos de tubos en un banco [16].	13
Figura 4. Aletas rectas longitudinales [19].	15
Figura 5. Aletas radiales bajas [19].	15
Figura 6. Aletas radiales altas [19].	16
Figura 7. Técnicas de unión de las aletas a los tubos [19].	16
Figura 8. Tubo con aletas planas [19].	17
Figura 9. Intercambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado [26].	21
Figura 10. Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador: a) flujo paralelo y b) contraflujo. [22].	23
Figura 11. Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor de flujo cruzado. a) de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado y b) de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado [16].	24
Figura 12. Expresiones de efectividad para distintos intercambiadores de calor [20] [16].	26
Figura 13. Disposición del intercambiador de calor, abanico y secadora en sector de secado con secadoras de 60 quintales.	35
Figura 14. Vista lateral de una placa de orificio [41].	37
Figura 15. Placa de orificio construida.	39
Figura 16. Flujómetro placa de orificio.	39
Figura 17. Colocación de las termocuplas en las tuberías de vapor.	40
Figura 18. Puntos de medición de velocidad del aire de secado.	41
Figura 19. Puntos de medición de la temperatura de la superficie de los tubos.	42
Figura 20. Comportamiento de la temperatura de los fluidos, donde uno de ellos se condensa [16].	48
Figura 26. Puntos para cálculo de pérdida de carga.	64
Figura 27. Comportamiento de la temperatura de la superficie externa de los tubos de los intercambiadores de calor.	77

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

Abreviatura	Significado	Abreviatura	Significado
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor, kW	T_s^4	Temperatura de superficie a la cuarta potencia, K ⁴
\dot{m}	Flujo másico del fluido, kg/s	U	Coefficiente total de transferencia de calor, W/m ² ·°C
C_p	Calor específico a la temperatura dada, kJ/kg·°C	A_s	Área superficial de transferencia de calor, m ²
ΔT	Diferencia de temperatura producida por la transferencia de calor, °C	ΔT_{ml}	Diferencia media logarítmica de temperatura, °C
\dot{Q}_{cond}	Razón de transferencia de calor por conducción, W	ΔT_1	Diferencia de temperatura del fluido caliente a la entrada y el fluido frío a la salida, °C
k	Conductividad térmica del material, W/m·°C	ΔT_2	Diferencia de temperatura del fluido caliente a la salida y el fluido frío a la entrada, °C
A	Área de transferencia de calor, m ²	P y R	Razones entre las dos temperaturas, Adimensional
dT/dx	Gradiente de temperatura unidireccional, °C/m	T_{f1}	Temperatura del fluido frío a la entrada, °C
\dot{Q}_{conv}	Razón de transferencia de calor por convección, W	T_{f2}	Temperatura del fluido frío a la salida, °C.
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección, W/m ² ·°C	T_{c1}	Temperatura de fluido caliente a la entrada, °C
T_s	Temperatura de superficie, °C	T_{c2}	Temperatura de fluido más caliente a la salida, °C

T_f	Temperatura del fluido alejado de la superficie, °C	ε	Efectividad del intercambiador de calor, adimensional
\dot{Q}_{rad}	Razón de transferencia de calor por radiación, W	$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$	Razón máxima posible de transferencia de calor, W
ε	Emisividad de la superficie, en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, adimensional	C_{min}	Razón de capacidad calorífica menor entre ambos fluidos, W/°C
σ	Constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8}$, W/m ² ·K ⁴	Cp_c	Calor específico del café, J/kg°C
\dot{V}	Razón de flujo, m ³ /s	$T_{i,c}$	Temperatura inicial del café, °C
A_0	Área transversal del agujero, m ²	$T_{f,c}$	Temperatura final del café, °C
C_d	Coefficiente de descarga, adimensional	$Q_{e,h}$	Calor necesario para evaporar la humedad del grano, J
P_1	Presión antes de la obstrucción, Pa	$L_{v,c}$	Calor latente de vaporización del agua contenida en el café, J/kg
P_2	Presión después de la obstrucción, Pa	$Q_{c,sec}$	Calor necesario para calentar la secadora, J
ρ	Densidad del flujo, kg/m ³	Cp_{sec}	Calor específico del material de la secadora, J/kg°C
β	Razón del diámetro del agujero al diámetro de la tubería, Adimensional	$T_{i,sec}$	Temperatura inicial de la secadora, °C
$CH_{f,c bh}$	Contenido de humedad final del café en base húmeda, decimal.	$T_{f,sec}$	Temperatura final de la secadora, °C

$CH_{i,c bh}$	Contenido de humedad inicial del café en base húmeda, decimal	$Q_{a,u}$	Calor sensible que se va con el aire usado, J
$CH_{i,c bs}$	Contenido de humedad inicial del café en base seca, decimal	$q_{a,u}$	Energía perdida en el aire usado por cada kg de agua evaporada, J/kg
$CH_{f,c bs}$	Contenido de humedad final del café en base seca, decimal	Q_T	Calor total requerido para realizar el proceso de secado, J
$m_{i,c}$	Masa inicial del café, kg	\dot{Q}_T	Razón de calor necesario para secado, W
$m_{f,c}$	Masa final del café, kg	t_s	Tiempo de secado, s
m_{agua}	Masa de agua a evaporar contenida en el café, kg	\dot{m}_a	Flujo másico de aire necesario, kg/s
m_s	Masa de materia seca de café, kg	Cp_a	Calor específico del aire, J/kg°C
$Q_{c,c}$	Calor necesario para calentar el café, J	\dot{V}_a	Flujo volumétrico de aire necesario, m ³ /s
$T_{a,1}$	Temperatura del aire la entrada del intercambiador, °C	h_i	Coefficiente de convección del lado interno de los tubos, W/m ² ·°C
$T_{a,2}$	Temperatura del aire a la salida del intercambiador, °C	$h_{a,f}$	Coefficiente de convección del lado externo de los tubos, W/m ² ·°C
ρ_a	Densidad del aire, kg/m ³	R_W	Resistencia del tubo aletado, m ² ·°C/W
\dot{m}_v	Flujo másico de vapor, kg/s	A_i	Área interna de transferencia de calor del tubo, m ²

h_{fg}^*	Calor latente de vaporización modificado, J/kg	η_o	Eficiencia general de la superficie externa, adimensional.
$T_{v,1}$	Temperatura del vapor a la entrada del intercambiador, °C	$R_{f,e}$	Factor de incrustación de la superficie externa, $m^2 \cdot ^\circ C / W$
$T_{v,2}$	Temperatura del vapor a la salida del intercambiador, °C	$R_{f,i}$	Factor de incrustación de la superficie interna, $m^2 \cdot ^\circ C / W$
C_v	Razón de capacidad calorífica del vapor, $W / ^\circ C$	$h_{a,f}^*$	Coefficiente de convección externo corregido, $W / m^2 \cdot ^\circ C$
C_a	Razón de capacidad calorífica del aire, $W / ^\circ C$	$h_{externo}$	Coefficiente de convección externo del banco de tubos con aletas, $W / m^2 \cdot ^\circ C$
Cp_v	Calor específico del vapor, $J / kg \cdot ^\circ C$	h_a	Coefficiente de convección para un banco de tubos lisos, $W / m^2 \cdot ^\circ C$
U_{actual}	Coefficiente de transferencia de calor actual, $W / m^2 \cdot ^\circ C$	U_{limpio}	Coefficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio, $W / m^2 \cdot ^\circ C$
A_o	Área externa de transferencia de calor de tubo liso, m^2	$h_{R_{f,e}}$	Factor de corrección debido a incrustaciones externas, $W / m^2 \cdot ^\circ C$
A_f	Área de transferencia de calor de las aletas, m^2	N_u	Número de Nusselt, adimensional
NUT	Número de unidades de transferencia, adimensional	S_D	Paso diagonal entre tubos, m
c	Relación de capacidades de calor, adimensional	S_T	Paso transversal entre tubos, m

η_f	Eficiencia de la aleta, dimensional	S_L	Paso longitudinal entre tubos, m
h_a	Coefficiente de convección para tubos lisos, W/m ² ·°C	V_a	Velocidad del aire a la entrada del banco de tubos, m/s
k_a	Conductividad térmica del aire, W/m·°C	$T_{f,a}$	Temperatura filmica del aire, °C
L_c	Longitud característica, m	$T_{s,e}$	Temperatura de la superficie externa del tubo, °C
Re_a	Número de Reynolds del aire, adimensional	$T_{m,a}$	Temperatura media aritmética del aire, °C
Pr_a	Número de Prandtl del aire, adimensional	ϕ	Pérdidas por resistencia térmica, adimensional
Pr_{as}	Número de Prandtl del aire evaluado a la temperatura de la superficie del tubo, adimensional	R_f	Resistencia de la aleta, m ² °C/W
$V_{m\acute{a}x}$	Velocidad máxima del fluido en el banco de tubos, m/s	l_f	Longitud o altura de la aleta, m
μ_a	Viscosidad dinámica del aire, kg/m·s	y_f	Espesor de la aleta, m
$D_{e,tc}$	Diámetro externo del tubo de cobre, m	k_f	Conductividad térmica del material de la aleta, W/m·°C
T_b	Temperatura de la base de la aleta, °C	h_v	Coefficiente de convección interno (vapor), W/m·°C
T_∞	Temperatura del medio circundante, °C	ρ_l	Densidades del líquido, kg/m ³
μ_l	Viscosidad dinámica del líquido, kg/m·s	$T_{s,i}$	Temperatura de la pared interna del tubo, °C

k_l	Conductividad térmica del a líquido, W/m·°C	$D_{i,tc}$	Diámetro interno del tubo de cobre, m
$T_{sat,l}$	Temperatura de saturación del líquido, °C	h_{fg}^*	Calor latente de vaporización modificado, J/kg
Re_v	Número de Reynolds del vapor, adimensional	G_a	Velocidad másica del aire, kg/m ² ·s
V_v	Velocidad del vapor, m/s	A_{min}	Área mínima de flujo libre, m ²
μ_v	Viscosidad dinámica del vapor, kg/m·s	σ_a	Relación del área mínima de flujo y el área frontal, adimensional
h_{fg}	Calor latente de vaporización, J/kg	D_h	Diámetro hidráulico, m
Cp_l	Calor específico del líquido, J/kg·°C	P_b	Profundidad del banco de tubos, m
T_v	Temperatura del vapor, °C	D_f	Diámetro de la aleta, m
$T_{p,c}$	Temperatura de película del condensado, °C	s	La distancia entre aletas adyacentes, m
L_t	Longitud del tubo, m	D_b	Diámetro de la base de la aleta, m
k_t	Conductividad térmica del material del tubo, W/m·°C	ΔP_v	Caída de presión del vapor, Pa
t	Espesor de la pared del tubo, m	h_L	Pérdida de carga del vapor, m
n	Densidad de aletas, aletas/m	g	Aceleración gravitacional, m/s ²
$U_{diseño}$	Coefficiente total de transferencia de calor para diseño, W/m ² ·°C	V_v	Velocidad del vapor, m/s
ΔP_a	Caída de presión del aire, Pa	K_L	Coefficiente de pérdida menor, adimensional

f_a	factor de fricción del banco de tubos aletados, adimensional	f_v	Factor de fricción de Darcy, adimensional
$\rho_{a,e}$	Densidad del aire a la entrada del intercambiador, kg/m^3	ε/D	Rugosidad Relativa, adimensional
$\rho_{a,s}$	Densidad del aire a la salida del intercambiador, kg/m^3	$h_{L,total}$	Pérdida total de carga en el intercambiador de calor, m
$\rho_{a,p}$	Densidad del aire a la temperatura promedio, kg/m^3	$h_{L,A-B}$	Pérdida de carga debido a la entrada al cabezal distribuidor, m
R_i	Resistencia térmica global de las incrustaciones, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$	$h_{L,B-C}$	Pérdida de carga en los tubos de cobre, m
$R_{i,e}$	Resistencia térmica por incrustaciones excesivas, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$	$h_{L,C-D}$	Pérdida de carga debido a la entrada a la tubería de retorno, m

RESUMEN

Actualmente en el Beneficio Central de Coopetarrazú, se tiene el problema de inestabilidad de temperatura del aire de secado, donde el principal problema es su disminución por debajo de 50 °C, lo que ocasiona que el tiempo de secado se prolongue. El beneficio expresa que lo ideal sería contar con una temperatura de 60 °C estable, debido al alto volumen de café procesado. Por lo tanto, el objetivo de este trabajo consistió en evaluar tres intercambiadores de calor representativos correspondientes a tres secadoras de 60 quintales, con el fin de proponer mejoras al sistema y así aumentar la eficiencia del proceso de secado. Inicialmente se determinaron los parámetros de operación del aire que garanticen la calidad del producto final, seguidamente se determinaron las condiciones de operación actuales, con el objetivo de conocer la eficiencia actual del proceso, posteriormente se propusieron las mejoras correspondientes y por último con base en estas se realizó una simulación del proceso de transferencia de calor para validar dichas mejoras.

Para la primera etapa mediante la revisión de investigaciones, se llegó a la conclusión de que superar una temperatura de 60 °C en el aire de secado generará una pérdida de la calidad fisiológica y sensorial del café. Por otra parte, al carecerse de información técnica de las secadoras, se debió calcular cual es el flujo de aire bajo el cual el secado en estas máquinas es eficiente, obteniendo como resultado un flujo volumétrico de 7 662,40 m³/h a una temperatura de 60 °C, por lo que se deben emplear ventiladores de 10 000 m³/h, debido a que por lo general en el mercado se encuentran ventiladores de 7 500 m³/h seguidos por los anteriormente mencionados.

Actualmente la razón de transferencia de calor en los intercambiadores 19, 24 y 27 es de 104,95 kW; 102,34 kW y 95,75 kW, respectivamente, donde estas deberían ser cercanas a los 125 kW por el empleo de un flujo de 10 000 m³/h. Si se simula un flujo másico de vapor de 0,054 kg/s; 0,054 kg/s y 0,055 kg/s, respectivamente, la transferencia de calor aumentaría a 121,62 kW; 121,22 kW y 124,46 kW, lo cual garantiza una temperatura final del aire de 60 °C en todos los casos, además ocasionaría que la efectividad de los intercambiadores de calor aumente entre 6 % y 10 %. El requerimiento actual de vapor por las noches es de 197,50 m³/h; 156,66 m³/h y 260,29 m³/h, respectivamente, simulando que se logra estabilizar la temperatura del aire y del vapor a la entrada de los intercambiadores en 23 °C y 118,21 °C,

respectivamente, a lo largo del proceso de secado, el flujo de vapor requerido para todos los casos sería de 183 m³/h. También se determinó que existe un alto grado de incrustaciones internas y suciedad externa, debido a que la resistencia térmica por estas es de $1,57 \times 10^{-2}$ m²°C/W; $3,00 \times 10^{-2}$ m²°C/W y $2,48 \times 10^{-2}$ m²°C/W, respectivamente, debiendo ser del grado de 10^{-3} , evidenciando que es necesario el mantenimiento y la limpieza de los intercambiadores de calor.

1. INTRODUCCIÓN

Durante el beneficiado luego de los procesos en húmedo (despulpado y desmucilaginado) los granos de café pueden alcanzar hasta un 55 % de humedad [1], [2], bajo estas condiciones la calidad puede disminuir significativamente, debido a una sobrefermentación, dañando irremediablemente la calidad de taza, añadido a esto el grano puede ser atacado por microorganismos y hongos. Por estas razones el café debe someterse al secado inmediatamente luego de dichos procesos. Un correcto secado le proporciona características sobresalientes al grano, como lo es una buena apariencia en oro, uniformidad de color, peso justo y garantía de una alta calidad de taza [3].

Así mismo, los granos de café deben mantenerse vivos durante el almacenamiento, por esta razón el secado no debe poner en riesgo esta condición, principalmente con el empleo de temperaturas elevadas (superiores a 60 °C) [4]. Para que el almacenamiento sea seguro en las condiciones normales de la zona cafetera, el café pergamino debe contener el porcentaje de humedad entre 10-12 % [3], [5], debido a que uno superior al 12 % promueve la aparición de mohos y hongos que finalmente ocasionan la pérdida del lote [4]. Niveles correctos de contenido de humedad permiten altas puntuaciones en catación, acidez equilibrada y un gran aroma.

Por otra parte, datos estadísticos proporcionados por el ICAFE revelan que a partir del 2006 la zona de Los Santos ha presentado un aumento continuo del área cultivada de café, registrándose una cobertura de 21 235 ha para dicho año aumentando a 27 944 para el año 2017 [6], esto debido a una mejora de los precios internacionales y al desarrollo de nuevas variedades con más resistencia a las enfermedades y a los cambios en el clima. Ante este escenario las empresas beneficiadoras de café deben preocuparse por su capacidad de producción, procurando de que todos los procesos en la planta se realicen con la mayor eficiencia posible, principalmente el proceso de secado, etapa que consiste en el cuello de botella del beneficiado por los tiempos de procesamiento que se requieren [7], con una alta eficiencia del proceso de secado se agiliza en conjunto todo el proceso de beneficiado.

Coopetarrazú es una empresa cooperativa que se dedica al procesamiento y comercialización de café de la zona de Los Santos, fue fundada en 1960 y actualmente cuenta con más de 5 000 asociados y asociadas. Tiene una capacidad de producción de alrededor de 300 000 quintales por cosecha.

En la actualidad, el procesamiento del café se realiza en dos beneficios propiedad de la empresa (Beneficio Central de Coopetarrazú y el Beneficio el Marqués). En el caso del Beneficio Central para el proceso de secado se cuenta con 37 secadoras cilíndricas rotativas horizontales, conocidas como guardiolas, de las cuales 32 tienen una capacidad de 60 quintales de café pergamino seco y las restantes 5 una capacidad de 150 quintales. Las secadoras son alimentadas con aire caliente limpio mediante ventiladores centrífugos que inicialmente hacen pasar el aire a través de los tubos aletados de los intercambiadores de calor los cuales transportan vapor.

Para la generación de vapor la empresa emplea una caldera acuotubular de 14 kg/cm² de presión máxima de trabajo, con una superficie de calefacción de 241 m², y una piro-tubular de 8 kg/cm², con una evaporación máxima continua de 5 000 kg/h y una superficie de calefacción de 150 m², ambas máquinas se alimentan principalmente con leña seca de distintos tipos y cascarilla de café, que es un residuo del mismo proceso de beneficiado.

Este beneficio actualmente tiene varios problemas en el proceso de secado, uno de ellos es inestabilidad de la temperatura del aire, lo que ocasiona tiempos excesivos de proceso cuando esta es baja. Además de problemas de calidad del producto final cuando la temperatura excede los 60 °C, que es la máxima recomendada para secado. En la planta no existe un sistema automatizado para el control de temperatura del aire y flujo de vapor, por lo que el control es complicado al ser manual.

Cada secadora cuenta con un sistema de intercambio de calor para el aire de secado y no se conoce el funcionamiento actual de cada intercambiador de calor. También existe un problema de exceso de condensados, lo que influye directa y negativamente en la eficiencia del proceso de intercambio de calor. Añadido a esto la empresa tiene el interés de automatizar

el proceso de secado, donde la o las personas encargadas de realizar dicho trabajo requieren de los parámetros operacionales óptimos para el proceso.

Por dichos motivos es que nace el interés por desarrollar este trabajo, con el cual se busca mejorar la eficiencia del proceso de secado del café, con el estudio específicamente del sistema de transferencia de calor para el aire de secado, trabajando en los parámetros de operación del sistema para garantizar que el aire cuenta con las características requeridas para llevar a cabo dicho proceso. Una vez determinados los correctos parámetros operacionales del sistema, se puede dar paso a la automatización el proceso.

Los intercambiadores de calor evaluados son de flujo cruzado de tubería aletada, donde el fluido caliente consiste en vapor, el cual circula en el interior de los tubos y el fluido frío es aire el cual por acción de un ventilador centrífugo atraviesa el banco de tubos. La figura 1 corresponde a uno de dichos intercambiadores.



Figura 1. Tipo de intercambiador de calor evaluado.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo general

Realizar una evaluación de los intercambiadores de calor de las secadoras, que posibilite proponer mejoras al sistema con el objetivo de aumentar la eficiencia del proceso de secado del café.

1.1.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros de operación de secado de café necesarios para obtener un producto final de alta calidad.
- Determinar las condiciones actuales de operación y proponer los parámetros de operación del sistema para que su funcionamiento sea el óptimo.
- Simular el proceso de intercambio de calor, considerando las mejoras de operación propuestas.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. Beneficiado de café

El beneficiado consiste en una serie de procedimientos donde el café fruta se transforma en café pergamino. Este procedimiento es el más importante, porque determina la calidad del producto final. Existen básicamente dos formas de beneficiado de café, el seco y el húmedo [8].

El beneficiado seco consiste en secar la fruta de café inmediatamente después de ser cosechada, por lo general se realiza mediante secado natural y usualmente se hace en grandes espacios, comúnmente de concreto o también en camas. Mediante la radiación solar se hace una deshidratación del fruto durante un lapso de tiempo de 15 a 20 días, donde este tiempo depende de las condiciones psicométricas del aire ambiente que circula sobre el café [9]. Por otro lado, el beneficiado húmedo es el que comúnmente se realiza en la mayor parte de los beneficios, y este se hace por lo general en tipos de café arábica. La primera etapa de este proceso consiste en la eliminación mecánica de la pulpa en presencia de agua, seguido por la eliminación del mucílago por fermentación o remoción mecánica y por último el secado.

2.1.1. Etapas del beneficiado húmedo del café

El beneficiado húmedo está compuesto por las siguientes etapas: clasificación del fruto, despulpado, desmucilaginado, lavado, secado y almacenamiento. A continuación, se hace una breve descripción de cada uno de estos procesos.

a) Clasificación de la fruta

En esta etapa los frutos son clasificados por densidad, mediante el empleo de agua, para separar los frutos con broca, los flotes y las impurezas [3].

b) Despulpado

Este procedimiento consiste en desprender de forma mecánica la pulpa y parte del mucílago adherido a ella, para ello se emplean equipos conocidos como chancadoras [10].

Este proceso debe realizarse el mismo día de la recolección del fruto, porque por el contrario el café inicia un proceso de fermentación indeseado [3].

c) Desmucilaginado

Esta etapa tiene como propósito retirar el mucilago que recubre el grano de café. Se puede realizar mediante fermentación, con la cual el mucílago se convierte en una sustancia soluble en agua por la acción enzimática de microorganismos [3], una vez completado el tiempo respectivo en las pilas de fermentación, el café pasa al proceso de lavado donde se elimina dicha sustancia [7]. Este proceso se puede realizar también de forma mecánica donde esta cobertura se elimina por la acción mecánica de rotación del desmucilagador [10], con lo cual se tiene un flujo continuo del proceso, por lo que es método más común en beneficios que procesan mucho volumen de fruta.

d) Secado

El secado consiste en la remoción del exceso de agua del café alcanzando un nivel de humedad adecuado para almacenamiento que garantice su calidad, de modo que, no exista la presencia de hongos u otros microorganismos por alta humedad, pero tampoco alcanzando un nivel donde los granos se vuelven quebradizos por pérdida de humedad excesiva. El secado debe prolongarse hasta que se alcance una humedad entre el 10 % y el 12 % en b.h [11]. En Costa Rica este es el rango que se maneja para exportación [12], porque es el que garantiza la mejor calidad del producto.

2.1.2. Sistemas de secado de café

El secado del café puede realizarse de dos maneras, secado natural o secado mecánico.

a) Secado natural

Este se realiza aprovechando la radiación del sol y el arrastre de humedad por corrientes de aire, y generalmente en espacios amplios revestidos con concreto donde el café se extiende procurando una distribución uniforme, sin embargo, actualmente es muy común emplear camas, principalmente aquellos beneficios que procesan poco volumen. El café debe

moverse periódicamente para que el secado sea uniforme. La desventaja es que requiere de un tiempo prolongado, pero presenta ventajas que se le atribuyen en términos de la calidad que adquiere el grano [3].

b) Secado mecánico

Consiste en hacer pasar una corriente de aire caliente impulsada por un ventilador a través de la masa de grano [4]. Dentro del sistema de secado mecánico se diferencian tres metodologías, la primera de ellas el sistema de secado simple, que consiste en hacer uso únicamente de secadoras ya sean guardiolas o secadoras estáticas para completar todo el secado del grano. También se encuentra el sistema simple con oreado, que consiste en realizar primero el oreado del café antes de pasar a la secadora. Y por último está el secado con presecado, donde generalmente se emplea una secadora vertical para bajar la humedad del café y posteriormente pasa a la guardiola donde se completa el proceso [3]. Es importante recalcar que las guardiolas presentan una mayor eficiencia térmica y un secado más uniforme que las secadoras verticales [13].

El secado mecánico es un proceso delicado, debido a que el empleo de una temperatura superior a 60 °C ocasiona una mayor producción de ácidos grasos libres, los cuales están asociados con la desestabilización de la membrana celular, el vertido de solutos y el incremento de la acidez grasa [14]. Este proceso es observado durante el almacenamiento y continúa, aún después de la pérdida de viabilidad de la semilla, el cual probablemente es debido a las lipasas [14]. Una temperatura muy elevada también provoca un daño irreversible llamado *springer*, que consiste en la muerte del embrión, el cual se reconoce fácilmente porque el embrión presenta un punto negro y con el tiempo el grano toma un color grisáceo [3].

2.2 Termodinámica y transferencia de calor

La termodinámica es definida como la ciencia de la energía. Cuando el tema es calor, el concepto de termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor conforme un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro, sin hacer referencia al tiempo

que durará dicho proceso [15]. Pero es muy usual que en la ingeniería exista mucho interés por conocer la velocidad o razón en que se da esa transferencia, debido a que dicho parámetro es necesario para el desarrollo de gran variedad de procesos. El tema de rapidez de transferencia de energía térmica le corresponde a la ciencia de la transferencia de calor.

Para que se lleve a cabo el fenómeno de intercambio de calor el requisito básico es la presencia de un diferencial de temperatura. No es posible que exista transferencia de energía en forma de calor entre dos medios que tienen igual temperatura. Dicho diferencial es el que impulsa la transferencia, donde la dirección ocurre del medio que está a mayor temperatura hacia el de menor temperatura y el proceso finaliza cuando ambos elementos alcancen la misma temperatura [16]

La primera ley de la termodinámica consiste de manera simple en una expresión del principio de conservación de la energía, es decir, que la energía en un sistema no se pierde de ninguna forma, si no que se transforma en otro tipo de energía [15]. Cuando se analizan intercambiadores de calor estos se consideran como aparatos de flujo estacionario, donde los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables. Además de esto la conducción axial de calor a lo largo del tubo o tubos es insignificante por lo tanto se considera despreciable. Por último, se hace la suposición de que la superficie exterior del intercambiador de calor está aislada de manera perfecta, por lo que no existe ninguna pérdida de calor hacia el medio circundante y la transferencia de calor ocurre únicamente entre los dos fluidos. Obedeciendo a esto se tiene que toda la energía se disipa según la ecuación 2.1 [16]:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2.1)$$

donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [W].

\dot{m} : Flujo másico del fluido [kg/s].

C_p : Calor específico a la temperatura dada [J/kg·°C].

ΔT : Diferencia de temperatura producida por la transferencia de calor [$^{\circ}\text{C}$].

2.3 Mecanismos de transferencia de calor

El intercambio de calor de la fuente al receptor se puede dar a través de tres distintos mecanismos, que son conducción, convección y radiación. En la mayor parte de las aplicaciones en la ingeniería se da la combinación de dos o los tres mecanismos, pero a distintas escalas de impacto en la transferencia [17]. A continuación, se describe cada una de las maneras de transferencia de calor.

2.3.1 Conducción

La transferencia de calor por conducción se puede definir, como el calor que se transfiere entre dos cuerpos producto del contacto entre ambos. Este proceso ocurre por la interacción de las partículas del medio con mayor energía hacia las del medio con menor energía, dichas interacciones se pueden dar en materiales sólidos, líquidos y gaseosos. En los sólidos la transferencia se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres [16]. La concentración de electrones libres varía significativamente para las aleaciones metálicas y la facilidad que tienen los sólidos para conducir el calor está en función de dicha concentración, por lo tanto, se espera que los metales puros sean los mejores conductores de calor [18].

La velocidad con la que se da el intercambio de calor por conducción está sujeto a varios parámetros, como la configuración geométrica del objeto, el espesor y tipo de material de construcción y diferencia de temperatura entre ambos objetos [16]. Para una placa plana la transferencia de calor por conducción es expresada con la ecuación 2.2.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

donde:

\dot{Q}_{cond} : Razón de transferencia de calor por conducción [W].

k : Conductividad térmica del material [W/m·°C].

A : Área de transferencia de calor [m²].

dT/dx : Gradiente de temperatura unidireccional [°C/m].

2.3.2 Convección

La transferencia de calor por convección se da entre una superficie sólida y un fluido o gas, y se produce por el movimiento del fluido sobre la superficie y la conducción entre ambos. Entre más cantidad de masa se mueva y mayor sea el movimiento del fluido, mayor será el calor transferido [16]. Existen dos tipos de procesos convectivos, que son la convección forzada, que se da cuando se obliga el movimiento de un fluido por una superficie mediante el empleo de un agente externo (ventilador o bomba) y la convección natural que se da cuando ocurren cambios de densidad en el fluido debido al intercambio de energía provocando de esta forma un movimiento natural del fluido [18].

La ley de enfriamiento de Newton permite calcular la velocidad de calor transferido por convección. Esta ley (ecuación 2.3) establece que dicha velocidad es proporcional al área de la superficie sólida en contacto, la diferencia de temperatura entre la superficie de contacto y el medio en el cual se encuentra el fluido o gas, y un parámetro más conocido como coeficiente de transferencia de calor por convección [16].

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad (2.3)$$

donde:

\dot{Q}_{conv} : Razón de transferencia de calor por convección [W].

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²·°C].

T_s : Temperatura de superficie [°C].

T_f : Temperatura del fluido alejado de la superficie [°C].

2.3.3 Radiación

La radiación corresponde a la energía en forma de ondas electromagnéticas emitida por la materia debido a cambios sufridos en las configuraciones electrónicas de las moléculas o átomos. Este mecanismo de transferencia es el más rápido y se diferencia de los dos anteriores en el hecho de que no requiere de un medio para la propagación del calor, por esta razón puede haber transferencia de calor por radiación en el vacío [16]. De hecho, el intercambio de calor por radiación es máximo cuando no hay ningún tipo material en el espacio intermedio de las superficies [18]. La radiación es un fenómeno volumétrico debido a que todos los materiales pueden emitir, absorber o transmitir radiación en diversos grados. Sin embargo, en la práctica se considera como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como lo son los metales, la madera y las rocas, debido a que la radiación que puedan emitir estos cuerpos no logra salir hasta su superficie y la radiación que reciben es absorbida casi en su totalidad [16].

La transferencia de calor por radiación se puede expresar por medio de la ley de Stefan-Boltzmann, la cual corresponde a la ecuación 2.4 [16]:

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A T_s^4 \quad (2.4)$$

donde:

\dot{Q}_{rad} : Razón de transferencia de calor por radiación [W].

ϵ : Emisividad de la superficie, en el intervalo $0 \leq \epsilon \leq 1$ [adimensional].

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²·K⁴].

T_s^4 : Temperatura de superficie a la cuarta potencia [K⁴].

2.4 Transferencia de calor en la condensación

Cuando en un sistema de transferencia de calor el fluido caliente es vapor, es necesario tener claro el tema de la condensación. La condensación se presenta cuando la temperatura

del vapor disminuye por debajo de la temperatura de saturación T_{sat} , esto sucede generalmente cuando el vapor entra en contacto con una superficie sólida cuya temperatura está por debajo de la temperatura de saturación de ese vapor [16]. La condensación se puede dar de dos formas distintas:

Condensación por gotas

Para este caso el vapor condensado forma gotas pequeñas sobre la superficie, la cual se cubre por un número incontable de estas con diámetro variable, en este tipo de condensación se puede lograr velocidades de transferencia de calor 10 veces mayores que las obtenidas en la condensación por película. La condensación por gotas es el modo preferido en la aplicación de transferencia de calor y durante mucho tiempo se ha tratado de lograrla usando varios aditivos para el vapor y recubrimientos de la superficie. Sin embargo, los intentos por mantener este tipo de condensación no han tenido mucho éxito, debido a que su duración es corta y se convierte en condensación en película después de un tiempo [16].

Condensación en película

En la práctica ésta es la forma en la que por lo general ocurre la condensación. En este caso el condensado moja la superficie y forma una película de agua sobre ella, la cual por influencia de la gravedad resbala hacia abajo [16]. En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire, la condensación se da dentro de tubos horizontales. En la figura 2 se ilustra el flujo del condensado en un tubo horizontal.

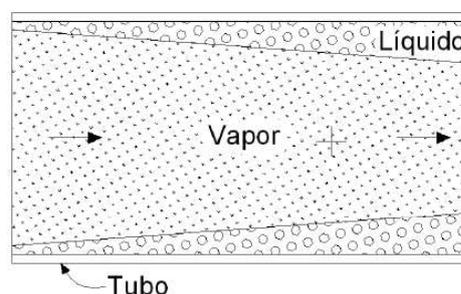


Figura 2. Flujo del condensado en película en un tubo horizontal [19]

2.5 Bancos de tubos

La transferencia de calor desde o hacia un banco de tubos en flujo cruzado es ampliamente usada para numerosas aplicaciones industriales, como la generación de vapor en una caldera o el enfriamiento en el serpentín de un acondicionador de aire, entre otros.

Las filas de los tubos de un banco pueden tener una configuración escalonada o lineal, en la dirección del flujo (Ver figura 3). La configuración se caracteriza por el diámetro exterior del tubo (D_e) y las medidas entre los centros de los tubos (S_T y S_L). Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas, que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección [16].

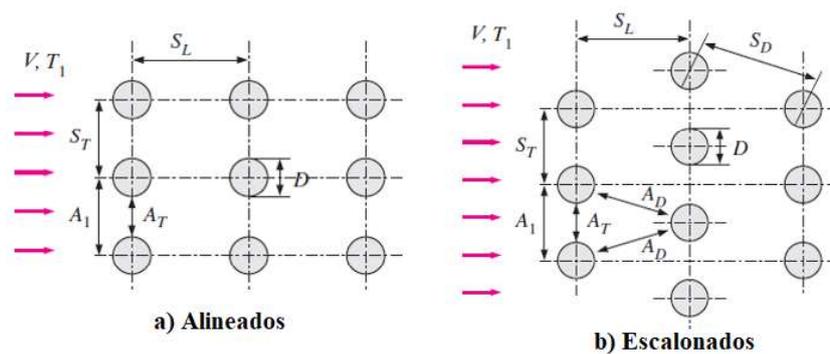


Figura 3. Arreglos de tubos en un banco [16].

donde:

D : Diámetro externo de los tubos [m].

S_L : Distancia longitudinal entre tubos [m].

S_T : Distancia transversal entre tubos [m].

S_D : Distancia diagonal entre tubos [m].

2.6 Superficies extendidas

Las superficies extendidas consisten en elementos con aletas o apéndices en la superficie de transferencia de calor principal, colocadas con el objetivo de aumentar el área de transferencia de calor. Los dos tipos más comunes de intercambiadores de calor con superficies extendidas son los intercambiadores de calor de plato aletado y los intercambiadores de calor de tubos aletados [20]. Para el caso de un intercambiador de tubos, cuando el coeficiente de transferencia de calor del lado externo de los tubos es considerablemente menor que el coeficiente interno, las superficies extendidas son muy útiles para aumentar significativamente la cantidad de calor transferida por unidad de área. Esto sucede en muchas ocasiones cuando se condensa vapor de agua en el interior de los tubos, los cuales se utilizan para calentar aire [21]. La transferencia de calor en un sistema con superficies extendidas es por conducción de la base de la superficie a lo largo de la aleta, y posteriormente por convección de la aleta dentro de un fluido circundante [19].

2.6.1 Tipos y características de las superficies extendidas

Existen diversos tipos de superficies extendidas, según la geometría, configuración y desempeño deseado del intercambiador de calor, así como rentabilidad económica.

a) Aletas rectas longitudinales

Estas aletas pueden consistir en tiras planas de cualquier material, rectangular o trapezoidal, unido a la superficie del tubo. La altura de este tipo de aleta puede variar en un rango de 12 a 25 mm. Una aplicación en la que se emplean aletas longitudinales es en intercambiadores de doble tubo o multitubo, que se utilizan usualmente para calentar fluidos viscosos [19]. En la figura 4 se muestran algunos tipos de aletas rectas longitudinales.

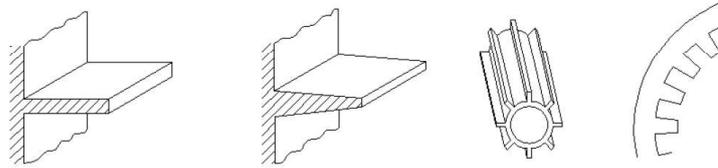


Figura 4. Aletas rectas longitudinales [19].

b) Aletas Radiales Bajas

Estas aletas son roscadas sobre la superficie externa de un tubo base, y a lo largo del tubo aletado existen separaciones cortas sin aletas con un diámetro D_b como se observa en la figura 5 y como se puede apreciar en la misma figura el diámetro exterior de la aleta es menor que el diámetro del tubo liso. La densidad de las aletas está entre un rango de 630 a 1 200 aletas/m. Existe una gama amplia de materiales empleados para los tubos de aletas bajas, se encuentran materiales blandos tales como cobre, níquel y latón Almiralty y metales duros tales como el acero inoxidable y titanio. La altura de estas aletas se encuentra entre 1 a 1,5 mm y el espesor entre 0,3 a 0,5 mm, dependiendo del material y el diseño [19].

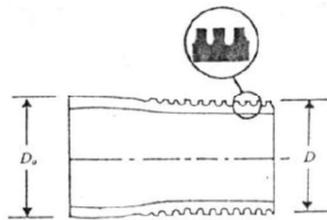


Figura 5. Aletas radiales bajas [19].

c) Aletas radiales altas

La altura de estas aletas sobresale significante del diámetro del tubo (ver figura 6). Existe una gran variedad de tubos con aletas radiales altas diseñados para aplicaciones bastante específicas, empleando distintas técnicas de construcción.

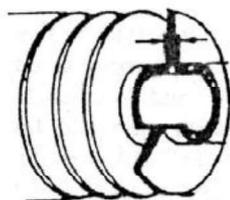


Figura 6. Aletas radiales altas [19].

En intercambiadores de tubos con aletas altas, estas generalmente son construidas de aluminio delgado debido a su alta conductividad térmica y bajo costo, con un espesor de 0,5 mm o inferior y un alto entre 12 y 25 mm. Con una densidad superior a 275 aletas/m [19]. En la figura 7 se muestran tres técnicas para la unión de estas aletas a los tubos.

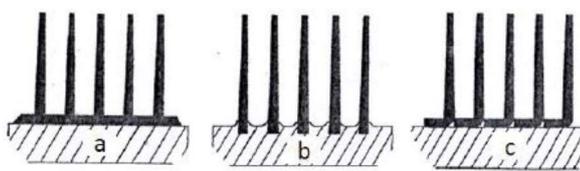


Figura 7. Técnicas de unión de las aletas a los tubos [19].

Aletas extruidas integrales (figura 7a), consiste en tubos bi-metálicos, lo que permite el uso de aluminio para el lado de la aleta y una amplia gama de materiales para el tubo interno. Puede existir una resistencia en la unión del tubo bi-metálico.

Aletas empotradas (Figura 7b), son construidas normalmente de aluminio y colocadas sobre un canal en el tubo, lo que resulta en un buen contacto de la aleta, es posible que existan problemas de corrosión.

Aletas en L enrolladas (Figura 7c), generalmente consisten en una tira de aluminio, enrollada con una alta tensión sobre la superficie del tubo, que normalmente es de acero al carbono. Dependiendo del proceso de construcción, el contacto de unión de la aleta es bueno, sin embargo, está sujeto a las limitaciones de temperatura.

Otro tipo de aleta radial alta son las aletas rectangulares o aletas planas (ver figura 8), que normalmente son utilizadas en evaporadores e intercambiadores de calor compactos, como los radiadores y los refrigeradores criogénicos. Los principales materiales de estas aletas son aluminio y cobre.

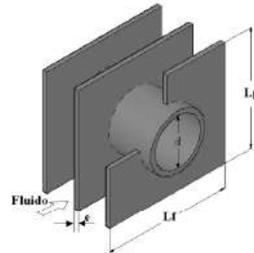


Figura 8. Tubo con aletas planas [19].

2. 7 Intercambiadores de calor

En los grandes procesos industriales es usual la necesidad de transferir calor entre distintas partes de un sistema dado, ya sea para disminuir o aumentar la temperatura según así se requiera. Un intercambiador de calor, es un dispositivo que logra transferir energía en forma de calor desde un fluido a mayor temperatura hacia otro con una temperatura menor sin necesidad de mezclarse [18]. Existen diversos tipos y configuraciones de intercambiadores de calor, dependiendo de la aplicación.

2. 8 Tipos de intercambiadores de calor

Se pueden encontrar diversos tipos de intercambiadores de calor, los cuales son caracterizados de acuerdo a la dirección de flujo u operación y su construcción [22].

2.8.1 Intercambiadores de calor de acuerdo a la dirección de flujo

Estos se dividen en intercambiadores de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado [16], cada uno útil para diversas aplicaciones y con comportamientos de transferencia de calor distintos.

a) Intercambiadores de calor de flujo paralelo

Esta configuración es común en intercambiadores de calor de tubos concéntricos, donde los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y fluyen de manera paralela [16], [23]. Con estos intercambiadores se logra alcanzar que la temperatura de uno de los fluidos se aproxime a la del otro pero sin llegar a ser iguales [22].

b) Intercambiadores de calor de contraflujo

En este tipo de intercambiador de calor los fluidos ingresan por los extremos opuestos y fluyen en direcciones contrarias [16]. Y debido a esta manera de operar la temperatura del fluido frío a la salida se aproximará a la temperatura de entrada del fluido caliente. Por lo tanto es más eficiente comparado al intercambiador de flujo paralelo y flujo cruzado, porque una vez finalizado el proceso de intercambio térmico hay una temperatura más alta en el fluido más frío y una temperatura menor en el fluido más caliente [22].

c) Intercambiadores de calor de flujo cruzado

En este tipo de intercambiador de calor el movimiento de los fluidos se da de manera perpendicular [23], es decir, los fluidos inciden con un ángulo de 90° entre sí. El flujo cruzado se puede clasificar como flujo mezclado, donde uno de los fluidos fluye sin restricciones en dirección perpendicular al otro; y no mezclado, donde se disponen de unos elementos para guiar el flujo de uno de los fluidos [16]. Estos intercambiadores son comúnmente utilizados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por lo tanto se tiene un fluido que está pasando por el intercambiador en dos fases [22].

d) Intercambiadores de paso simple y de múltiples pasos

Independientemente de la dirección de los flujos, cuando los fluidos del intercambiador transfieren calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos. Si los fluidos intercambian calor una única vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. Pasar los fluidos varias veces dentro del intercambiador mejora el desempeño de este [24].

2.8.2 Intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción

Los intercambiadores de calor se clasifican conforme a su construcción, con base en la configuración geométrica y los elementos de interconexión (tubos, carcasas y placas) dentro de cuatro grandes grupos que son intercambiadores de doble tubo, de carcasa y tubos, de superficies planas e intercambiadores compactos [22]. Cada uno presentando mejores características dependiendo de la aplicación y espacio disponible.

a) Intercambiadores de tubo doble

Este tipo de intercambiador de calor tiene la configuración más simple, estando conformado por dos tubos concéntricos, en donde uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño mientras el otro lo hace por el espacio anular entre ambos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles las dos disposiciones de flujo (paralelo y contraflujo) [16]. Debido a su simplicidad este tipo de intercambiador se puede ensamblar en cualquier taller de plomería empleando partes estándar [17], con lo que se obtiene un dispositivo de intercambio de calor de bajo costo.

b) Intercambiadores de coraza y tubos

El intercambiador de coraza y tubos es el que se encuentra más comúnmente porque son los más usados en la industria de procesos, consiste básicamente en una serie de tubos distribuidos a través de un armazón conocido como carcasa, envolvente o coraza [21]. Uno de los fluidos se mueve al interior de los tubos, mientras que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza, de esta forma tiene lugar el intercambio térmico. Este tipo de intercambiador se clasifica aún más según el número de pasos que se realizan por los tubos y por la coraza. El caso en que todos los tubos forman una U en la coraza se conoce como intercambiador de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, también se encuentra el intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos [16].

c) Intercambiadores de superficies planas (placas o plato)

Este intercambiador de calor está equipado con una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen de forma alternada entre las placas, de manera que cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que genera un intercambio térmico muy eficaz. En caso de que aumente la demanda de transferencia de calor es posible aumentar el tamaño del intercambiador, únicamente montando más placas [16]. Debido a que las placas tienen un área superficial extensa, se obtiene una sección de transferencia de calor más amplia entre cada uno de los líquidos que en el caso de los tubos, por esta razón un intercambiador de placas es más eficiente que un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante. Sin embargo este tipo de intercambiador tiene la desventaja de que se presentan problemas de sellamiento de las juntas de cada una de las placas, por lo que su empleo es más común en aplicaciones donde la presión a la que se somete es baja [24].

d) Intercambiadores compactos

Este tipo de intercambiadores cuentan con una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. Para clasificarse como compacto un intercambiador debe tener una densidad de área (β) mayor a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Los intercambiadores compactos tienen la capacidad de lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son comúnmente usados en aplicaciones con limitaciones con respecto al peso y el volumen de esos dispositivos [16]. Dentro de los intercambiadores de calor compactos se encuentran los radiadores de los autos, el regenerador del motor Stirling, los intercambiadores de calor de cerámica de vidrio de las turbinas de gas, entre otros [19]. En los intercambiadores compactos la configuración es en flujo cruzado.

e) Intercambiadores de calor con superficies extendidas

Los tubos aletados son empleados con frecuencia porque las aletas aumentan el intercambio de calor entre 10 a 15 veces por unidad de longitud. Generalmente se usan aletas transversales circulares cortas (lowfins) en intercambiadores de haz de tubos y coraza, y

aletas más altas (highfins) en intercambiadores sin coraza y con flujo normal al eje del banco de tubos. Los intercambiadores de calor con aletas más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos. Es decir, intercambiadores de doble tubo, de serpentina o de haz de tubos y coraza [19].

Intercambiadores de calor enfriados por aire

Los intercambiadores de calor enfriados por aire incluyen un haz de tubos que por lo general tienen aletas devanadas en forma espiral y un ventilador que impulsa el aire a través de los tubos [19]. En estos casos dicho aire actúa como medio refrigerante para enfriar y/o condensar el fluido que circula en el interior de los tubos [25]. Este arreglo rectangular de tubos generalmente es de pocas filas de profundidad y colocados en arreglo escalonado para así incrementar los coeficientes de transferencia de calor [26]. En la siguiente figura se muestra un intercambiador de este tipo.

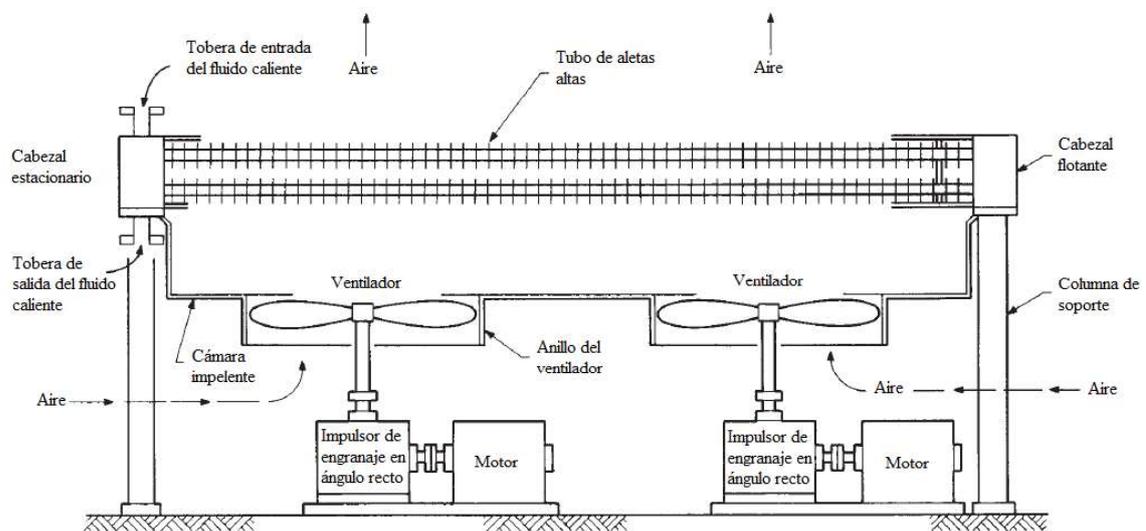


Figura 9. Intercambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado [26].

2.9 Métodos de análisis de los intercambiadores de calor

En la práctica es común encontrarse en la posición de seleccionar o diseñar un intercambiador de calor por medio del cual se logre un cambio específico de temperatura de un fluido con flujo másico conocido o, por otro lado, de predecir las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío en un intercambiador de calor específico. Existen dos métodos empleados para analizar los intercambiadores de calor, el de la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura, apropiado para la primera tarea y el método de la efectividad-NTU adecuado para la segunda tarea [16].

2.9.1 Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (DMLT)

Se puede expresar la razón de transferencia de calor de un intercambiador partiendo de la ley de enfriamiento de Newton, mediante la ecuación 2.5 [16], [27].

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (2.5)$$

donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [kW].

U : Coeficiente total de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$].

A_s : Área superficial de transferencia de calor [m^2].

ΔT_{ml} : Diferencia media logarítmica de temperatura [$^\circ\text{C}$].

El empleo de un comportamiento logarítmico permite describir la relación real que se da entre la diferencia de temperatura del fluido caliente a la entrada y el fluido frío a la salida (ΔT_1) y la diferencia de temperatura del fluido caliente a la salida y el fluido frío a la entrada (ΔT_2), mediante la relación de la ecuación 2.6. Esto para el caso de intercambiadores de calor a contraflujo [16].

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.6)$$

donde:

ΔT_1 : Diferencia de temperatura del fluido caliente a la entrada y el fluido frío a la salida [°C].

ΔT_2 : Diferencia de temperatura del fluido caliente a la salida y el fluido frío a la entrada [°C].

El comportamiento logarítmico de la temperatura de los fluidos a lo largo del intercambiador de calor para flujo paralelo y contraflujo se muestra en la figura 10.

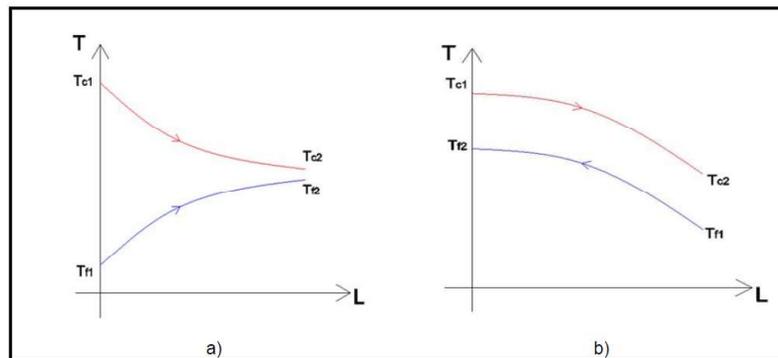


Figura 10. Comportamiento de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador: a) flujo paralelo y b) contraflujo. [22]

Factor de corrección para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado.

El método anterior es aplicable para intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo. Cuando se desea emplear este método a intercambiadores de calor de varios pasos o de flujo cruzado es necesario aplicar un factor de corrección (F). Para esto se hace uso de dos razones, que se muestran en las ecuaciones 2.7 y 2.8, [16]. Los subíndices f y c se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente.

$$P = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c2} - T_{f1}} \quad (2.7)$$

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (2.8)$$

donde:

P y R : Razones entre las dos temperaturas [Adimensional].

T_{f1} : Temperatura del fluido frío a la entrada [°C].

T_{f2} : Temperatura del fluido frío a la salida [°C].

T_{c1} : Temperatura de fluido caliente a la entrada [°C].

T_{c2} : Temperatura de fluido más caliente a la salida [°C].

Los gráficos de la figura 11 permiten obtener el factor de corrección a partir de las relaciones anteriores para intercambiadores de flujo cruzado.

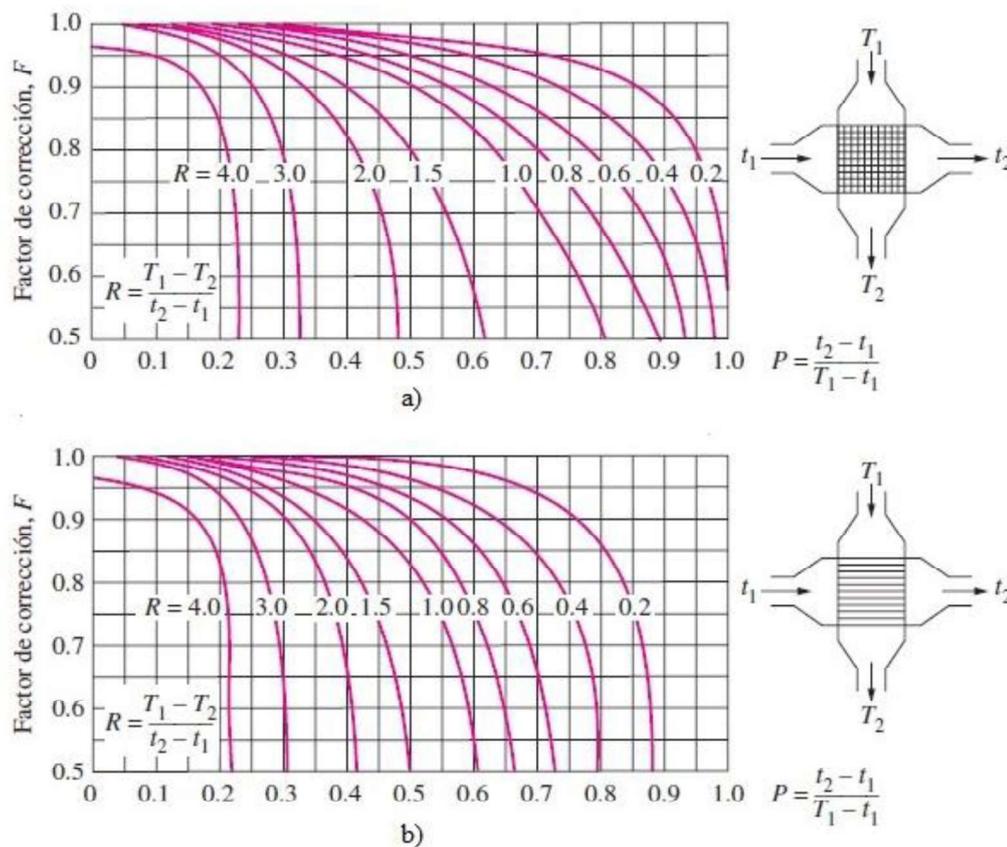


Figura 11. Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor de flujo cruzado. a) de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado y b) de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado [16].

2.9.2 Efectividad del Número de Unidades de Transferencia (NUT)

La efectividad-NUT “ ε ” es una relación entre la razón de transferencia de calor real y la razón de transferencia máxima como se expresa en la ecuación 2.9 [16], [28].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (2.9)$$

Donde:

ε : Efectividad del intercambiador de calor [Adimensional].

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor real [W].

$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$: Razón máxima posible de transferencia de calor [W].

A su vez, la transferencia máxima de calor se calcula mediante la ecuación 2.10 [16].

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{c,1} - T_{f,1}) \quad (2.10)$$

donde:

C_{min} : Razón de capacidad calorífica menor entre ambos fluidos [W/°C].

$T_{c,1}$: Temperatura de entrada del fluido caliente [°C].

$T_{f,1}$: Temperatura de entrada del fluido frío [°C].

A partir de las dos ecuaciones anteriores es posible determinar la razón de transferencia de calor real, como lo muestra la ecuación 2.11.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min}(T_{c,1} - T_{f,1}) \quad (2.11)$$

donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor real [W].

ε : Efectividad de la transferencia de calor [Adimensional].

C_{min} : Razón de capacidad calorífica menor entre ambos fluidos [W/°C].

$T_{c,l}$: Temperatura de entrada del fluido caliente [°C].

$T_{f,l}$: Temperatura de entrada del fluido frío [°C].

En la tabla de la figura 12 se muestran las relaciones de la efectividad para los distintos tipos de intercambiadores, según su configuración geométrica y la dirección de los fluidos.

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Doble tubo:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza:</i>	
Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (un solo paso):	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp[1 - c(1 - \exp(-NTU))])$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Figura 12. Expresiones de efectividad para distintos intercambiadores de calor [20] [16].

2.10 Generación de vapor

Es común en la agroindustria emplear vapor saturado como fuente de calor para distintos procesos. Un generador de vapor es el conjunto o sistema formado por una caldera y sus accesorios. Sin embargo, en la práctica se habla de calderas refiriéndose a todo el sistema [29].

Una caldera consiste en una máquina térmica, destinada a producir vapor para plantas de fuerza, procesos industriales o calefacción; o calentar agua para calefacción y uso general, mediante una transferencia de calor a presión constante, en la cual el agua contenida o que circula dentro de un recipiente metálico se calienta y cambia de estado.

Las calderas son un caso particular de intercambiadores de calor, en las cuales se da un cambio de fase. Existen básicamente dos tipos de calderas: Las piro-tubulares en las cuales el fluido en estado líquido se encuentra en un recipiente y es atravesado por tubos, en los cuales circula el fuego y los gases de combustión. Las acuotubulares son aquellas en las que el fluido de trabajo circula a través de tubos durante su calentamiento debido a la combustión del combustible [30].

2.11 Flujómetro placa orificio

Para el análisis de intercambiadores de calor se requiere de datos de razón de flujo, para el caso de tuberías es posible medir dicho parámetro, mediante un flujómetro de placa de orificio, el cual consiste en la restricción del flujo mediante una placa provista de un agujero de menor diámetro al de la tubería, lo cual genera una disminución de la presión debido al aumento de la velocidad en el sitio de restricción. A partir de la caída de presión entre dos puntos a lo largo del flujo se puede determinar la razón de flujo mediante la ecuación 2.12 [31]. Este método permite medir razones de flujo de gases y líquidos.

$$\dot{V} = A_0 C_d \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \quad (2.12)$$

donde:

\dot{V} : Razón de flujo [m^3/s].

A_0 : Área transversal del agujero [m^2].

C_d : Coeficiente de descarga [Adimensional].

P_1 : Presión antes de la obstrucción [Pa].

P_2 : Presión después de la obstrucción [Pa].

ρ : Densidad del flujo [kg/m^3].

β : Razón del diámetro del agujero al diámetro de la tubería [Adimensional].

2.12 Ventiladores

En el secado mecánico de café es necesario el uso de un dispositivo que impulse el aire de secado hacia las secadoras, generalmente este equipo es un ventilador.

Un ventilador consiste en una turbomáquina la cual tiene como principio impulsar o succionar un fluido, ya sea aire o gas, esto se logra mediante la transformación de energía mecánica en cinética. Este dispositivo está compuesto por un rodete con aspas, un eje, una carcasa y un motor. Los ventiladores se clasifican por la dirección en la cual hacen desplazar el fluido, en ventiladores centrífugos o radiales y ventiladores axiales. En los primeros el aire ingresa en dirección paralela al eje del rodete, por la boca de aspiración, y la descarga es perpendicular, es decir que el aire cambia de dirección 90° . Este tipo de ventiladores presenta altos aumentos de presión. En los ventiladores axiales el movimiento del flujo a través del rodete se realiza conservando la dirección del eje de éste, logrando mover grandes caudales con pequeños aumentos en su presión, se pueden encontrar tres tipos helicoidales, tubulares y tubulares con directrices [32].

3. METODOLOGÍA

3.2 Determinación de los parámetros de operación de secado requeridos

Mediante una revisión de fuentes bibliográficas, y el empleo de la metodología apropiada se determinaron los parámetros de operación de secado necesarios (condiciones

adecuadas del aire) en las secadoras seleccionadas, con los cuales se garantice la calidad del producto final. Debido a que en el secado mecánico la verificación de estos factores es fundamental, para evitar añadir más problemas de calidad física y sensorial asociados a este tipo de secado [33].

3.2.1 Temperatura del aire de secado.

Se determinó de forma teórica cual es el rango de temperatura adecuado, bajo el cual el grano no sufre ningún tipo de daño hasta que contenga un porcentaje de humedad que garantice la calidad del producto durante su almacenamiento.

3.2.2 Flujo de aire de secado.

A falta de información técnica de las secadoras correspondientes a los intercambiadores de calor evaluados, fue necesario realizar el cálculo del flujo de aire que debe ingresar a ellas para que el secado sea correcto. Para ello primero se debe determinar la energía total requerida para llevar a cabo el proceso de secado, lo cual en primera instancia requiere del conocimiento de la masa inicial y final del café, así como sus respectivos contenidos de humedad.

Masas y contenidos de humedad del café

La masa inicial de café se determinó mediante un despeje de la ecuación 3.1 [34], debido a que los demás parámetros son conocidos.

$$CH_{f,c bh} = 1 - \frac{m_{i,c}(1 - CH_{i,c bh})}{m_{f,c}} \quad (3.1)$$

donde:

$m_{i,c}$: Masa inicial del café [kg].

$m_{f,c}$: Masa final del café [kg].

$CH_{f,c bh}$: Contenido de humedad final del café, bh [decimal].

$CH_{i,c bh}$: Contenido de humedad inicial del café, bh [decimal].

La masa de agua a evaporar contenida en la carga de café que entra a la guardiola, se estimó con la ecuación 3.2 [35].

$$m_{agua} = m_{i,c} - m_{f,c} \quad (3.2)$$

donde:

m_{agua} : Masa de agua a evaporar contenida en el café [kg].

El contenido de humedad inicial y final del café en base seca se estimaron mediante las siguientes ecuaciones.

$$CH_{i,c bs} = \frac{m_{i,c} - m_s}{m_s} * 100 \quad (3.3)$$

$$CH_{f,c bs} = \frac{m_{f,c} - m_s}{m_s} * 100 \quad (3.4)$$

donde:

$CH_{i,c bs}$: Contenido de humedad inicial del café en base seca [decimal].

$CH_{f,c bs}$: Contenido de humedad final del café en base seca [decimal].

m_s : Masa de materia seca de café [kg].

$$m_s = (1 - CH_{f,c bh}) * m_{f,c} \quad (3.5)$$

Energía requerida para secado

La energía necesaria para realizar el secado está conformada por la energía requerida para calentar la masa de café y evaporar la humedad que esta contiene, la pérdida por calor

sensible que se va en el aire usado, el calor perdido al ambiente [36], [37], y la energía requerida para calentar la secadora [38].

Energía requerida para calentar el café

Para determinar la energía necesaria para calentar el café, se empleó la siguiente ecuación:

$$Q_{c,c} = m_{i,c} * Cp_c (T_{f,c} - T_{i,c}) \quad (3.6)$$

donde:

$Q_{c,c}$: Calor necesario para calentar el café [J].

Cp_c : Calor específico del café [J/kg°C].

$T_{i,c}$: Temperatura inicial del café [°C].

$T_{f,c}$: Temperatura final del café [°C].

Para determinar el calor específico del café pergamino, se empleó las ecuaciones 3.7 y 3.8, desarrolladas para rango de humedad del grano entre el 11 y el 45% bh [39], [35].

$$Cp_c = (1,355 + 5,7859CH_{i,c\ bs}) \quad (3.7)$$

$$Cp_c = (0,95675 + 9,6425CH_{i,c\ bh}) \quad (3.8)$$

Energía requerida para evaporar la humedad de exceso del café

Para determinar la energía necesaria para evaporar la humedad en exceso del café, se utilizó la siguiente ecuación:

$$Q_{e,h} = m_{agua} * L_{v,c} \quad (3.9)$$

donde:

$Q_{e,h}$: Calor necesario para evaporar la humedad del grano [J].

$L_{v,c}$: Calor latente de vaporización del agua contenida en el café [J/kg].

Para determinar el calor latente de vaporización del agua contenida en el café pergamino se utilizó la ecuación 3.10, la cual fue determinada a partir de las isothermas de equilibrio higroscópico obtenidas para café pergamino y aplicando el método de Othmer [40].

$$L_{v,c} = (2502,4 - (2,42958 * T_{i,c}))(1 + 1,44408^{-21,5011 * CH_{f,c \text{ bs}}}) \quad (3.10)$$

donde:

$L_{v,c}$: Calor latente de vaporización del agua contenida en el café [kJ/kg].

Calor necesario para calentar la secadora

El calor requerido para calentar la guardiola se determinó con la siguiente ecuación:

$$Q_{c,sec} = m_{sec} * Cp_{sec}(T_{f,sec} - T_{i,sec}) \quad (3.11)$$

donde:

$Q_{c,sec}$: Calor necesario para calentar la secadora [J].

m_{sec} : Masa del tambor de la secadora [kg].

Cp_{sec} : Calor específico del material de la secadora [J/kg°C].

$T_{i,sec}$: Temperatura inicial de la secadora [°C].

$T_{f,sec}$: Temperatura final de la secadora [°C].

Calor perdido en el aire usado.

Existe una pérdida de energía que se produce por el calor sensible que se va con el aire usado ($Q_{a,u}$), aun cuando este salga saturado de la secadora. Este calor perdido se obtiene a partir de la ecuación 3.12.

$$Q_{a,u} = q_{a,u} * m_{agua} \quad (3.12)$$

donde:

$Q_{a,u}$: Calor sensible que se va con el aire usado [J].

$q_{a,u}$: Energía perdida en el aire usado por cada kg de agua evaporada [J/kg].

m_{agua} : Masa de agua a evaporar contenida en el café [kg].

Por lo tanto, el calor total requerido para realizar el proceso de secado corresponde a la suma (ecuación 3.13) de las energías anteriormente descritas más el calor perdido al ambiente en el ducto de transporte del aire ($Q_{p,a}$), que para este caso no se contempla, debido a que esta pérdida se da por convección y no se registró velocidad de aire a la altura de los ductos, además de que estos son cortos, por lo que el área de transferencia de calor es pequeña.

$$Q_T = Q_{c,c} + Q_{e,h} + Q_{c,sec} + Q_{a,u} + Q_{p,a} \quad (3.13)$$

donde:

Q_T : Calor total requerido para realizar el proceso de secado [J].

Razón de calor necesario

La empresa busca reducir el tiempo de secado de 20 horas que es el tiempo promedio actual a 18 horas, el cual concuerda con el empleado comúnmente en el diseño de secadoras rotativas horizontales [38], con este dato y el requerimiento energético total, se estimó la razón de calor necesario para llevar a cabo el secado de café en dicho tiempo, empleando la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_T = \frac{Q_T}{t_s} \quad (3.14)$$

donde:

\dot{Q}_T : Razón de calor necesario para secado [W].

t_s : Tiempo de secado [s].

Flujo volumétrico de aire necesario

Una vez conocida la razón de calor necesario, es posible calcular el flujo másico de aire que el ventilador debe hacer pasar por el intercambiador de calor para transportar dicha cantidad de energía, mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a * C p_a (T_{a,2} - T_{a,1}) \quad (3.15)$$

donde:

\dot{m}_a : Flujo másico de aire necesario [kg/s].

$C p_a$: Calor específico del aire [J/kg°C].

$T_{a,1}$: Temperatura del aire la entrada del intercambiador [°C].

$T_{a,2}$: Temperatura del aire a la salida del intercambiador [°C].

Con el dato de flujo másico y la densidad del aire se determinó a partir de la ecuación 3.16 el flujo volumétrico de aire necesario para realizar el secado del café en un tiempo de 18 horas.

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \quad (3.16)$$

donde:

\dot{V}_a : Flujo volumétrico de aire necesario [m³/s].

ρ_a : Densidad del aire [kg/m³].

3.3 Determinación de las condiciones de operación actuales y propuesta de los parámetros de operación del sistema

Para conocer las condiciones bajo las cuales operan los intercambiadores de calor, se requiere previamente de una caracterización de cada uno de los sistemas.

3.3.1 Selección de los intercambiadores de calor evaluados

La sección de secado de la planta del Beneficio Central de Coopetarrazú cuenta con 37 guardiolas, donde 32 de estas tienen una capacidad de 60 quintales de café pergamino seco y las restantes 5 una capacidad de 150 quintales. Cada secadora tiene su propio sistema de intercambio de calor para el aire de secado, como se observa en la figura 13. Para efectos de este trabajo cada intercambiador se numeró con el mismo número de la secadora correspondiente.



Figura 13. Disposición del intercambiador de calor, abanico y secadora en sector de secado con secadoras de 60 quintales.

Se trabajó con 3 intercambiadores de calor correspondientes a los de las secadoras números 19, 24 y 27, las cuales tienen una capacidad de 60 qq de café pergamino seco. Dicha selección se debió a que:

- Las secadoras de 60 quintales representan aproximadamente el 72% de la capacidad de secado del beneficio, mientras que las secadoras de 150 quintales el 28% restante.
- Dichos intercambiadores de calor varían en características de construcción: número de tubos en dirección transversal, longitud de tubos y espaciado transversal entre estos.
- No todos los sistemas permiten la colocación de los equipos de medición necesarios, debido a que la válvula reguladora de flujo de vapor en la mayor parte de los casos está ubicada justo a la entrada del intercambiador.
- Actualmente el proceso de intercambio de calor se realiza mediante dos tipos de intercambiadores (de flujo cruzado de tubos aletados y compacto de flujo cruzado, tipo radiador), sin embargo, la empresa ya cuenta con los remplazos de los segundos por un tema de deterioro e ineficiencia, por lo que estos se descartaron para analizarlos.
- Los intercambiadores seleccionados difieren en su posición a lo ancho de la planta con el objetivo de observar la influencia de factores externos que intervienen en el proceso de intercambio de calor.
- Los intercambiadores de calor seleccionados tienen distinto tiempo de servicio en la planta. Siendo el número 19 el que más años de servicio tiene, y el número 24 menos.

3.3.2 Caracterización de los intercambiadores de calor

Además de determinar los parámetros operacionales de los fluidos, se realizó el registro de los parámetros constructivos de los intercambiadores. Los datos necesarios para llevar a cabo el trabajo se recopilaron durante la cosecha 2019-2020.

a) Parámetros operacionales:

A continuación, se explica la manera en que se determinó cada uno de dichos parámetros.

Flujo de vapor

Al no contar con un flujómetro industrial para vapor, fue necesario la construcción de un flujómetro placa de orificio el cual es un dispositivo de presión diferencial (ver figura 16).

Para su diseño se empleó la norma ISO 5167-2, donde las condiciones de diseño establecidas por dicha norma se especifican a continuación. La siguiente figura corresponde a la vista lateral de una placa de orificio.

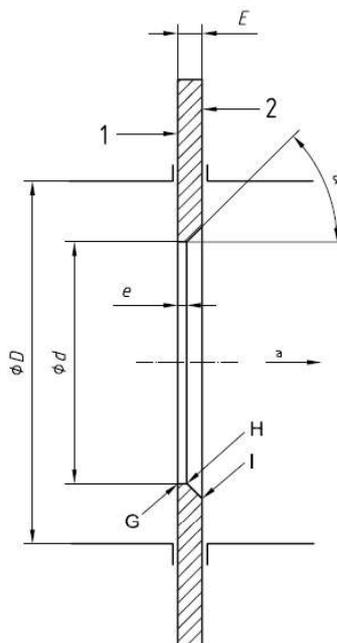


Figura 14. Vista lateral de una placa de orificio [41].

- El espesor del orificio (e) debe estar entre $0,005D$ y $0,02D$, mientras que el espesor de la placa (E), debe estar entre e y $0,05D$. Sin embargo, cuando el diámetro interno del tubo (D) está entre 50 y 64 mm ($50\text{mm} \leq D \leq 64$ mm), es aceptable un espesor E de hasta $3,2$ mm.

- Si el espesor de la placa supera el espesor del orificio, se debe hacer un biselado. El ángulo del bisel α será de $45^\circ \pm 15^\circ$.
- El borde aguas arriba G no debe tener rebabas y debe ser filoso y cuadrado. Los bordes aguas abajo H e I están dentro de la región de flujo separada y, por lo tanto, los requisitos son menos estrictos que los del borde G . En este caso, son aceptables pequeños defectos.
- El diámetro d del orificio en todos los casos debe ser mayor o igual a 12,5 mm. La relación de diámetro, $\beta = d/D$, debe encontrarse entre 0,10 y 0,75 ($0,10 \leq \beta \leq 0,75$). Dentro de estos límites el diámetro del agujero puede ser elegido por el diseñador.
- Las tomas de presión en la tubería se deben encontrar aguas arriba a una distancia D del centro de la placa de orificio, y aguas abajo a $D/2$.

Para la construcción del dispositivo fueron necesarios los siguientes elementos:

- Manómetros de Bourdon con glicerina: marca Winters, modelo PFQ, rango de medición de 0-30 PSI, caratula de 2,5'' y conexión 1/4'' NPT. Para la toma de presiones antes y después de la placa.
- Elementos de conexión del manómetro a la tubería: tubos roscados (rosca macho 1/4''), codos (rosca 1/4'') y uniones (rosca 1/4''). Necesarios para darle la correcta ubicación a los manómetros.
- Bridas: Diseñadas y construidas en el taller de la empresa.
- Lámina de acero inoxidable de 3 mm, para la construcción de las placas orificio, para ello se utilizó la norma ISO 5167-2 y se tomó en cuenta el tamaño de la brida construida. Su construcción se realizó en los talleres de Ingeniería de Biosistemas e Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica. En la figura 15 se muestra una de las placas una vez construida.



Figura 15. Placa de orificio construida.

En la figura 16 se muestra el ensamble del flujómetro placa de orificio.



Figura 16. Flujómetro placa de orificio.

Para determinar el flujo de vapor con dicho dispositivo se utilizó la ecuación 2.12.

Temperatura del vapor a la entrada y salida del intercambiador

Para la medición de las temperaturas de vapor se utilizó termocuplas tipo K de tornillo con rosca ordinario de 1/4, con 2 metros de cable de fibra de vidrio con malla metálica.

Para el registro de los datos se utilizó un termómetro termopar, marca OAKTON, Temp 300, modelo WD-35427-80.

En la figura 17 se muestra la manera en que se colocaron las sondas termopares en la tubería de vapor.



Figura 17. Colocación de las termocuplas en las tuberías de vapor.

Flujo del aire

Para medir la velocidad del aire se utilizó un anemómetro de paletas marca PROVA, modelo AVM-03.

Las mediciones se realizaron en 5 posiciones, los puntos rojos en la siguiente figura representan los puntos de medición.



Figura 18. Puntos de medición de velocidad del aire de secado.

Con los datos de velocidad y el área transversal de entrada del aire al intercambiador, se determinó el flujo volumétrico de aire de secado.

Temperatura del aire a la entrada del intercambiador

Para la medición de la temperatura del aire a la entrada del intercambiador se utilizó termocuplas tipo K de Bulbo recto de 5/16'' de diámetro x 4'' de largo, tornillo y contratuerca, con 2 metros de cable de fibra de vidrio con malla metálica. Para el registro de los datos se empleó el equipo anteriormente descrito, utilizado para la medición de la temperatura del vapor. La medición se realizó a una distancia aproximada de 40 cm de la entrada del intercambiador y en el punto medio de este.

Temperatura de salida del aire

El ducto que guía el aire caliente a la secadora está equipado con termómetros de dial bimetalicos marca Winters, TBM Series, con conexión de 1/2" NPT, con un rango de medición de 10-150 °C y con ángulo variable para facilitar la lectura. Dichos instrumentos son los que emplea el departamento de control de calidad para medir la temperatura del aire de secado durante el proceso.

Temperatura externa de los tubos

Para la medición de la temperatura externa de los tubos se utilizó un termómetro de infrarrojo marca Extech, con un rango de temperatura de -20 a 260 °C y emisividad fija de 0,95.

Las mediciones se realizaron en 3 distintas posiciones a lo largo de cada tubo, los puntos amarillos en la figura 19 representan los puntos de medición.



Figura 19. Puntos de medición de la temperatura de la superficie de los tubos.

Se realizaron las mismas mediciones tres veces para cada intercambiador, variando el día y la hora, donde las primeras mediciones se realizaron entre las 10:00 am-1:00 pm, las siguientes entre las 3:00 pm-6:00 pm y por último entre las 10:00 pm-12:00 am, y durante cada ciclo de medición se ejecutaron 10 lecturas de cada parámetro.

b) Parámetros constructivos

Los parámetros constructivos registrados son los siguientes:

- Dimensiones de la entrada de aire de secado
- Número tubos en dirección transversal
- Número tubos en dirección longitudinal
- Longitud de tubos

- Diámetro externo de tubos
- Diámetro interno de tubos
- Espaciamiento transversal entre los tubos
- Espaciamiento longitudinal entre los tubos
- Espaciamiento entre las aletas
- Espesor de las aletas
- Altura de las aletas
- Material de los componentes

Para dichas mediciones los instrumentos empleados fueron una cinta métrica de precisión ± 1 mm y un vernier digital de precisión $\pm 0,01$ mm. Además, estaba disponible la ficha técnica de uno de los intercambiadores seleccionados, en la cual se especificaban algunos de los parámetros de la lista.

3.3.3 Evaluación de los intercambiadores de calor bajo las condiciones actuales de operación

Para la evaluación del funcionamiento de los intercambiadores estudiados fue necesario determinar los siguientes parámetros de desempeño:

- Razón de transferencia de calor
- Capacidad calorífica mínima
- Capacidad calorífica máxima
- Relación de capacidades ($C = C_{min}/C_{máx}$)
- Efectividad térmica del intercambiador
- Número de unidades de transferencia
- Área total de transferencia de calor
- Coeficiente global de transferencia de calor
- Eficiencia de las aletas
- Resistencia térmica de las incrustaciones

- Caída de presión del lado interno de los tubos
- Caída de presión del lado externo de los tubos

Los datos iniciales requeridos para efectuar la evaluación se obtienen mediante la caracterización previa.

a) Razón de transferencia de calor

Al analizar intercambiadores de calor se supone que la transferencia de calor ocurre únicamente entre los dos fluidos. Por lo tanto, el calor cedido por el vapor debe ser igual o presentar poca diferencia con el calor absorbido por el aire.

Calor cedido por el vapor

Como el fluido caliente se trata de vapor la transferencia de calor se da por condensación. El cálculo de la razón de dicha transferencia se realiza mediante la ecuación 3.18 [42], [43].

$$\dot{Q} = \dot{m}_v h_{fg}^* \quad (3.18)$$

donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [W].

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor [kg/s].

h_{fg}^* : Calor latente de vaporización modificado [J/kg].

Calor absorbido por el aire de secado

Con el uso de la ecuación 2.1, se cuantifica el calor absorbido por el fluido frío, utilizando las abreviaturas para aire queda expresada tal como se muestra en la ecuación 3.19.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{a,2} - T_{a,1}) \quad (3.19)$$

donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [W].

\dot{m}_a : Flujo másico del fluido aire [kg/s].

Cp_a : Calor específico del aire [J/kg °C].

$T_{a,1}$: Temperatura del aire a la entrada del intercambiador [°C].

$T_{a,2}$: Temperatura del aire a la salida del intercambiador [°C].

El calor específico del aire se evalúa a la temperatura promedio.

b) Efectividad térmica del intercambiador

Basado en el método ε -NUT, la efectividad térmica total de un intercambiador se determina según la ecuación 2.9, anteriormente descrita, definida como la proporción entre la magnitud real de transferencia de calor (Q) y la máxima transferencia de calor posible ($Q_{m\acute{a}x}$) [20], [44]. Por lo tanto, la efectividad térmica de los intercambiadores de calor queda expresada de la siguiente manera (ecuación 3.20).

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_a Cp_a (T_{a,2} - T_{a,1})}{C_{min}(T_{v,1} - T_{a,1})} \quad (3.20)$$

donde:

$T_{v,1}$: Temperatura del vapor a la entrada del intercambiador [°C].

Las razones de capacidad calorífica del vapor y del aire se calculan a través de las ecuaciones 3.21 y 3.22, respectivamente. Donde C_{min} corresponde al menor entre C_v y C_a .

$$C_v = \dot{m}_v Cp_v \quad (3.21)$$

$$C_a = \dot{m}_a Cp_a \quad (3.22)$$

donde:

C_v : Razón de capacidad calorífica del vapor [W/°C].

C_a : Razón de capacidad calorífica del aire [W/°C].

Cp_v : Calor específico del vapor, [J/kg°C].

c) Coeficientes globales de transferencia de calor

Se determinó el coeficiente total de transferencia de calor, debido a que es necesario conocerlo para posteriormente determinar la resistencia térmica de las incrustaciones. Este parámetro nos indica con qué rapidez se deterioran las condiciones que favorecen el intercambio de calor [45].

- *Cálculo del coeficiente actual mediante el método de Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.*

Mediante el método de la DTML el coeficiente de transferencia de calor actual (U_{actual}) se determinó empleando la ecuación 3.23 [46], obtenida al despejar en la ecuación 2.5. En este caso se debe aplicar un factor de corrección, debido a que se trata de intercambiadores de calor de flujo cruzado.

$$U_{actual} = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{ml} * F} \quad (3.23)$$

$$A_s = A_f + A_o \quad (3.24)$$

donde:

U_{actual} : Coeficiente de transferencia de calor actual [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

A_o : Área externa de transferencia de calor de tubo liso [m^2].

A_f : Área de transferencia de calor de las aletas [m^2].

La diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}) se obtuvo a través de la ecuación 2.6, que una vez desarrollada queda de la siguiente forma.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{v,1} - T_{a,2}) - (T_{v,2} - T_{a,1})}{\ln \left(\frac{T_{v,1} - T_{a,2}}{T_{v,2} - T_{a,1}} \right)} \quad (3.25)$$

- *Cálculo del coeficiente actual mediante el método de efectividad-NUT*

En el análisis de los intercambiadores de calor mediante el método ε -NUT se utilizan tres parámetros adimensionales: la relación de las capacitancias térmicas (c), la efectividad (ε) y el número de unidades de transferencia (NUT). Este último parámetro, definido por la ecuación 3.26 [16], [27], y que consiste en la relación entre la capacidad del intercambiador para transferir calor y la capacidad mínima de los fluidos para absorberlo o cederlo.

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (3.26)$$

donde:

NUT: Número de unidades de transferencia [Adimensional].

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

El coeficiente de transferencia de calor actual (U_{actual}) se determina mediante la ecuación 3.27 [46], que se obtiene al despejar la anterior. El número de unidades de transferencia se calcula en función del tipo de intercambiador, la efectividad y la relación de las capacidades térmicas [16], mientras que la razón de capacidad calorífica mínima y el área de transferencia de calor se conocen por datos.

$$U_{actual} = \frac{C_{min} NUT}{A_s} \quad (3.27)$$

La relación de capacidades de calor (c) está dada por la ecuación 3.28.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (3.28)$$

Cuando el fluido caliente es un vapor de condensación, $C_v \rightarrow \infty$, entonces $C_v = C_{máx}$, [16], [19].

Cuando el fluido caliente es un vapor de condensación, para todos los propósitos prácticos $C_v \rightarrow \infty$, entonces $C_v = C_{máx}$, por lo tanto, $c = 0$ [16], [19]. La razón de capacidad

calorífica de dicho fluido el cual sufre un cambio de fase después del intercambio de calor debe tender a infinito, debido a que el cambio de temperatura es prácticamente cero (ver figura 20) en un correcto funcionamiento del sistema de intercambio de calor.

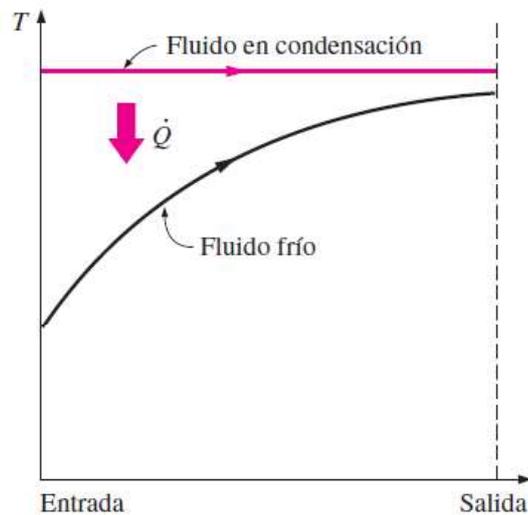


Figura 20. Comportamiento de la temperatura de los fluidos, donde uno de ellos se condensa [16].

La relación de NUT para todos los intercambiadores de calor con relación de capacidades $c = 0$, se expresa en la siguiente ecuación (Ver anexo 1):

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (3.29)$$

- *Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio*

El estudio del coeficiente total de transferencia de calor de cualquier intercambiador de calor con todas sus superficies limpias, involucra los coeficientes de convección externo e interno y la resistencia que ejerce el tubo a la transferencia de calor [47]. Para determinar dicho parámetro en el caso de intercambiadores de flujo cruzado de tubería aletada se utilizó la ecuación 3.30 [20], [16].

$$\frac{1}{U_{Limpio}} = \frac{1}{h_{a,f} \eta_o} + A_s R_W + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_s}{A_i} \right) \quad (3.30)$$

donde:

U_{Limpio} : Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

h_i : Coeficiente de convección del lado interno de los tubos [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

$h_{a,f}$: Coeficiente de convección del lado externo de los tubos [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

R_W : Resistencia del tubo aletado [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

η_o : Eficiencia general de la superficie externa [Adimensional].

A_i : Área interna de transferencia de calor del tubo [m^2].

En el diseño de estos equipos es necesario considerar la resistencia térmica debida a las incrustaciones sobre las superficies interna y externa, y para ello se suman a la ecuación anterior las siguientes expresiones [48], [19]:

$$\frac{R_{f,e}}{\eta_o} \quad (3.31)$$

$$R_{f,i} \left(\frac{A_s}{A_i} \right) \quad (3.32)$$

donde:

$R_{f,e}$: Factor de incrustación de la superficie externa [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

$R_{f,i}$: Factor de incrustación de la superficie interna [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

En el anexo 2 se encuentran valores representativos de dichos factores para los fluidos más comunes.

Por lo tanto, la ecuación del coeficiente total de transferencia de calor de diseño queda de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U_{diseño}} = \frac{1}{h_{a,f}^* \eta_o} + \frac{R_{f,e}}{\eta_o} + A_s R_W + R_{f,i} \left(\frac{A_s}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_s}{A_i} \right) \quad (3.33)$$

donde:

$U_{diseño}$: Coeficiente total de transferencia de calor para diseño [W/m²·°C].

$h_{a,f}^*$: Coeficiente de convección externo corregido [W/m²·°C].

Determinación del coeficiente de convección externo del banco de tubos con aletas, $h_{a,f}$.

Para bancos de tubos con aletas transversales se recomienda basar el coeficiente de transferencia de calor en la superficie externa del tubo liso [49], por lo tanto:

$$h_{externo} = h_{a,f} = h_a \left(\frac{A_s}{A_o} \right) \eta_f \quad (3.34)$$

donde:

$h_{externo}$: Coeficiente de convección externo del banco de tubos con aletas [W/m²·°C].

h_a : Coeficiente de convección para un banco de tubos lisos [W/m²·°C].

η_f : Eficiencia de la aleta [Adimensional].

Al tomar en cuenta el efecto de las incrustaciones este coeficiente de debe corregir mediante la ecuación 3.35 [19].

$$h_{a,f}^* = \frac{h_{R_{f,e}} h_{a,f}}{h_{R_{f,e}} + h_{a,f}} \quad (3.35)$$

$$h_{R_{f,e}} = \frac{1}{R_{f,e}} \quad (3.36)$$

donde:

$h_{R_{f,e}}$: Factor de corrección debido a incrustaciones externas [W/m²·°C].

Coefficiente de convección para el intercambiador con tubos lisos, h_a

El coeficiente de convección para un banco de tubos lisos se determina mediante un despeje de la ecuación 3.37 [16].

$$Nu = \frac{h_a L_c}{k_a} \quad (3.37)$$

donde:

Nu : Número de Nusselt [Adimensional].

h_a : Coeficiente de convección para tubos lisos [W/m²·°C].

k_a : Conductividad térmica del aire [W/m·°C].

L_c : Longitud característica [m].

Zukauskas [50] ha propuesto correlaciones para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos, estas tienen la siguiente forma [16], [44]:

$$Nu = C Re_a^m Pr_a^{0.36} \left(\frac{Pr_a}{Pr_{as}} \right)^{0.25} \quad (3.38)$$

donde:

Re_a : Número de Reynolds del aire [Adimensional].

Pr_a : Número de Prandtl del aire [Adimensional].

Pr_{as} : Número de Prandtl del aire evaluado a la temperatura de la superficie del tubo [Adimensional].

C : Constante [Adimensional].

m : Constante [Adimensional].

Las constantes C y m se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $NL > 16$ y $0,7 < Pr < 500$ [50], [16].

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0,9Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	100-1000	$Nu_D = 0,52Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	1000-2x10 ⁵	$Nu_D = 0,27Re_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	2x10 ⁵ -2x10 ⁶	$Nu_D = 0,033Re_D^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1,04Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	500-1000	$Nu_D = 0,71Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	1000-2x10 ⁵	$Nu_D = 0,35(S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$
	2x10 ⁵ -2x10 ⁶	$Nu_D = 0,031(S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (Pr/Pr_S)^{0,25}$

Las correlaciones del número de Nusselt promedio de la tabla anterior son para bancos de tubos con 16 o más filas. Sin embargo, se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con $NL < 16$, siempre que se modifiquen como:

$$Nu_u = Nu_{NL < 16} = F Nu \quad (3.39)$$

donde F es un factor de corrección cuyos valores se dan en la tabla 2. Para $Re > 1000$.

Tabla 2. Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{NL < 16} = F Nu$ para $NL > 16$ y $Re > 1000$ [50], [16].

NL	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Escalonados	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

En los bancos de tubos el número de Reynolds está en función de la velocidad máxima $V_{máx}$, que está relacionada con la velocidad de aproximación al banco, V_a . En este caso el diámetro externo del tubo D_e se toma como la longitud característica (ver ecuación 3.40). La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T , el paso longitudinal S_L y el paso diagonal S_D entre los centros de los tubos [16].

Para determinar el número de Reynolds se empleó la siguiente ecuación.

$$Re_a = \frac{\rho_a V_{máx} D_{e,tc}}{\mu_a} \quad 6 \quad (3.40)$$

donde:

$V_{máx}$: Velocidad máxima del fluido en el banco de tubos [m/s].

ρ_a : Densidad del aire [kg/m³].

μ_a : Viscosidad dinámica del aire [kg/m·s].

$D_{e,tc}$: Diámetro externo del tubo del tubo de cobre (longitud característica) [m].

Para el caso de tubos alineados y escalonados con $S_D > (S_T + D_e)/2$, la velocidad máxima se calcula mediante la ecuación 3.41, mientras que para tubos escalonados con $S_D < (S_T + D_e)/2$, se emplea la ecuación 3.42 [16], [51].

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D_e} V_a \quad (3.41)$$

$$V_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D_e)} V_a \quad (3.42)$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (3.43)$$

donde:

S_D : Paso diagonal entre tubos [m].

S_T : Paso transversal entre tubos [m].

S_L : Paso longitudinal entre tubos [m].

V_a : Velocidad del aire a la entrada del banco de tubos [m/s].

El número de Prandtl se determina a partir de la ecuación 3.44 [16].

$$Pr_a = \frac{Cp_a \mu_a}{k_a} \quad (3.44)$$

Para los cálculos anteriores todas las propiedades del aire se evalúan a temperatura filmica (ecuación 3.45), excepto Pr_{as} , que corresponde a la pared del tubo.

$$T_{f,a} = \frac{T_{m,a} + T_{s,e}}{2} \quad (3.45)$$

$$T_{m,a} = \frac{T_{a,1} + T_{a,2}}{2} \quad (3.46)$$

donde:

$T_{f,a}$: Temperatura filmica del aire [°C].

$T_{s,e}$: Temperatura de la superficie externa del tubo [°C].

$T_{m,a}$: Temperatura media aritmética del aire [°C].

Eficiencia de la aleta

Conforme el calor fluye desde la raíz de una aleta a su punta, la temperatura cae debido a la resistencia térmica del material de esta [16]. Para el cálculo de la eficiencia de la aleta existe un método empírico que se basa en dicha resistencia. Rich [52] presentó para una

amplia gama de geometrías de equipos compactos, la ecuación 3.47 con la cual se definen las pérdidas por resistencia térmica ϕ [53].

$$\phi = \frac{R_f k_f y_f}{l_f^2} \quad (3.47)$$

$$R_f = \frac{1}{h_a} \left(\frac{1}{\eta_f} - 1 \right) \quad (3.48)$$

donde:

ϕ : Pérdidas por resistencia térmica [adimensional].

R_f : Resistencia de la aleta [$\text{m}^2\text{°C/W}$].

l_f : Longitud o altura de la aleta [m].

y_f : Espesor de la aleta [m].

k_f : Conductividad térmica del material de la aleta [W/m °C].

Rich [52], también desarrolló las expresiones para el valor máximo de pérdida por resistencia térmica ($\phi_{\text{máx}}$). Con la gráfica del anexo 3 se obtiene $\phi_{\text{máx}}$ para el caso de aletas circulares de sección constante, como una función de $R = D_f/D_b$, donde D_f es el diámetro de la aleta y D_b es el diámetro de la base de la aleta (diámetro externo del tubo). Con este dato se determina la resistencia máxima de la aleta ($R_{f,\text{máx}}$) a partir de un despeje de la ecuación 3.47. Posteriormente asumiendo en primera instancia $R_{f,\text{máx}} = R_f$ se aproxima la eficiencia de la aleta (η_f^*) mediante la ecuación 3.48. Este cálculo se debe realizar con base en el coeficiente de convección para un intercambiador de tubos lisos.

A partir del anexo 4 con uso de la eficiencia aproximada se obtiene un factor de corrección $\phi/\phi_{m\acute{a}x}$ para corregir la resistencia de la aleta. Con la cual a partir de la ecuación 3.48 se determina la eficiencia real de esta [53].

Eficiencia general de la superficie externa de transferencia de calor

En la mayor parte de los casos es necesario conocer la eficiencia de la superficie externa de transferencia de calor. En este caso se requiere para determinar el coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio. Para determinar dicha eficiencia se empleó la ecuación 3.51 [20], [44]:

$$\dot{Q} = h_{a,f}(A_o + \eta_f A_f)(T_b - T_\infty) \quad (3.49)$$

$$\dot{Q} = \eta_o h_{a,f} A_s (T_b - T_\infty) \quad (3.50)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_s} (1 - \eta_f) \quad (3.51)$$

donde:

T_b : Temperatura de la base de la aleta [°C].

T_∞ : Temperatura del medio circundante [°C].

La ecuación 3.51 se obtiene al igualar las ecuaciones 3.49 y 3.50, que son equivalentes para el cálculo de la razón de transferencia de calor en superficies con aletas. [16], [18], [44].

Cálculo del coeficiente de convección en el interior de los tubos, h_v

Para casos cuando se trata de vapor de condensación que circula dentro de tubos horizontales y a velocidades bajas, el coeficiente de transferencia de calor se puede estimar mediante la ecuación empírica de chato (ecuación 3.52) [54], [16].

$$h_i = h_v = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat,l} - T_{s,i}) D_{i,tc}} (h_{fg}^*) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.52)$$

donde:

h_v : Coeficiente de convección interno (vapor) [W/m²·°C].

ρ_l, ρ_v : Densidades del líquido y del vapor, respectivamente [kg/m³].

μ_l : Viscosidad del líquido [kg/m·s].

k_l : Conductividad térmica del líquido [W/m·°C].

$T_{sat,l}$: Temperatura de saturación del líquido [°C].

$T_{s,i}$: Temperatura de la pared interna del tubo [°C].

$D_{i,tc}$: Diámetro interno del tubo de cobre [m].

h_{fg}^* : Calor latente de vaporización modificado [J/kg].

La ecuación anterior es válida para casos donde:

$$Re_v = \left(\frac{\rho_v V_v D_i}{\mu_v} \right)_{admisión} < 35000 \quad (3.53)$$

donde:

Re_v : Número de Reynolds del vapor [Adimensional].

V_v : Velocidad del vapor [m/s].

μ_v : Viscosidad dinámica del vapor [kg/m·s].

El cálculo del número de Reynolds del vapor se debe realizar en las condiciones de admisión del tubo. En caso de velocidades más altas del vapor Rohsenow [16] proporciona las correlaciones del coeficiente de transferencia.

Como se observa en la ecuación 3.52, es necesario emplear el calor latente de vaporización modificado, debido a que en los procesos reales el condensado se enfría por debajo de la temperatura de saturación hasta alguna temperatura promedio entre la temperatura de saturación (T_{sat}) y la temperatura de la superficie interna del tubo ($T_{s,i}$), liberando más calor. Para casos donde la condensación en película ocurre dentro de tubos horizontales, el calor latente de vaporización modificado está dado por la ecuación 3.54, presentada por Rohsenow [18], [16].

$$h_{fg}^* = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{p_l} (T_{sat,l} - T_{s,i}) + C_{p_v} (T_v - T_{sat}) \quad (3.54)$$

donde:

h_{fg} : Calor latente de vaporización [J/kg].

C_{p_l} : Calor específico del agua [J/kg·°C].

C_{p_v} : Calor específico del vapor [kJ/kg·°C].

T_v : Temperatura del vapor [°C].

La ecuación anterior es correcta cuando el vapor que ingresa al tubo es sobrecalentado, si se trata de vapor saturado el término $C_{p_v} (T_v - T_{sat})$ desaparece. La temperatura del condensado varía desde T_{sat} , justo en la interfase líquido-vapor, hasta $T_{s,i}$, en la superficie de la pared interna del tubo. Por esta razón, las propiedades del líquido deben evaluarse a la *temperatura de película*, $T_{p,c}$ (ecuación 3.55), que corresponde aproximadamente a la temperatura promedio del condensado. Sin embargo, el h_{fg} debe evaluarse a T_{sat} , debido a que el subenfriamiento del líquido no lo afecta [16].

$$T_{p,c} = \frac{T_{sat,l} + T_{s,i}}{2} \quad (3.55)$$

donde:

$T_{p,c}$: Temperatura de película del condensado [°C].

Se puede observar que para determinar tanto el calor latente de vaporización modificado, como el coeficiente de transferencia de calor del lado interno de los tubos es necesario conocer la temperatura de la pared interna de estos ($T_{s,i}$). Su cálculo es posible empleando la ecuación de razón de transferencia de calor para una capa cilíndrica larga (ecuación 3.56) [55], [16] y la razón de transferencia de calor a través de las aletas (ecuación 3.57) [16].

$$\dot{Q} = \frac{2\pi L_t}{\ln(D_{e,tc}/D_{i,tc})} k_t (T_{s,i} - T_{s,e}) \quad (3.56)$$

donde:

L_t : Longitud del tubo [m].

k_t : Conductividad térmica del material del tubo [W/m·°C].

$$\dot{Q} = \eta_f h_{a,f} A_f (T_b - T_\infty) \quad (3.57)$$

Al igualar las dos ecuaciones anteriores y asumiendo que la temperatura de la superficie externa del tubo ($T_{s,e}$) es igual a la de la base de la aleta (T_b), se obtiene la siguiente relación para $T_{s,i}$:

$$T_{s,i} = \left(\frac{\eta_f h_{a,f} A_f (T_{s,e} - T_\infty) \ln\left(\frac{D_{e,tc}}{D_{i,tc}}\right)}{2\pi L_t k_t} \right) + T_{s,e} \quad (3.58)$$

Resistencia de pared de tubo aletado

La resistencia que ofrece el tubo aletado a la transferencia de calor se puede determinar a partir de la ecuación 3.59 [19].

$$R_w = \frac{t}{k_t} \left(\frac{D_{e,tc} + 2nl_f(D_{e,tc} + l_f)}{D_e - t} \right) \quad (3.59)$$

donde:

R_w : Resistencia del tubo aletado [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

t : Espesor de la pared del tubo [m].

n : Densidad de aletas [aletas/m].

d) Análisis de las incrustaciones

Actualmente el método común para determinar el impacto de las incrustaciones en los intercambiadores de calor es mediante la observación de los cambios en la transferencia de calor durante el tiempo en operación [56]. Pero también existe la manera de calcularlo tomando en cuenta el coeficiente total de transferencia de calor actual y el del intercambiador limpio (ecuación 3.60) [57], [20].

$$R_i = \frac{1}{U_{actual}} - \frac{1}{U_{limpio}} \quad (3.60)$$

donde:

R_i : Resistencia térmica global de las incrustaciones [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

Sustituyendo U_{limpio} por $U_{diseño}$ se logra determinar la resistencia térmica generada por un nivel de incrustaciones más elevado al de diseño ($R_{i,e}$), es decir, incrustaciones excesivas.

e) Caída de presión

Caída de presión del aire, ΔP_a

El ventilador debe suministrar la potencia necesaria para permitir que el flujo de aire venza la caída de presión que posee el intercambiador de calor debido al paso del flujo mismo, por esta razón es necesario determinarla. No hay forma de calcular la caída de presión utilizando las relaciones para un solo tubo, debido a que hay una gran cantidad de interacción entre los tubos.

En el caso de bancos de tubos aletados la caída de presión se puede estimar con el método de Kays y London, desarrollado específicamente para este tipo de intercambiadores, que se basa en la siguiente ecuación [20], [58].

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2\rho_{a,e}} \left[f_a \frac{A_T}{A_{min}} \frac{\rho_{a,e}}{\rho_{a,p}} (1 + \sigma_a^2) \left(\frac{\rho_{a,e}}{\rho_{a,s}} - 1 \right) \right] \quad (3.61)$$

Donde:

ΔP_a : Caída de presión del aire [Pa].

f_a = factor de fricción del banco de tubos aletados [adimensional].

$\rho_{a,e}$: Densidad del aire a la entrada del intercambiador [kg/m³].

$\rho_{a,s}$: Densidad del aire a la salida del intercambiador [kg/m³].

$\rho_{a,p}$: Densidad del aire a la temperatura promedio [kg/m³].

G_a : Velocidad másica del aire [kg/m²·s].

A_{min} : Área mínima de flujo libre [m²].

σ_a : Relación del área mínima de flujo y área frontal, A_{min}/A_{fr} [Adimensional]

La velocidad másica del aire y el diámetro hidráulico se obtienen a partir de las ecuaciones 3.62 y 3.63, respectivamente.

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} \quad (3.62)$$

$$D_h = \frac{4 * P_b A_{min}}{A_s} \quad (3.63)$$

$$P_b = S_L(N_L - 1) + D_f \quad (3.64)$$

donde:

D_h : Diámetro hidráulico [m].

P_b : Profundidad del banco de tubos [m].

D_f : Diámetro de la aleta [m].

En la ecuación de D_h , el término $P_b A_{\text{mín}}$ corresponde al volumen mínimo de flujo libre [27]. Y A_s a la superficie friccionante [21].

Para determinar el factor de fricción se requiere del cálculo del número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico, Re_s (ecuación 3.65) [20], [27].

$$Re_s = \frac{D_h * G_a}{\mu_a} \quad (3.65)$$

La viscosidad dinámica del aire se evalúa a la temperatura filmica de este.

Es posible determinar el factor de fricción mediante las gráficas proporcionadas por Kays y London [20], sin embargo para este caso se optó por el uso de la correlación analítica para tubos con aletas proporcionada por Chai en 1988 (ecuación 3.66), debido a que, es la más precisa de todas, y además se cumple con los requerimientos que la validan ($895 < Re_s < 713000$, $S_T/D_b < 4$ y $N \geq 4$) [59].

$$f_a = 1,748 Re_s^{-0,233} \left(\frac{l_f}{s}\right)^{0,552} \left(\frac{D_b}{S_T}\right)^{0,599} \left(\frac{D_b}{S_L}\right)^{0,1738} \quad (3.66)$$

Donde:

s : La distancia entre aletas adyacentes [m].

D_b : Diámetro de la base de la aleta [m].

Caída de presión del vapor, ΔP_v

En la práctica, es conveniente expresar la caída de presión para todos los tipos de flujos internos totalmente desarrollados como se muestra en la ecuación 3.67 [31]:

$$\Delta P_v = \rho_v g h_L \quad (3.67)$$

donde:

ΔP_v : Caída de presión del vapor [Pa].

h_L : Pérdida de carga del vapor [m].

g : Aceleración gravitacional [m/s²].

Para determinar la pérdida de carga comúnmente se emplea la ecuación 3.68, la cual considera la pérdida por fricción y las pérdidas menores por accesorios en caso de que existan.

$$h_L = \left(f_v \frac{L_t}{D_{i,tc}} + \sum K_L \right) \frac{V_v^2}{2g} \quad (3.68)$$

donde:

f_v : Factor de fricción de Darcy [Adimensional].

V_v : Velocidad del vapor [m/s].

K_L : Coeficiente de pérdida menor [Adimensional].

El factor de fricción de Darcy se puede determinar a partir de la rugosidad relativa (ε/D) y el número de Reynolds, mediante el Diagrama de Moody (ver anexo 5) o la ecuación de Colebrook (ecuación 3.69) [31].

$$\frac{1}{\sqrt{f_v}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re_v \sqrt{f_v}} \right) \quad (3.69)$$

donde:

ε/D : Rugosidad Relativa [adimensional].

Re_v ; Número de Reynolds del vapor [adimensional].

Para este caso se asume que el flujo se distribuye equitativamente en todos los tubos y que la rugosidad de la tubería cambia significativamente con respecto a la original debido a las incrustaciones presentes, se utiliza el mismo valor para todos los tubos.

La pérdida de carga para estos intercambiadores está conformada por tres secciones (ver figura 26), la primera corresponde a la pérdida debido a la entrada del vapor al cabezal distribuidor (salida de la tubería alimentadora de vapor), seguido de las pérdidas en los tubos aletados, donde además de pérdida por fricción existen también pérdidas menores por entrada y salida de dichas tuberías y por último la pérdida ocasionada por la salida del vapor del cabezal, es decir la entrada a la tubería de retorno.



Figura 21. Puntos para cálculo de pérdida de carga.

Por lo que la pérdida total de carga corresponde a la suma de las pérdidas mencionadas (ecuación 3.70)

$$h_{L,total} = h_{L,A-B} + h_{L,B-C} + h_{L,C-D} \quad (3.70)$$

donde:

$h_{L,total}$: Pérdida total de carga en el intercambiador de calor [m].

$h_{L,A-B}$: Pérdida de carga debido a la entrada al cabezal distribuidor [m].

$h_{L,B-C}$: Pérdida de carga en los tubos de cobre [m].

$h_{L,C-D}$: Pérdida de carga debido a la entrada a la tubería de retorno [m].

Como se trata de un arreglo en paralelo la pérdida de carga y por lo tanto la caída de presión entre los puntos B-C es la misma para cualquiera de las trayectorias, debido a que la presión es una función puntual y no puede tener valores distintos en un punto específico [31].

Para el caso de las pérdidas $h_{L,A-B}$ y $h_{L,C-D}$ se utilizan los datos del vapor total, mientras que para $h_{L,B-C}$ se emplea la velocidad del vapor que circula en cada tubo de cobre.

3.4 Propuesta de parámetros de operación del sistema y simulación del proceso de transferencia de calor

Inicialmente se realizaron propuestas para correcciones a problemas identificados en cada uno de los sistemas de intercambio de calor, con el propósito de que el proceso de transferencia de calor ocurra de la mejor manera. Posteriormente se realizó la propuesta de condiciones de operación de dichos sistemas, que garanticen la calidad de producto final. Los parámetros propuestos se validaron a través de la simulación analítica del proceso de transferencia de calor.

3.4.1 Limpieza de los intercambiadores de calor

Se propuso la corrección del problema identificado que influye significativamente en la acumulación de condensados con el objetivo de mejorar la transferencia de calor y además evitar la acumulación de suciedad interna en los tubos de los intercambiadores de calor, además de esto se propuso una limpieza minuciosa tanto interna como externa de dichos dispositivos. Simulando que dichas recomendaciones generan que los intercambiadores

cuenten con incrustaciones representativas se determinó la resistencia debido a incrustaciones de diseño y se comparó con las actuales.

3.4.2 Flujo de vapor

Se propuso un valor de flujo másico de vapor específico para cada intercambiador de calor, con el cual a través de la ecuación 3.18 se determinó la razón de transferencia de calor. Y por medio de este último dato y la ecuación 3.19 se demostró analíticamente que bajo estas condiciones de operación el aire alcanza la temperatura de secado deseada.

Debido a que los flujos volumétricos de vapor son muy distintos para cada caso por poseer condiciones termodinámicas distintas, se quiso determinar dicho parámetro simulando que en los tres intercambiadores de calor las condiciones del vapor son iguales, con el fin de observar cómo se estabiliza el requerimiento de vapor en todos los sistemas.

Posteriormente se determinó el flujo volumétrico de vapor, simulando que tanto el aire como el vapor tienen las mismas condiciones en todos los casos, tomando como base el sistema con las mejores características de operación (intercambiador 19).

Para los tres escenarios anteriores se determinó el flujo de vapor requerido para dos etapas del día, para horas cercanas al medio día y para horas de la noche.

Por último, se planteó un cuarto escenario, que consistió en simular que se logra estabilizar las condiciones del aire dentro del sitio de secado, además de las condiciones del vapor, a lo largo del proceso. Bajo estas condiciones se determinó el requerimiento de vapor en cada sistema, con el fin de contar con un dato general en caso de que se logre realizar lo propuesto.

Simulando que se implementan las recomendaciones realizadas se determinó el rendimiento de los intercambiadores de calor, calculando la efectividad y el coeficiente total de transferencia de calor, con el objetivo de hacer una comparación con los resultados actuales.

4. RESULTADOS

4.1. Parámetros de operación de secado requeridos

4.1.1 Temperatura del aire de secado

La temperatura del aire de secado debe ser menor a 60 °C, debido a que la exposición del grano a una temperatura superior ocasiona una pérdida de su calidad fisiológica y sensorial. Varios estudios han registrado altos índices de conductividad eléctrica y lixiviación de potasio durante secado mecánico a altas temperaturas, parámetros que indican una disminución de dicha calidad [60], [61], [62], además de existir la posibilidad de presentarse el daño springer [3]. A través de otro estudio se observó la ruptura de la membrana celular y fusión de los cuerpos lipídicos en los granos sometidos a secado mecánico con temperaturas superiores a 60 °C, este efecto expone los lípidos a la oxidación, lo que permite la generación de compuestos, los cuales, modifican el sabor y el aroma de la bebida [63]. Se ha demostrado que a medida que aumenta la temperatura de secado disminuye la calificación de la calidad de taza [64], [65].

En Coopetarrazú, al tratarse de una empresa que recibe un elevado volumen de café, se busca realizar el secado a una temperatura de 60 °C, donde el principal objetivo con ello es reducir los tiempos de secado, evitando problemas de capacidad. Es claro que hay un riesgo asociado a la calidad del producto si llegara a aumentar en pocos grados dicha temperatura, por lo que el cuidado y control constante es primordial.

4.1.2 Flujo de aire de secado

Primero se determinó la masa inicial de la carga de café a secar, y la masa de agua a evaporar, los cuales se observan en la siguiente tabla.

Tabla 3. Masas iniciales y finales del café.

Nombre	Magnitud
Masa inicial de café, $m_{i,c}$ (kg)	4 776,92
Masa final del café, $m_{f,c}$ (kg)	3 450,00
Masa de agua a extraer, $m_{f,c}$ (kg)	1 273,85

La capacidad de las secadoras es de 2760 kg (60 qq) de café oro seco, es decir con un contenido de humedad final en base húmeda entre 10-12 % (un quintal de café seco equivale aproximadamente a 46 kg café oro y 57,5 kg café pergamino), por lo tanto, la masa final de café en pergamino es de 3450 kg. Por otro lado, el contenido de humedad en base húmeda con el que sale el café del presecado es conocido, este se encuentra en un rango de 25-35 %. Para el cálculo de la masa inicial de café (ecuación 3.1) se emplean los valores de humedad de 35 % CH_{bh} inicial y 11 % CH_{bh} final, para basar los cálculos en la cantidad de agua máxima que se puede encontrar en la carga de café a secar.

Posteriormente se calcularon los contenidos de humedad en base seca del café tanto inicial como final, para ello se determinó la cantidad de materia seca de café (ecuación 3.5), los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4. Contenidos de humedad del café en base seca, previo y posterior al secado.

Nombre	Magnitud
Masa de materia seca de café, ms_c (kg)	3 070,50
Contenido de humedad inicial del café en base seca, $CH_{i,c\ bs}$ (%)	54
Contenido de humedad final del café en base seca, $CH_{f,c\ bs}$ (%)	12

Una vez conocidas las masas y los contenidos de humedad, se determinaron los requerimientos energéticos para realizar el secado del café:

Calor necesario para calentar el café, $Q_{c,c}$.

En la siguiente tabla se muestra el resultado de la cantidad de calor que se requiere para calentar la masa de café.

Tabla 5. Calor requerido para calentar la masa inicial de café.

Nombre	Magnitud
Temperatura inicial del café, $T_{i,c}$ (°C)	22,96
Temperatura final del café, $T_{f,c}$ (°C)	60,00
Calor específico del café a partir del $CH_{i,c\text{ bs}}$, Cp_c (J/kg °C)	4 471,08
Calor específico del café a partir del $CH_{i,c\text{ bh}}$, Cp_c (J/kg °C)	4 331,45
Calor necesario para calentar el café, Q_{cc} (kJ)	782 234,51

La temperatura inicial del café se toma como el promedio de las temperaturas ambiente registradas durante los días de medición, mientras que la temperatura final del café se asume como la temperatura del aire de secado. Para el cálculo del calor requerido para calentar el café se emplea el mayor de los dos calores específicos determinados a partir de las ecuaciones desarrolladas por Montoya.

Calor requerido para evaporar la humedad de exceso del café, $Q_{e,h}$.

El resultado del calor necesario para evaporar el agua en exceso contenida en el café se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 6. Calor necesario para evaporar el agua en exceso del café.

Nombre	Magnitud
Calor latente de vaporización del agua contenida en el café, $L_{v,c}$ (kJ/kg)	3 368,03
Calor necesario para evaporar agua del café, $Q_{e,h}$ (kJ)	4 290 356,78

La extracción del exceso de agua es el proceso que involucra mayor requerimiento energético.

Calor necesario para calentar la secadora, $Q_{c,s}$.

En la siguiente tabla se muestra el resultado del calor que absorbe la estructura de la secadora una vez iniciado el proceso de secado.

Tabla 7. Calor necesario para calentar la secadora.

Nombre	Magnitud
Masa de la secadora, m_{sec} (kg)	5 000,00
Calor específico del material de la secadora, Cp_{sec} (J/kg °C)	480,00
Calor necesario para calentar la secadora, $Q_{c,s}$ (kJ)	88 887,27

La masa de la secadora se aproximó con base en la masa de guardiolas similares del mismo material (acero inoxidable) que actualmente se ofrecen en el mercado, donde esta está asociada a sus capacidades. Se asume que la temperatura inicial de la secadora es igual a la temperatura ambiente promedio durante los días de medición (22,96 °C) y la temperatura final corresponde a la temperatura del aire de secado (60 °C).

Calor perdido en el aire usado, $Q_{a,u}$.

La energía que se pierde en el aire una vez este sale de la secadora, se muestra en la tabla 4.6.

Tabla 8. Calor latente que va en el aire usado.

Nombre	Magnitud
Calor latente por kilogramo de agua evaporado, $q_{a,u}$ (kJ/kg)	810,00
Calor perdido en aire usado, $Q_{a,u}$ (kJ)	1 031 815,38

Para el caso de secadoras estáticas tipo torre la pérdida de energía en el aire usado se encuentra entre 1 250-1 350 kJ por cada kg de agua evaporada, donde este tipo de secadoras presentan una eficiencia térmica entre 70-75 % [37]. Sin embargo, las secadoras rotativas horizontales presentan una eficiencia térmica alrededor del 85 % [66]. Por lo tanto, la energía perdida en el aire usado para el caso de guardiolas es de aproximadamente 810 kJ por kilogramo de agua evaporada.

Calor perdido al ambiente, $Q_{p,a}$.

Existe una pérdida de energía calórica que se produce a través de las paredes del ducto que dirige el aire a la secadora, esta pérdida principalmente se da por convección y por lo general es muy pequeña en relación al consumo total de energía, además depende del diseño de dicho ducto y de las condiciones ambientales de su ubicación. Para el caso particular de Coopetarrazú estas pérdidas se despreciaron ($Q_{p,a} = 0$), por dos razones, la primera es que el ducto de transporte de aire de longitud corta, por lo que el área de transferencia de calor es pequeña y la segunda razón es porque la velocidad del aire en el lugar donde se encuentran las secadoras es prácticamente nula.

Razón de calor para el proceso de secado

En la siguiente tabla se observan los resultados de la razón de calor necesaria para realizar el secado en el tiempo deseado.

Tabla 9. Energía total requerida y razón de dicho calor para realizar el secado en 18 h.

Nombre	Magnitud
Calor total para el proceso de secado, Q_T (kJ)	6 193 293,95
Tiempo de secado, T_s (h)	18,00
Razón de calor requerido, \dot{Q}_T (kW)	95,58

A partir del calor total necesario para secar la carga de café que corresponde a la suma de los requerimientos térmicos anteriormente calculados y el tiempo de secado deseado (18 h), se obtiene que se requiere a una tasa de calor de 95,58 kJ/s para secar el café.

Flujo volumétrico de aire requerido

Una vez conocida la tasa de energía necesaria, se determinó mediante la ecuación 3.15 el flujo másico de aire que el ventilador debe hacer pasar por el intercambiador de calor e ingresar a la secadora, para que este transporte dicha energía. Con este dato y la densidad del aire se determinó el flujo volumétrico de aire necesario para secar el café, utilizando la ecuación 3.16.

Tabla 10. Flujo másico y volumétrico de aire requerido para su condición promedio.

Nombre	Magnitud
Temperatura inicial del aire, $T_{a,1}$ (°C)	22,96
Temperatura final del aire, $T_{a,2}$ (°C)	60,00
Calor específico del aire, Cp_a (J/kg °C)	1 007,00
Flujo másico de aire requerido, \dot{m}_a (kg/s)	2,56
Densidad del aire, ρ_a (kg/m ³)	1,20
Flujo volumétrico de aire requerido, \dot{V}_a (m³/s)	2,13
Flujo volumétrico de aire requerido, \dot{V}_a (m³/h)	7 662,40

En Coopetarrazú se utilizan abanicos de 10 000 m³/h con motor de 10 Hp. Su elección posiblemente se debe a que en el mercado generalmente se ofrecen ventiladores de 7 500 y 10 000 m³/h. Además de que es importante considerar durante el diseño escenarios donde el requerimiento de flujo de aire sea mayor, por ejemplo, un presecado hasta un contenido de humedad superior a 35% b.h, por alguna eventualidad en cuanto a capacidad u otra razón. El flujo de vapor actual permite secar el café de un contenido de humedad inicial de 40% b.h hasta un contenido de humedad final de 12 % b.h en 18 horas. Un menor volumen de aire

atrasa el secado y un volumen excesivo se pierde sin aportar nada importante al tiempo de secado [38], únicamente es antieconómico [66]. Por lo tanto, con el flujo de aire actual y garantizando una temperatura de secado de 60 °C, la razón de transferencia de calor en el intercambiador de calor debe ser de 124,73 kW, para las condiciones promedio del aire en la entrada.

En algunos casos como por ejemplo en el Beneficio Monte Grande en Chiapas, México, donde se emplean guardiolas con capacidades iguales a las evaluadas en Coopetarrazú, utilizan abanicos de 7 500 m³/h con motor de 7 Hp [66], la razón es porque la temperatura del aire de secado en este caso es superior (70 °C), por lo tanto, el requerimiento de flujo de aire es menor.

4.2 Condiciones de operación actuales y propuesta de los parámetros de operación del sistema

4.2.1 Caracterización de los intercambiadores de calor

A continuación, se muestran los resultados de los parámetros operacionales actuales y los parámetros constructivos de los intercambiadores de calor, datos necesarios para su evaluación.

a) Parámetros operacionales

Temperaturas de entrada y salida de los fluidos de intercambio de calor

En la tabla 11 se muestra la temperatura media del vapor y el aire a la entrada y salida de los intercambiadores de calor.

Tabla 11. Temperatura de los fluidos a la entrada y salida del intercambiador.

Intercambiador	Temp. vapor	Temp. vapor	Temp. aire	Temp. aire
	entrada, $T_{v,1}$ (°C)	salida, $T_{v,2}$ (°C)	entrada, $T_{a,1}$ (°C)	salida, $T_{a,2}$ (°C)
19	118,21	74,98	23,32	54,97
24	125,99	50,64	23,02	54,24
27	109,80	76,09	22,55	51,36

Se puede observar que para los tres casos la temperatura del vapor a la salida del intercambiador no concuerda con el comportamiento que indica la teoría, porque para el caso de intercambiadores de calor en donde uno de los fluidos experimenta un proceso de cambio de fase, el cambio de temperatura de dicho fluido es prácticamente cero [16], [43]. Lo que indica que la temperatura medida corresponde a la temperatura de una acumulación de condensados, donde el intercambiador más afectado es el número 24.

Por otro lado, la temperatura del aire de secado como se puede ver está por debajo de los 60 °C que se desean. Siendo aún menor conforme el intercambiador está más expuesto a un aire más frío principalmente por las noches, debido a su ubicación en la planta, lo que ocasiona que se requiera de una mayor transferencia de calor que no se está logrando por las características de operación del vapor.

También se puede observar que la temperatura del vapor difiere para los tres casos, lo cual posiblemente se deba a pérdidas de presión a lo largo de la tubería, así como pérdidas de calor.

Flujo de vapor

En la tabla 12 se muestran las características de las placas de orificio empleadas para la medición del flujo de vapor.

Tabla 12. Características técnicas de las placas de orificio.

Nombre	Magnitud
Diámetro de la tubería, D (cm)	5,08
Diámetro del orificio, d (cm)	1,40
Relación de diámetros, β (adimensional)	0,28
Área de orificio, A_0 (m ²)	$1,54 \times 10^{-4}$
Coefficiente de descarga, Cd (adimensional)	0,61

Se toma como coeficiente de descarga un valor de 0,61, como se recomienda en la literatura para el caso de altos números de Reynolds [31].

En la tabla 13 se muestran los resultados del flujo de vapor promedio, obtenidos mediante los flujómetros de placa de orificio.

Tabla 13. Flujo de vapor.

Intercambiador	Presión 1, P_1 (kPa)	Presión 2, P_2 (kPa)	Densidad vapor, ρ_v (kg/m ³)	Flujo volumétrico, \dot{v}_v (m ³ /s)	Flujo másico, \dot{m}_v (kg/s)
19	183,79	99,70	1,068	0,037	0,040
24	180,91	109,24	1,345	0,031	0,041
27	152,42	44,09	0,821	0,048	0,040

Se puede observar que los flujos volumétricos difieren significativamente entre sí, sin embargo, los flujos másicos se igualan al variar la densidad del fluido debido a la temperatura de este al ingresar al intercambiador (ver tabla 11).

Flujo de aire de secado

Los resultados del flujo de aire promedio en cada intercambiador de calor se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 14. Flujo de aire de secado.

Intercambiador	Velocidad, V_a (m/s)	Área frontal, A_{fr} (m²)	Flujo volumétrico, \dot{v}_a (m³/s)	Densidad aire, ρ_a (kg/m³)	Flujo másico, \dot{m}_a (kg/s)
19	3,29	0,84	2,77	1,19	3,29
24	3,25	0,84	2,73	1,19	3,25
27	3,24	0,85	2,76	1,19	3,30

Como se observa el flujo volumétrico es muy cercano a 2,78 m³/s (10 000 m³/h) que es la capacidad indicada en cada ventilador, sin embargo, en los tres casos está por debajo, siendo menor para el intercambiador 24, esto se puede deber a la suciedad externa de los intercambiadores de calor que ocasiona una disminución de la velocidad del aire debido a la resistencia que dicha suciedad genera.

Temperatura de la superficie externa de los tubos del intercambiador de calor

En la tabla 15 se muestra la temperatura promedio que alcanza la superficie externa de los tubos del intercambiador de calor al momento de operar.

Tabla 15. Temperatura externa promedio de los tubos del intercambiador.

Intercambiador	Temperatura superficie externa de los tubos del intercambiador, $T_{s,e}$ (°C)
19	67,97
24	55,83
27	55,41

En los intercambiadores 24 y 27, la temperatura promedio de la superficie del tubo es menor porque los tubos inferiores en ambos casos presentaban bajas temperaturas, como se muestra en el gráfico de la figura 27, lo que indica que por dichos tubos no había flujo de vapor, debido posiblemente a una obstrucción generada por exceso de suciedad en el fluido

y a la acumulación de condensados, que ocasionó que dicha suciedad no pudiera fluir, precipitando y obstruyendo los tubos inferiores.

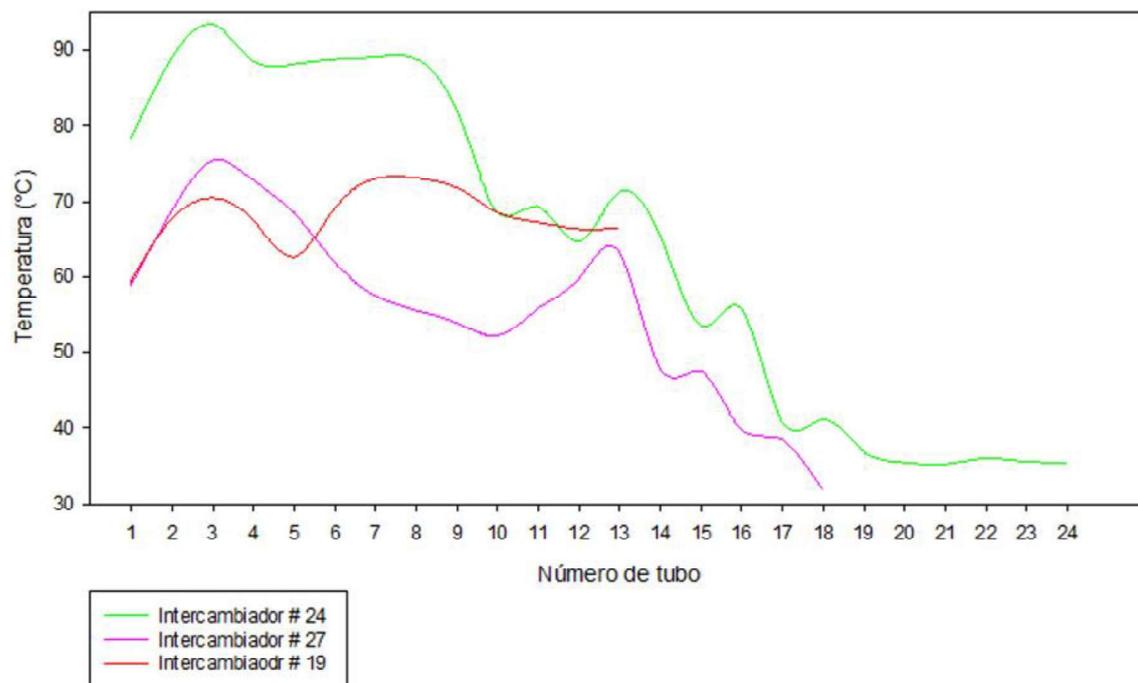


Figura 22. Comportamiento de la temperatura de la superficie externa de los tubos de los intercambiadores de calor.

En el gráfico anterior en el eje horizontal el número 1 representa el tubo superior del intercambiador de calor, mientras que los números 13, 18 y 24 los inferiores.

b) Parámetros constructivos

Las características constructivas que todos los intercambiadores de calor comparten se tabulan a continuación.

Tabla 16. Parámetros constructivos compartidos por los intercambiadores de calor.

Parámetro	Magnitud
Diámetro externo de tubos, $D_{e,tc}$ (mm)	15,88
Diámetro interno de tubos, $D_{i,tc}$ (mm)	15,24
Densidad de aletas, n (aletas/m)	551,00
Espaciamiento entre aletas, S_f (mm)	1,81
Espesor de aletas, y_f (mm)	0,25
Distancia entre aletas adyacentes, s (mm)	1,56
Altura de aleta, l_f (mm)	9,53
Diámetro de aleta, D_f (mm)	34,93
Diámetro conexión entrada vapor, $D_{c,e}$ (mm)	50,80
Diámetro conexión salida de vapor, $D_{c,s}$ (mm)	38,10
Cantidad de tubos en dirección longitudinal, N_L	2,00
Espaciamiento longitudinal entre tubos, S_L (mm)	31,13

En la tabla 17 se muestran las características constructivas en las que difieren los intercambiadores de calor.

Tabla 17. Parámetros constructivos que varían en cada intercambiador de calor.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Cantidad de tubos dirección transversal, N_T	13,00	24,00	18,00
Cantidad total de tubos, N	25,00	47,00	35,00
Longitud de tubos, L_T (mm)	1 310,00	995,00	1 310,00
Espaciamiento transversal tubos, S_T (mm)	50,38	36,45	36,67
Espaciamiento diagonal entre tubos, S_D (mm)	40,05	36,07	36,13
Área de transferencia de calor A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07

Las partes que componen los intercambiadores de calor están construidas con distintos materiales, en la tabla 18 se nombran dichas partes y su material.

Tabla 18. Material de las partes que componen los intercambiadores de calor.

Parte del intercambiador	Material
Estructura de soporte	Hierro galvanizado
Conexiones de entrada y salida de vapor	Acero al carbono
Cabezal distribuidor y de salida de vapor	Acero al carbono
Tubos	Cobre
Aletas	Aluminio
Soldadura	Plata

La soldadura de plata, consiste en una aleación de plata (por lo general muy bajo contenido), junto con otros metales como cobre, cadmio, zinc, etc. Esta soldadura se emplea para unir los tubos a los cabezales.

4.3.2 Evaluación de los intercambiadores de calor bajo las condiciones actuales de operación

a) Razón de transferencia de calor

La razón de transferencia de calor que se da en los intercambiadores se obtuvo determinando el calor absorbido por el aire de secado, debido a que los resultados obtenidos para el calor cedido por el vapor son menores. En la tabla 19 se tabulan los resultados.

Tabla 19. Razón de transferencia de calor en cada intercambiador.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Flujo másico de aire, \dot{m}_a (kg/s)	3,29	3,25	3,30
Temperatura del aire a la entrada, $T_{a,1}$ (°C)	23,32	23,02	22,55
Temperatura del aire a la salida, $T_{a,2}$ (°C)	54,97	54,24	51,36
Calor específico del aire, C_{p_a} (J/kg °C)	1 007,00	1 007,00	1 007,00
Calor absorbido por el aire, \dot{Q} (kW)	104,95	102,34	95,75

Se puede observar que en ninguno de los tres casos la razón de transferencia de calor está cerca de 124,73 kW, como previamente se determinó que debía ser para realizar el secado en 18 horas, el motivo principal es que la temperatura de secado alcanzada está por debajo de la deseada (60 °C), como se observa en la misma tabla, la cual disminuye aún más para los intercambiadores 24 y 27, entre menor sea el cambio de temperatura menor es la razón de transferencia de calor [16], [67]. La principal razón de este comportamiento es que la temperatura inicial del aire es menor conforme el intercambiador está más cercano al extremo abierto del local de secado, donde el intercambiador 27 recibe aire directamente del exterior, el cual presentaba temperaturas menores que los otros dos casos para las tres mediciones, lo que ocasiona que bajo las condiciones de operación del vapor no se dé la razón de transferencia deseada para elevar la temperatura final del aire.

b) Efectividad térmica de los intercambiadores de calor

Como ya se explicó anteriormente, cuando el fluido caliente es un vapor de condensación, para todos los propósitos prácticos $C_v \rightarrow \infty$ ($C_v = C_{m\acute{a}x}$), por lo que la razón calorífica mínima corresponde a la del aire.

En la tabla 20 se muestra la efectividad térmica de los equipos de intercambio de calor.

Tabla 20. Efectividad térmica de los intercambiadores de calor.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Razón de capacidad calorífica del aire, C_a (Adim.)	3 315,91	3 277,69	3 323,75
Razón de capacidad calorífica del vapor, C_v (Adim.)	∞	∞	∞
Temperatura del vapor a la entrada, $T_{v,l}$ (°C)	118,21	125,99	109,80
Temperatura del aire a la entrada, $T_{a,l}$ (°C)	23,32	23,02	22,55
Máxima razón de transferencia de calor, $Q_{m\acute{a}x}$ (kW)	314,64	337,50	289,97
Efectividad térmica, ε (Adim.)	0,334	0,303	0,330

Como se puede observar los tres intercambiadores de calor presentan una efectividad similar. Siendo un poco menor la del intercambiador 24, debido a que para este caso la razón máxima posible de transferencia de calor es mayor porque la temperatura del vapor en la entrada del intercambiador es más alta. Caso contrario para el intercambiador 27 donde el vapor ingresa a una menor temperatura.

En un análisis de intercambiadores de calor de flujo cruzado en donde en lugar de vapor de agua se empleó agua como fluido caliente, se obtuvo una efectividad de 0,69 para flujos máxicos de agua y de aire de 0,69 kg/s y 0,67 kg/s, respectivamente y una efectividad de 0,425 para flujos máxicos de agua y de aire de 0,44 kg/s y 1,57 kg/s, respectivamente [68], por lo tanto, bajo este comportamiento para un flujo máxico de aire cercano a 3,30 kg/s la efectividad disminuiría considerablemente hasta un valor similar o inferior al obtenido en este caso. Para intercambiadores donde uno de los fluidos es aire, la razón de capacidad calorífica mínima por lo general le corresponde a dicho fluido, por lo tanto, a mayor velocidad de aire, esta aumentaría y por ende también la razón máxima posible de transferencia de calor, por lo que la efectividad disminuye, este comportamiento también se observa en los resultados obtenidos por [69].

c) Coeficiente total de transferencia de calor

Coeficiente actual de transferencia de calor, U_{actual}

Los resultados del coeficiente actual de transferencia de calor obtenidos mediante los métodos de diferencia de temperatura media logarítmica y efectividad NUT se observan en las tablas 21 y 22, respectivamente.

Tabla 21. Coeficiente actual de transferencia de calor, mediante el método DTML.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Área total de transferencia de calor, A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07
Diferencia temperatura media logarítmica, ΔT_{ml} (°C)	57,26	46,22	55,95
Factor de corrección, F (Adim.)	1,00	1,00	1,00
Coeficiente actual de transferencia de calor, U_{actual} (W/m² °C)	62,48	52,85	41,67

El factor de corrección es igual a uno ($F = 1$), debido a que siempre es así, cuando existe cambio de fase sin importar la configuración del intercambiador de calor [16].

Tabla 22. Coeficiente actual de transferencia de calor, mediante el método ϵ -NUT.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Relación de capacidades de calor, c (adim.)	0,00	0,00	0,00
Número de unidades de transferencia, NUT (adim.)	0,41	0,36	0,40
Coeficiente actual de transferencia de calor, U_{actual} (W/m² °C)	45,87	28,27	32,43

Los resultados obtenidos mediante el primer método son mayores con respecto al segundo, debido a que la temperatura media logarítmica disminuye, porque se toma como temperatura del vapor a la salida, la marcada por el termómetro la cual no concuerda con la teoría, porque dichos datos corresponden a la temperatura de una acumulación de condensados

producto de un incorrecto diseño de la tubería de retorno de estos. Si se asume que la temperatura del vapor se mantiene constante como indica la teoría donde hay un cambio de fase del fluido, los coeficientes se igualan para ambos métodos. Por lo tanto, los valores correctos del coeficiente actual de transferencia de calor son los obtenidos con el método ϵ -NUT.

Los bajos coeficientes obtenidos principalmente para los intercambiadores 24 y 27, indican que hay una alta resistencia térmica debido a las incrustaciones, porque en el estudio realizado por Peñaloza y Urgilés [19], donde se consideró incrustaciones externas e internas, se obtuvo un valor de diseño de $119,66 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, a pesar de utilizar un caudal de aire bajo ($918 \text{ m}^3/\text{h}$). Sin embargo, en la investigación de Basualdo [70] donde las aletas son tipo L y se emplea una alta velocidad de aire, se obtuvo un resultado de $58 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, valor que es mayor pero más cercano a los resultados obtenidos para este estudio. Entre mayor sea el flujo de aire mayor es el coeficiente global de transferencia de calor como lo demuestra el estudio realizado por Khaled, Ramadan y Hage [71].

Por otra parte, se puede observar que el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador 19 es mayor que el de los intercambiadores 24 y 27, lo cual se debe a que, a pesar de contar con menor área de transferencia de calor, está alcanzando una mayor razón de transferencia de calor. Además de que la razón de transferencia de calor es mayor debido a que el aire sufre un mayor cambio de temperatura. En el caso del intercambiador 24, además de contar con más área de transferencia de calor, la temperatura de trabajo del vapor es mayor, lo que aumenta la temperatura media logarítmica, ocasionando una disminución significativa del coeficiente total de transferencia de calor.

Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio, U_{limpio}

A continuación, se muestran los resultados del coeficiente de convección externo, la eficiencia de las aletas y el coeficiente de convección interno, necesarios para el cálculo del coeficiente de convección total.

Coefficiente de convección externo, h_{af}

- Coeficiente de convección para un banco de tubos lisos

En la tabla 23 se muestra el resultado del coeficiente de convección para el intercambiador con tubos lisos.

Tabla 23. Coeficiente de convección para el intercambiador con tubos lisos.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Velocidad del aire, V_a (m/s)	3,29	3,25	3,24
Velocidad máxima del aire, $V_{máx}$ (m/s)	4,81	5,76	5,72
Temperatura media del aire, $T_{m,a}$ (°C)	39,14	38,63	36,96
Temperatura superficie externa de los tubos, $T_{s,e}$ (°C)	67,97	73,08	61,87
Temperatura filmica del aire, $T_{f,a}$ (°C)	53,55	55,85	49,42
Número de Reynolds del aire, Re_a (adim.)	4 166,23	4 933,97	5 138,91
Número de Prandtl evaluado a la $T_{f,a}$, Pr_a (adim.)	0,72	0,72	0,72
Número de Prandtl evaluado a la $T_{s,e}$, Pr_{as} (adim.)	0,72	0,72	0,72
Constante C (adim.)	0,39	0,36	0,36
Constante m	0,60	0,60	0,60
Número de Nusselt, Nu (adim.)	50,99	52,87	54,31
Factor de corrección, F (adim.)	0,76	0,76	0,76
Número de Nusselt corregido, $Nu_{NL=2}$ (adim.)	38,75	40,18	41,27
Longitud característica, L_c (m)	0,016	0,016	0,016
Coeficiente de transferencia de calor banco de tubos lisos, h_a (W/m²°C)	67,40	70,31	70,48

Para obtener la temperatura filmica del aire la cual es necesaria para determinar el número de Prandtl y el número de Nusselt, se tomó como temperatura de la superficie externa de los tubos el promedio de las temperaturas de las superficies de los tubos que presentaban flujo de vapor, para asumir que los intercambiadores están limpios y hay flujo en todos los tubos.

El coeficiente de convección es similar para los tres intercambiadores de calor, siendo levemente inferior para el número 19, esto se debe a que el número de Nusselt es menor, porque este está en función del número de Reynolds, el cual a su vez está en función de la velocidad máxima que experimenta el aire al pasar entre los tubos, la cual para este intercambiador es menor debido a que el espaciamiento transversal entre los tubos es mayor.

- Eficiencia de las aletas, η_f

Los resultados de eficiencia de la aleta y eficiencia general de la superficie externa se muestran en la tabla 24.

Tabla 24. Eficiencia de las aletas.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Diámetro de la aleta, D_f (mm)		34,925	
Diámetro de la base de la aleta, D_b (mm)		15,875	
Relación de diámetros, R (adim.)		2,20	
Conductividad térmica de la aleta, k_f (W/m°C)		237,00	
Máxima pérdida por resistencia térmica, $\phi_{m\acute{a}x}$ (adim.)		0,99	
Resistencia máxima de la aleta, $R_{f,max}$ (m ² °C/W)		1,49 x 10 ⁻³	
Primera aproximación de la eficiencia, η_f^* (adim.)	0,91	0,90	0,90
Factor de corrección, $\phi/\phi_{m\acute{a}x}$ (adim.)	0,98	0,97	0,97
Resistencia real de la aleta, R_f (m ² °C/W)	1,46 x 10 ⁻³	1,45 x 10 ⁻³	1,45 x 10 ⁻³
Eficiencia real de la aleta, η_f (adim.)	0,91	0,91	0,91
Área de transferencia de calor de las aletas, A_f (m ²)	27,93	39,89	39,11
Eficiencia general de la superficie externa, η_o (adim.)	0,91	0,91	0,91

Los resultados indican que tanto la eficiencia de la aleta como la eficiencia general de la superficie externa es de 91 %, lo que indica que el diseño de las superficies extendidas es correcto. Una investigación realizada por Bošnjaković, Čikić, Muhić y Stojkov [72], determinó la eficiencia de aletas circulares para distintos número de Reynolds del flujo de

aire, donde para un Re de 2 900 que es cercano al que presenta nuestro flujo, obtuvo una eficiencia cercana a 71 %, el motivo principal de que sea menor es que el material de las aletas era acero inoxidable, el cual presenta una baja conductividad térmica con respecto al aluminio, además de que el espesor de las aletas era de 0,5 mm lo que aumenta la resistencia térmica. En el diseño de Peñaloza y Urgilés [19], se obtuvo una eficiencia para aletas de aluminio de 85 %, donde la altura de estas era de 11 mm lo que también incrementa la resistencia. Por otro lado en la investigación de [70], el resultado de eficiencia fue de 84 % para aletas de aluminio de 15 mm de alto y 0,4 mm de espesor.

- Coeficiente de convección externo, h_{af}

Con los datos obtenidos para coeficiente de convección para el intercambiador de calor con tubos lisos y la eficiencia de las aletas, se determinó el coeficiente de convección para el intercambiador de calor con tubos aletados, lo resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 25. Coeficiente de convección externo.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Área total de transferencia de calor, A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07
Área ext. de transferencia de calor tubo liso, A_o (m ²)	1,63	2,33	2,29
Coeficiente de convección externo del intercambiador de tubos aletados, h_{af} (W/m²°C)	1 101,99	1 146,31	1 148,86

Con el empleo de superficies extendidas el coeficiente de convección se eleva por encima de los 1 100 W/m²°C para los tres intercambiadores de calor en condiciones libres de suciedad e incrustaciones.

Coeficiente de convección interno, h_i .

Inicialmente se requiere conocer el número de Reynolds del vapor en cada uno de los tubos del intercambiador de calor, dichos datos observan en la tabla 26.

Tabla 26. Numero de Reynolds del vapor.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Caudal de vapor en cada tubo, $\dot{v}_{v,t}$ (m ³ /s)	1,49 x 10 ⁻³	6,55 x 10 ⁻⁴	1,38 x 10 ⁻³
Área transversal del tubo, $A_{t,t}$ (m ²)		1,82 x 10 ⁻⁴	
Velocidad del vapor en cada tubo, $V_{v,t}$ (m/s)	8,19	3,59	7,58
Número de Reynolds del vapor en cada tubo, Re_v	10 330,95	5 560,92	7 546,40

Los números de Reynolds son menores a 35 000, por lo tanto, la ecuación de Chato es válida para determinar el coeficiente de convección interno. Los resultados de dicho coeficiente se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 27. Coeficiente de convección interno.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Presión de trabajo del vapor, P_v (kPa)	183,79	180,91	151,97
Temperatura de saturación del vapor, T_{sat} (°C)	117,51	117,03	111,72
Temperatura del vapor, T_v (°C)	118,21	125,99	109,80
Temperatura de la superficie interna del tubo, $T_{s,i}$ (°C)	83,44	106,90	81,70
Temperatura de película, $T_{p,c}$ (°C)	100,47	111,97	96,71
Calor latente de vaporización, h_{fg} (kJ/kg)	2 210,00	2 203,00	2 225,00
Calor latente de vaporización modificado, h_{fg}^* (kJ/kg)	2 265,31	2 237,71	2 272,44
Coeficiente de convección interno, h_i (W/m²°C)	8 030,04	11 142,61	8 211,90

Se puede ver en los resultados de la tabla anterior que la temperatura de la superficie interna de los tubos, es mayor en el intercambiador 24, esto se debe a que su cálculo está en función de la temperatura promedio de la superficie externa de los tubos en los cuales hay flujo de vapor, donde para dicho intercambiador esta temperatura es mayor (ver tabla 4.20), debido a que la temperatura del vapor también lo es. Lo que ocasiona que el valor del

coeficiente de convección interno aumente, debido a que la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la de la superficie interna es menor.

Resistencia de la pared del tubo aletado, R_w

En la tabla 28 se tabulan los resultados de la resistencia que ejerce la pared del tubo aletado a la transferencia de calor.

Tabla 28. Resistencia de la pared del tubo aletado.

Parámetro	Magnitud
Diámetro externo del tubo, D_e (mm)	15,875
Altura de la aleta, l_f (mm)	9,525
Espesor de la pared del tubo, t (mm)	0,635
Densidad de aletas, n (aletas/m)	551
Conductividad térmica del material del tubo, k_t (W/m°C)	401,00
Resistencia de la pared del tubo aletado, R_w (m²°C/W)	2,94 x 10⁻⁵

Como se puede observar la resistencia que ejerce la pared del tubo a la transferencia de calor es muy baja, es por esta razón que en algunos estudios se desprecia.

Una vez conocidos los coeficientes de convección externo e interno y la resistencia de la pared del tubo, se determinó el coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio, los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 29. Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Área interna de transferencia de calor del tubo, A_i (m ²)	1,57	2.24	2.20
Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador limpio, U_{limpio} (W/m²°C)	239,04	258,71	225,29

El intercambiador 24 presenta un mayor coeficiente total de transferencia de calor, por influencia principalmente del coeficiente de convección interno que es mayor, mientras que para el caso del intercambiador 19 es menor por la misma razón, además de que el coeficiente de convección externa también es inferior para este caso.

En la siguiente tabla se muestran los resultados del coeficiente total de transferencia de calor considerando incrustaciones representativas.

Tabla 30. Coeficiente total de transferencia de calor de diseño.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Factor de incrustación de superficie exterior (Adim.)		0,0004	
Factor de incrustación de superficie interior (Adim.)		0,0001	
Coeficiente de convección externo corregido (W/m ² °C)	764,85	785,94	787,13
Coeficiente total de transferencia de calor de diseño, <i>U_{diseño}</i> (W/m ² °C)	164,00	184,73	166,37

Se puede observar que el $U_{diseño}$ disminuye considerablemente con respecto al U_{limpio} al tomar en cuenta las incrustaciones representativas por los fluidos de trabajo, como es correcto cuando se diseñan intercambiadores de calor.

d) Análisis de las incrustaciones

En la tabla 31 se muestra el resultado de la resistencia global de las incrustaciones y la resistencia térmica debido a incrustaciones superiores a las de diseño.

Tabla 31. Resistencia térmica debido a las incrustaciones.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Resistencia térmica global de las incrustaciones actuales, $R_{i,a}$ (m ² °C/W)	1,76 x 10⁻²	3,15 x 10⁻²	2,64 x 10⁻²
Resistencia térmica por incrustaciones excesivas, $R_{i,e}$ (m ² °C/W)	1,57 x 10⁻²	3,00 x 10⁻²	2,48 x 10⁻²

Para los tres casos se obtuvieron resultados del grado de 10^{-2} , estos altos valores de resistencia térmica por incrustaciones obtenidos se deben a dos razones: excesiva suciedad externa de los intercambiadores de calor y un alto grado de incrustaciones en la pared interna de los tubos, a tal punto que no hay flujo en algunos de ellos para los intercambiadores 24 y 27. El intercambiador 19 se ve levemente menor afectado por las incrustaciones, debido a su diseño, porque al contar con menor cantidad de tubos la velocidad en cada uno de ellos es mayor, lo que favorece la circulación de suciedad y no su acumulación. Para el caso de vapor en intercambiadores de coraza y tubos el valor típico de resistencia térmica por incrustaciones es de $0,18 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{C/W}$ [48] y para intercambiadores de placas es aproximadamente 10 veces menor ($0,09 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{C/W}$) [73]. Lo que demuestra que hay un serio problema en cuanto a incrustaciones y suciedad.

El intercambiador 19 es el que presenta menor resistencia térmica por incrustaciones, debido a que actualmente tiene un mayor coeficiente global de transferencia de calor, mientras que el intercambiador 24 presenta una mayor resistencia, siendo el que tiene menos tiempo de servicio, lo que indica que este no es un factor influyente, si no que principalmente es el diseño.

e) Caída de presión

Caída de presión del aire, ΔP_a

Los resultados de la caída de presión que sufre el aire al pasar por el intercambiador de calor se muestran en la tabla 32.

Tabla 32. Caída de presión del flujo externo.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Área mínima de flujo libre, A_{min} (m ²)	0,53	0,41	0,42
Velocidad másica del aire, G (kg/m ² s)	6,22	7,93	7,85
Profundidad del banco de tubos, P_b (m)		0,07	
Diámetro Hidráulico, D_h (m)	$4,77 \times 10^{-3}$	$2,59 \times 10^{-3}$	$2,71 \times 10^{-3}$
Número de Reynolds con base en D_h , Re_s (adim.)	1 498,49	1 032,10	1 089,95
Factor de fricción del banco de tubos, f_a (adim.)	0,38	0,51	0,50
Relación entre A_{min} y área frontal, σ (adim.)	0,63	0,49	0,49
Caída de presión del aire, ΔP_a (Pa)	60,05	208,87	175,49
Caída de presión del aire, ΔP_a (kPa)	0,06	0,21	0,18

Como se puede observar en la tabla anterior la caída de presión que sufre el aire en los tres intercambiadores de calor es baja, aún más en el caso del número 19, esto se debe a que el área mínima de flujo de aire es mayor que en los otros dos intercambiadores, debido a que la separación transversal entre los tubos es mayor. Además el área friccionante, es decir el área total de transferencia de calor es menor.

Un estudio hecho por Waltrich, Barbosa, Hermes y Melo [74], comparó la caída de presión del aire en intercambiadores de calor de flujo cruzado con distintas configuración de los tubos, diferentes espaciamientos entre aletas y distintos flujos, donde se obtuvo valores aún menores (0-80 Pa) a los obtenidos en este trabajo, debido a que el área friccionante y el flujo de aire son inferiores, además de que el espaciento entre aletas y entre tubos es mayor.

Caída de presión del vapor, ΔP_v

En la tabla 33 se muestra la caída de presión que sufre el vapor al pasar por el intercambiador.

Tabla 33. Caída de presión del flujo interno.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Rugosidad actual de la tubería, ε (mm)		0,40	
Rugosidad relativa, ε / D		0,03	
Velocidad del vapor en la entrada al intercambiador, $V_{v,t}$ (m/s)	18,42	15,18	23,87
Velocidad del vapor en cada tubo de cobre, $V_{v,t}$ (m/s)	8,19	3,59	7,58
Número de Reynolds del vapor, $Re_{v,t}$ (adim.)	10 330,95	5 560,92	7 546,40
Factor de fricción de la tubería, f_v (adim.)	0,06	0,06	0,06
Coefficiente de pérdida entrada de tubería, $K_{L,e}$		0,50	
Coefficiente de pérdida salida de tubería, $K_{L,s}$		1,00	
Pérdida de carga en la entrada al cabezal distribuidor, $H_{L,A-B}$ (m)	17,30	11,75	29,03
Pérdida de carga a lo largo de los tubos de cobre, $H_{L,B-C}$ (m)	21,93	3,55	19,05
Pérdida de carga en la entrada de la tubería de retorno, $H_{L,C-D}$ (m)	8,65	5,87	14,52
Pérdida total de carga, $H_{L,total}$ (m)	47,87	21,18	62,60
Caída de presión del vapor, ΔP_v (Pa)	501,58	279,61	504,49
Caída de presión del vapor, ΔP_v (kPa)	0,50	0,28	0,50

Como se trata de tubos con alto grado de incrustaciones en la superficie interna como lo demuestran los resultados, se utiliza una rugosidad de 0,40, con base en los valores indicados por Medeiros et al. [75] para tubos de distintos materiales en diferentes condiciones. Se puede observar que el vapor en el intercambiador 24 sufre una menor caída de presión, esto se debe a que al estar conformado por una mayor cantidad de tubos el caudal

en cada uno es menor, y por ende la velocidad también. Además la longitud de los tubos es menor, lo que también reduce la caída de presión, debido a una menor pérdida de carga por fricción.

4.3 Propuesta de parámetros de operación del sistema y simulación analítica del proceso de transferencia de calor en los sistemas.

Antes de proponer parámetros de operación de los sistemas, es necesario corregir problemas que afectan directamente el proceso de transferencia de calor, A continuación, se indican dichas mejoras.

a) Corrección de la acumulación de condensados

Se recomienda que la empresa rediseñe y modifique la tubería de retorno de condensados debido a que existe una excesiva acumulación de estos, que perjudica el funcionamiento de los intercambiadores de calor. Se identificó que una de las principales razones de esta problemática es que existe una columna vertical que el fluido con la presión que circula no logra vencer, y que se soluciona de forma sencilla cambiando de posición el tanque de condensados a un punto más bajo donde se pueda eliminar dicha columna.

b) Limpieza de los intercambiadores de calor

Los resultados de resistencia térmica actual debido a incrustaciones evidencian que existe un alto grado de estas en el interior de los tubos y suciedad en la parte externa de estos, por lo se vuelve necesario un proceso de limpieza de dichos dispositivos. El interior de los tubos debe ser limpiado con agua a alta presión y una sonda que pase a lo largo de cada uno de ellos, con el objetivo de remover la suciedad y liberar los tubos obstruidos. La parte externa de los tubos y las aletas se deben limpiar inicialmente con un cepillo, para posteriormente hacer un lavado con agua a presión [76], para así eliminar los polvos provenientes de las secadoras y demás suciedad, y de esta forma reducir la resistencia al ensuciamiento externo, así como la resistencia aerodinámica [77]. Se recomienda hacer la limpieza todos los años, previo a cada cosecha.

Al llevar a cabo las mejoras propuestas en los puntos a y b se garantiza que haya flujo de vapor por todos los tubos que conforman el intercambiador de calor, con lo que la transferencia de calor al aire mejoraría al existir mayor área (aletas) con una temperatura más alta, debido a que actualmente un determinado volumen de aire está circulando a través de tubos aletados que se encuentran a temperatura ambiente, por la inexistencia de flujo de vapor en ellos. Además de esto se disminuye tanto la resistencia por incrustaciones internas como la resistencia por suciedad externa.

c) Flujo de vapor requerido

Flujo de vapor necesario bajo condiciones de aire y vapor actuales.

Para alcanzar la temperatura de aire deseada bajo las condiciones de entrada de aire y vapor actuales, se debe aumentar la razón de transferencia de calor por encima de los 120 kW, para lograrlo se debe aumentar el flujo másico de vapor alrededor de 198 kg/h (0,055 kg/s) para los tres casos analizados. Esto se demuestra con los resultados de la siguiente tabla.

Tabla 34. Flujo másico de vapor requerido para alcanzar la temperatura de secado del aire deseada.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,054	0,054	0,055
Calor latente de vaporización modificado, h_{fg}^* (kJ/kg)	2265,31	2237,71	2272,44
Razón de transferencia de calor requerida, \dot{Q} (kW)	121,62	121,22	124,46
Temperatura promedio aire en la entrada, T_{al} (°C)	23,32	23,02	22,55
Calor específico aire C_{pa} (J/kg °C)	1007,00	1007,00	1007,00
Flujo másico de aire \dot{m}_a (kg/s)	3,29	3,25	3,30
Temperatura aire a la salida, T_{a2} (°C)	60,00	60,00	60,00

Con el flujo másico propuesto y el calor latente de vaporización modificado asumiendo flujo en todos los tubos, mediante la ecuación 3.18 se obtiene la razón de

transferencia de calor requerida. Con este dato y los demás parámetros ya conocidos, es posible determinar a través de la ecuación 3.19 a qué temperatura saldría el aire una vez finalizado el proceso de transferencia de calor, la cual sería de 60 °C.

Como se observa el flujo másico de vapor es muy similar en los tres casos, sin embargo, debido a las condiciones térmicas de dicho fluido el flujo volumétrico va a ser distinto para todos los casos, como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 35. Flujo volumétrico de vapor requerido bajo las características actuales de los fluidos en cada sistema.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,054	0,054	0,055
Temperatura del vapor, T_v (°C)	118,21	125,99	109,80
Densidad del vapor, ρ_v (kg/m ³)	1,068	1,346	0,822
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/s)	0,051	0,040	0,067
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/h)	182,02	144,43	241,02

Los datos de flujo másico anteriores aplican para la temperatura promedio del aire según las mediciones realizadas, sin embargo, la razón de transferencia de calor requerida cambia según la parte del día, por lo tanto, el flujo másico de vapor también lo hace, para los tres intercambiadores de calor en la hora más caliente del día el flujo másico de vapor es cercano a 0,050 kg/s, mientras que para hora tarde de la noche se requiere alrededor de 0,060 kg/s de vapor (ver siguiente tabla).

Tabla 36. Requerimiento de vapor según la parte del día.

Parámetro	Interc. # 19		Interc. # 24		Interc. # 27	
	Medio día	Noche	Medio día	Noche	Medio día	Noche
Temperatura aire a la entrada (°C)	25,85	19,97	25,78	19,25	24,94	19,39
Flujo másico de aire, \dot{m}_v (kg/s)	3,27	3,29	3,24	3,28	3,27	3,36
Calor requerido, \dot{Q} (kW)	112,34	132,78	111,71	134,54	115,57	137,29
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,050	0,059	0,050	0,060	0,051	0,060
Densidad del vapor, ρ_v (kg/m ³)	1,079	1,058	1,428	1,261	0,826	0,812
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/s)	0,046	0,055	0,035	0,048	0,062	0,074
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/h)	165,46	199,44	125,85	171,65	221,57	268,01

En la tabla anterior se observa que la temperatura del aire a lo largo del día influye directamente en la cantidad de vapor requerido para alcanzar la razón de transferencia de calor deseada. Es importante mencionar que trabajadores del turno de la noche indicaron que en algunos días principalmente en horas avanzadas de la noche y madrugada la temperatura ambiente del aire disminuía por debajo de los 15 °C, por lo que el intercambiador 27 el que tiene más exposición a este aire presentaba mucha dificultad para que el aire de secado alcanzara la temperatura deseada, debido a que para este caso el requerimiento de vapor para llevar un aire que entra al intercambiador a una temperatura de 15°C hasta 60 °C es de alrededor de los 290 m³/h.

Flujo de vapor necesario bajo condiciones termodinámicas del vapor iguales para los tres intercambiadores de calor.

Tabla 37. Flujo de vapor requerido bajo condiciones termodinámicas iguales en todos los casos.

Parámetro	Interc. # 19		Interc. # 24		Interc. # 27	
	Medio día	noche	Medio día	noche	Medio día	noche
Temperatura aire a la entrada (°C)	25,85	19,97	25,78	19,25	24,94	19,39
Flujo másico de aire, \dot{m}_a (kg/s)	3,27	3,29	3,24	3,28	3,27	3,36
Calor requerido, \dot{Q} (kW)	112,34	132,78	111,71	134,54	115,57	137,29
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,050	0,059	0,050	0,060	0,051	0,060
Densidad del vapor, ρ_v (kg/ m ³)	1,079		1,079		1,079	
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/s)	0,046	0,054	0,046	0,056	0,047	0,056
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/h)	165,46	195,56	166,56	200,60	169,68	201,56

Al igualar las condiciones termodinámicas del vapor como las que presenta el intercambiador número 19, el requerimiento de vapor se uniformiza considerablemente como se observa en la tabla anterior, donde la variación entre todos los intercambiadores de calor es de apenas 2-5 m³/h para el día, mientras que para la noche de 5-6 m³/h. Estos resultados nos indican que el factor más influyente en la no uniformidad del requerimiento de vapor es precisamente su no uniformidad termodinámica en todos los dispositivos de intercambio de calor. Por lo que para un mejor control del caudal se debe procurar que exista la menor pérdida tanto de presión como de temperatura en toda la red de transporte y distribución, con el objetivo de que la condición del vapor sea la misma en la entrada de cada intercambiador de calor.

Flujo de vapor igualando condiciones termodinámicas tanto del vapor como del aire en todos los intercambiadores de calor

Tabla 38. Flujo de vapor requerido bajo las mismas condiciones termodinámicas de vapor y aire en todos los dispositivos

Parámetro	Interc. # 19, # 24 y # 27	
	Medio día	noche
Temperatura aire a la entrada (°C)	25,85	19,97
Flujo másico de aire, \dot{m}_a (kg/s)	3,27	3,29
Calor requerido, \dot{Q} (kW)	112,34	132,78
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,050	0,059
Densidad del vapor, (kg/m ³)		1,079
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/s)	0,046	0,054
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/h)	165,46	195,56

Se puede observar que para este escenario el requerimiento de vapor es igual para todos los casos, variando solamente el requerimiento en el día con respecto a la noche, donde la diferencia es de 30 m³/h.

Flujo de vapor igualando condiciones termodinámicas tanto del vapor como del aire en todos los intercambiadores de calor a lo largo del proceso.

Si se desea un flujo de vapor igual y constante a lo largo del proceso en todos los sistemas, se debe garantizar temperaturas constantes de ambos fluidos, por lo que en la siguiente tabla se determina el flujo de vapor requerido, simulando que se cumple lo anteriormente mencionado.

Tabla 39. Flujo volumétrico de vapor, garantizando temperatura uniforme de aire y vapor en la entrada de todos los intercambiadores a lo largo del proceso.

Parámetro	Todos los intercambiadores
Temperatura del aire a la entrada, $T_{a,1}$ (°C)	23,00
Flujo másico de aire \dot{m}_a (kg/s)	3,30
Razón de transferencia de calor requerida, \dot{Q} (kW)	122,95
Presión de vapor, P_v (kPa)	183,79
Temperatura del vapor, T_v (°C)	118,21
Densidad del vapor, ρ_v (kg/m ³)	1,07
Calor latente de vaporización modificado, h_{fg}^* (kJ/kg)	2265,31
Flujo másico vapor necesario, \dot{m}_v (kg/s)	0,054
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/s)	0,051
Flujo volumétrico vapor, \dot{v}_v (m³/h)	182,96

Si se realiza una limpieza de los dispositivos asegurando que el flujo de aire sea correcto. Añadido a esto, se controla el ambiente del lugar de secado y se logra mantener el aire a una temperatura de 23 °C de forma constante durante las noches, además de garantizar condiciones iguales del vapor, el flujo volumétrico necesario para todos los casos sería de aproximadamente 183 m³/h, siendo menor para las horas donde la temperatura del aire es mayor. Se simula que la temperatura del aire es de 23 °C, debido a que corresponde al promedio de las temperaturas registradas. Conforme sube la temperatura del aire menor es el requerimiento de vapor.

Resistencia térmica global de las incrustaciones de diseño.

Tabla 40. Resistencia térmica alcanzando incrustaciones representativas.

Parámetro	Interc. # 19	Interc. # 24	Interc. # 27
Coef. tot. transferencia de calor de diseño, $U_{diseño}$ (W/m ² °C)	164,00	184,73	166,37
Resistencia térmica por incrustaciones representativas, $R_{i,r}$ (m²°C/W)	1,91 x 10⁻³	1,55 x 10⁻³	1,57 x 10⁻³

En la tabla anterior se puede observar que si se alcanzan incrustaciones normales con acciones como limpieza tanto interna como externa de los intercambiadores de calor, así como la corrección de la acumulación de condensados y garantizando buena calidad de agua para las calderas mediante un tratamiento adecuado, el coeficiente total de transferencia de calor aumentaría significativamente (ver tabla 30), por lo tanto la resistencia por incrustaciones bajarían hasta el grado de 10⁻³, dato que indica la literatura como resistencia a tomar en cuenta en los diseños.

Rendimiento de los intercambiadores de calor aplicando los parámetros de operación propuestos.

Si se logra aumentar el coeficiente total de transferencia de calor, por la disminución de las incrustaciones hasta valores representativos, realizando las correcciones propuestas para los problemas de acumulación de condensados, limpieza interna y externa de los intercambiadores y garantizando excelente calidad de agua, la razón de transferencia de calor aumentaría significativamente, y a su vez también la efectividad térmica, como se muestra en la siguiente tabla. Siendo menor para el intercambiador 19 debido a que el área de transferencia de calor es menor.

Tabla 41. Efectividad térmica por disminuir las incrustaciones a niveles de diseño.

Parámetro	Inter. 19	Inter. 24	Inter. 27
Coef. tot. transferencia de calor de diseño, $U_{diseño}$ (W/m ² °C)	164,00	184,73	166,37
Temperatura del aire a la entrada, $T_{a,1}$ (°C)	23,32	23,02	22,55
Temperatura del aire a la salida, $T_{a,2}$ (°C)	60,00	60,00	60,00
Área total de transferencia de calor, A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07
Razón de transferencia de calor, \dot{Q} (kW)	176,50	286,21	255,88
Efectividad del intercambiador, ε (Adim.)	0,56	0,85	0,88

Con los parámetros de operación propuestos para las condiciones promedio actuales de los fluidos la efectividad de los intercambiadores de calor y el coeficiente global de transferencia de calor aumentan como se puede ver en las siguientes tablas.

Tabla 42. Efectividad del intercambiador con los parámetros de operación propuestos.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Razón de transferencia de calor requerida, \dot{Q} (W)	121,63	121,22	124,46
Razón de capacidad calorífica del aire, C_a (Adim.)	3 315,91	3 277,69	3 323,75
Razón máxima de transferencia de calor $\dot{Q}_{máx}$ (kW)	314,64	337,50	289,97
Efectividad del intercambiador, ε (Adim.)	0,39	0,36	0,43

La efectividad aumenta en 6 % para los intercambiadores 19 y 24, mientras que para el intercambiador 27 aumenta un 10 %, debido a que la razón máxima de transferencia de calor para este caso es menor porque la temperatura del vapor también lo es, además de que la razón de transferencia de calor requerida es mayor porque la temperatura del aire a la entrada es menor.

Sin embargo, si se lograra realizar correctamente la transferencia de calor durante las noches la efectividad del intercambiador aumentaría significativamente como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 43. Efectividad del intercambiador con los parámetros de operación propuestos durante la noche.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Razón de transferencia de calor requerida, \dot{Q} (W)	132,73	133,58	134,97
Razón de capacidad calorífica del aire, C_a (Adim.)	3315,91	3277,69	3323,75
Razón máxima de transferencia de calor $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ (kW)	314,64	337,50	289,97
Efectividad del intercambiador, ε (Adim.)	0,42	0,40	0,47

Por otro parte, en la tabla 41 se muestra el aumento del coeficiente total de transferencia de calor, lo cual se debe al aumento del número de unidades de transferencia por la mejora de la efectividad de los intercambiadores.

Tabla 44. Coeficiente global de transferencia de calor con los parámetros de operación propuestos, mediante ε -NUT.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Área total de transferencia de calor, A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07
Número de unidades de transferencia, NUT (adim.)	0,49	0,44	0,56
Razón de capacidad calorífica mínima, C_{min} (Adim.)	3 315,91	3 277,69	3 323,75
Coef. total de transferencia de calor, U (W/m² °C)	55,23	34,81	45,38

En la tabla 46 se muestran los resultados de coeficiente total de transferencia de calor obtenidos mediante DTML.

Tabla 45. Coeficiente global de transferencia de calor con los parámetros de operación propuestos, mediante DTML.

Parámetro	Interc. 19	Interc. 24	Interc. 27
Razón de transferencia de Calor requerida, Q (W)	121,63	121,22	124,46
Diferencia temperatura media logarítmica, ΔT_{ml} (°C)	75,06	83,11	66,78
Área total de transferencia de calor, A_s (m ²)	29,34	41,89	41,07
Coef. total de transferencia de calor, U (W/m² °C)	55,23	34,81	45,38

En la tabla anterior se evidencia que, al corregir el problema de acumulación de condensados, y llegar a un comportamiento normal de la temperatura del vapor, se obtiene el mismo coeficiente total de transferencia de calor para ambas metodologías de cálculo.

5. CONCLUSIONES

Emplear una temperatura de 60 °C en el aire de secado, ayuda a que el tiempo de secado sea menor, sin que exista pérdida de la calidad fisiológica y sensorial del café mientras no se supere este valor.

El flujo volumétrico de aire a 60°C necesario para bajar la humedad del café de 35% b.h. hasta 11% b.h. en las secadoras de 60 qq es de 7 662,40 m³/h. Para el caso actual si la humedad inicial es de 40% b.h. la humedad alcanzada en 18 horas seria de 12 % b.h.

Al emplear ventiladores de 10 000 m³/h la razón de transferencia de calor en los intercambiadores debe ser cercana a los 125 kW. Sin embargo, el valor actual en los intercambiadores 19, 24 y 27 es de 104,95 kW, 102,34 kW y 95,75 kW, respectivamente, debido principalmente a que en la actualidad la temperatura de secado alcanzada se encuentra entre 51 °C y 55 °C.

El diseño de los intercambiadores de calor no ocasiona altas perdidas de presión del vapor, los resultados obtenidos para los intercambiadores 19, 24 y 27 son de 0,50 kPa, 0,28 kPa y 0,50 kPa, respectivamente, esto ocasiona una disminución de la temperatura de saturación menor a 0,1 °C en los tres casos.

En la actualidad la efectividad térmica de los intercambiadores 19, 24 y 27 es de 0,33; 0,30 y 0,33, respectivamente, con las mejoras propuestas esta aumenta entre 6% y 10%. Disminuyendo el grado de incrustaciones hasta las de diseño, dicho parámetro aumenta a 0,56; 0,85 y 0,88, respectivamente.

Para alcanzar una temperatura de secado de 60 °C, bajo las condiciones actuales de los fluidos el requerimiento de vapor es distinto para todos los casos, conforme se simulan los escenarios planteados el requerimiento de vapor se va estabilizando hasta llegar a un resultado de 182,96 m³/h a lo largo de todo el proceso.

6. RECOMENDACIONES

Debido a la detección de una acumulación de condensados en los intercambiadores de calor que afecta su funcionamiento, es necesario un rediseño de la tubería de retorno de condensados, donde se eliminen la mayor parte de las pérdidas de presión en dicha línea.

Con base en los resultados de resistencia térmica por suciedad e incrustaciones, es necesario y urgente realizar un proceso de limpieza interna y externa de los intercambiadores de calor, para mejorar el coeficiente total de transferencia de calor, y de esta forma aumentar el intercambio de calor. Se recomienda realizar la limpieza interna una vez al año y la externa varias veces al mes.

Se recomienda realizar un análisis psicrométrico del sector de secado debido a que el proceso pueda verse afectado por usar aire saturado en los intercambiadores, puesto que secadoras e intercambiadores correspondientes a otras secadoras se encuentran muy cercanos.

Garantizar mediante algún método una temperatura constante en todo el sector de secado, durante el día y la noche, y eliminando las pérdidas energéticas y de presión en el vapor permite uniformizar el flujo de este fluido en todos los sistemas de transferencia de calor, lo que facilita la automatización del proceso de secado.

Se recomienda al beneficio hacer curvas de secado para un caso donde operen pocas secadoras idealmente alejadas y otro donde la secadora este rodeada de otras secadoras en operación, para comparar el comportamiento de la pérdida de humedad.

Revisar el estado de las trampas de vapor, puesto que si no están cumpliendo su función y permiten el flujo libre del vapor se está perdiendo presión en el sistema y por lo tanto disminuye su temperatura.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R. Cleves, *Tecnología en beneficiado de café*. San José, Costa Rica: Tecnicafé Internacional, 1995.
- [2] V. Alfaro Vargas, “Efectos de la altitud sobre las características físicas y organolépticas del café de la zona de Los Santos”, trabajo de fin de graduación de Licenciatura, Escuela Ing. Agrícola, Universidad de Costa Rica, San José, Costa Rica, 2015.
- [3] Consulsantos S.R.L, *Manual de buenas prácticas de manufactura en el beneficio Don Mayo*. San José, Costa Rica: Consulsantos S.R.L, 2010.
- [4] IICA, *Guía Técnica para el beneficiado de café protegido bajo una indicación geográfica o denominación de origen*. Guatemala: IICA, 2010.
- [5] C. A. González, J. R. Sanz y C. E. Oliveros, “Control de caudal y temperatura de aire en el secado mecánico de café”, *Cenicafé*, vol. 61, no. 4, pp. 281-296, 2010.
- [6] Icafe, “Estadísticas del Sector Café Regiones Cafetaleras”, 2018. [En línea]. Disponible en: <http://www.icafe.cr/sector-cafetalero/informacion-de-mercado/reportes-de-mercado/estadisticas-del-sector-cafe-regiones-cafetaleras/>. [Accedido: 22-Feb-2021].
- [7] J. Ovares Fallas, “Diseño de una metodología de control al proceso de beneficiado en Coopelibertad R.L. para la estimación del rendimiento productivo esperado”, trabajo de fin de graduación de Licenciatura, Escuela Ing. Industrial, Universidad de Costa Rica, San José, Costa Rica, 2014.
- [8] G. R. Cubero y M. A. Soto, *El cultivo y beneficiado del café*. San José, Costa Rica: Editorial UNED, 1994.
- [9] J. P. Cárdenas y J. D. Pardo, “Caracterización de las etapas de fermentación y secado del café la Primavera”, tesis de grado, Decanato Ing. Industrial, Escuela Colombiana

de Ingeniería Julio Garavito, Bogotá, Colombia, 2014.

- [10] J. J. Giraldo, C. D. Niño y Z. Vianchá, “Análisis de buenas prácticas en el proceso de beneficio del café: experiencia de estudio en el municipio de Viotá”, *Ing. Solidar.*, vol. 3102, no. 22, pp. 121-136, 2017.
- [11] P. Ghosh y N. Venkatachalapathy, “Processing and drying of coffee-A Review”, *Int. J. Eng. Res. Technol.*, vol. 3, no. 12, pp. 784-794, 2014.
- [12] S. Camacho y O. Ramírez, “Diseño de un secador para café mediante el calentamiento del aire en dos etapas utilizando energía solar”, trabajo de fin de graduación de Licenciatura, Escuela Ing. Mecánica, Universidad de Costa Rica, San José, Costa Rica, 2015.
- [13] P. P. Aguilar, “Análisis de sistemas existentes e implementación de nuevas tecnologías de secado de café pergamino a nivel de beneficio a gran escala”, trabajo de fin de graduación de Licenciatura, Escuela Ing. Agrícola, Universidad de Costa Rica, San José, Costa Rica, 2002.
- [14] K. Speer y I. Kölling, “The lipid fraction of the coffee bean”, *Brazilian J. Plant Physiol.*, vol. 18, no. 1, pp. 201-216, 2006.
- [15] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinámica*, 7a ed. México, D.F: McGraw Hill, 2011.
- [16] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, 4a ed. D.F, México: McGraw Hill, 2011.
- [17] D. Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1a ed. D.F, México: McGraw Hill Book Company, Inc., 1999.
- [18] J. R. Welty, *Transferencia de calor aplicada a la ingeniería*, 1a ed. D.F, Mexico: Editorial LIMUSA S.A. de C.V., 1996.
- [19] J. L. Peñaloza y F. M. Urgilés, “Diseño y construcción de un intercambiador de calor

- de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica”, tesis de grado, Escuela Ing. Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobanba, Ecuador, 2009.
- [20] S. Kakac y H. Liu, *Heat Exchangers selection, Rating, and thermal design*, 2a ed. Florida: CRC Press LLC, 2002.
- [21] A. Valiente, *Ingeniería del calor*. CDMX, México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [22] L. F. Bolaños, C. D. Sánchez y M. A. Vega, “Diseño de un intercambiador de calor para el enfriamiento de los gases de combustión en la precalcinación del crudo base para la fabricación de cemento”, trabajo de fin de graduación de Licenciatura, Escuela Ing. Mecánica, Universidad de Costa Rica, San José, Costa Rica, 2018.
- [23] J. E. Hesselgreaves, R. Law y D.A. Reay, *Compact heat exchangers: Selection, Design and Operation*, 2a ed. Lockport, New York: Elsevier Science & Technology Books, 2016.
- [24] O. A. Jaramillo, *Intercambiadores de calor*. Ciudad de México, México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2007.
- [25] D. González, *Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones*. Caracas, Venezuela: Universidad Simón Bolívar, 2002.
- [26] R. L. Schilling *et al.*, “Section 11: Heat-Transfer Equipment”, en *Perry’s Chemical Engineers’ Handbook*, D. W. Green y R. H. Perry, Eds. USA: MacGraw-Hill, 2008.
- [27] J. I. Carrero, *Equipos de transferencia de calor: una guía de estudio*, 1a ed. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2008.
- [28] J. R. Welty, *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*, 2a ed. D.F, México: Editorial LIMUSA S.A. de C.V., 2002.
- [29] P. Abarca, *Descripción de calderas y generadores de vapor*. Chile: ACHS, 2007.

- [30] M. R. Alarcón, “Propuesta de un sistema de secado semi-automatizado de café, para generar un proceso productivo y eficiente, en la Cooperativa Acatenango, Acatenango, Chimaltenango”, trabajo de fin de graduación, Escuela Ing. Mecánica Industrial, Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2010.
- [31] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*, 1a ed. D.F, México: McGraw Hill, 2006.
- [32] S. de las Heras, *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*, 1a ed. Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2011.
- [33] D. J. Lyman, R. M. Benck y S. F. Merle, “Difference Spectroscopy in the Analysis of the Effects of Coffee Cherry Processing Variables on the Flavor of Brewed Coffee”, *Int. J. Spectrosc.*, vol. 2011, pp. 1-5, 2011.
- [34] J. M. Jurado, E. C. Montoya, C. E. Oliveros y J. García, “Método para medir el contenido de humedad del café pergamino en el secado solar del café”, *Rev. Cenicafé*, vol. 60, no. 2, pp. 135-147, 2009.
- [35] A. Parra, G. Roa y C. E. Oliveros, “SECAFÉ Parte I: Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino”, *Rev. Bras. Eng. Agrícola e Ambient.*, vol. 12, no. 4, pp. 415-427, 2008.
- [36] D. A. de la Torree y R. Bartosik, “Estimación del consumo energético para secar maíz con sistemas de alta temperatura en argentina “, EEA INTA Balcarce, 2008.
- [37] C. A. de Dios, *Secado de granos y secadoras*. Santiago, Chile: FAO, 1996 [En línea]. Disponible en: <https://www.fao.org/3/X5028S/X5028S00.htm>. [Accedido: 10-noviembre-2021]
- [38] S. M. Vivas, G. Paz y Á. H. Rojas, “Diseño de una secadora de café rotativa con aprovechamiento de la energía biomasa”, tesis de grado, Departamento de Automática y Electrónica/Energética y Mecánica, Universidad Autónoma de

Occidente, Santiago de Cali, Colombia, 2007.

- [39] E. C. Montoya, C. E. Oliveros y G. Roa, “Optimización operacional del secador intermitente de flujos concurrentes para café pergamino”, *Cenicafé*, vol. 41, no. 1, pp. 19-33, 1990.
- [40] R. Trejos, G. Roa y C. E. Oliveros, “Humedad de equilibrio y calor latente de vaporización del café pergamino y del café verde”, *Cenicafé*, vol. 40, no. 1, pp. 5-15, 1989.
- [41] *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full*, ISO 5167-2:2003.
- [42] J. P. Holman, *Transferencia de calor*, 1a ed. D.F., México: McGraw Hill, 1999.
- [43] D. R. Gutiérrez, A. A. de la Rosa, L. V. Benítez, R. Serrano y Y. Aguilera, “Determinación de parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos con fluidos orgánico-vapor”, *Rev. Ciencias Técnicas Agropecu.*, vol. 26, no. 4, pp. 76-88, 2017.
- [44] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera y D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7a ed. USA: John Wiley & Sons, 2011.
- [45] T. Friebel, R. Haber y U. Schmitz, “Lifetime Estimation of Heat Exchangers with Consideration of On-line Cleaning”, *18^a International Conf. Process Control*, vol. 62, no.3, pp. 434-439, 2011.
- [46] A. A. Sánchez y E. Góngora, “Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor comparando los métodos DTML y ϵ -NUT”, *Ing. Energética*, vol. 39, no. 3, pp. 203-212, 2018.
- [47] A. A. Sánchez, “Evaluación del proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulhídrico”, tesis de maestría, Departamento de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Moa, Cuba, 2017.

- [48] TEMA, *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 9a ed. Nueva York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007.
- [49] N. P. Chopey, *Manual de Cálculos de Ingeniería Química*, 1a ed. Mexico: McGraw Hill Interamericana, 1986.
- [50] A. Zukauskas, “Convective heat transfer in cross flow”, en *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakaç, R. K. Shah, y W. Aung, Eds. New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [51] D. J. Sotomayor, “Simulación numérica del comportamiento de un intercambiador de calor de flujo transversal aleteado”, tesis de grado, Facultad de Ciencias e Ingeniería, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú, 2014.
- [52] D. G. Rich, “The efficiency and thermal resistance of annular and rectangular fins”, *Proc. Third Int. Heat Transf. Conf.*, vol. 111, pp. 281-289, 1966.
- [53] ASHRAE, “Heat Transfer”, en *Handbook Fundamentals*. USA: ASHRAE, 2001.
- [54] M. K. Dobson y J. C. Chato, “Condensation in Smooth Horizontal Tubes”, *J. Heat Transfer*, vol.120, no.1, pp. 193-213, feb. 1998.
- [55] A. F. Mills, *Transferencia de Calor*. Santa Fé, Bogotá: McGraw Hill/IRWIN, 1997.
- [56] S. B. Genić, B. M. Jaćimović, D. Mandić y D. Petrović, “Experimental determination of fouling factor on plate heat exchangers in district heating system”, *Energ. and Buildings*, vol. 50, pp. 204-211, mar. 2012.
- [57] J. Kerner, “Compact, high-efficiency heat exchangers: Understanding fouling”, *Chem. Eng.*, vol.118, no. 6, pp. 35-41, 2011.
- [58] E. J. Córdoba y D. A. Fuentes, “Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante”, *Rev. Int. Metod. Numer. para Calc. y Disen. en Ing.*, vol. 32, no. 1, pp. 31-38, 2016.

- [59] F. Kreith, *The CRC Handbook of Thermal Engineering*. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2000.
- [60] P. C. Coradi y F. M. Borém, “Alterações dos parâmetros físico-químicos na qualidade da bebida do café natural e despulpado em função de diferentes tipos de secagem e condição de armazenamento”, *Rev. Bras. Armazenamento*, vol. 11, pp. 54-63, 2015.
- [61] P. D. Oliveira et al., “Aspectos fisiológicos de grãos de café, processados e secados de diferentes métodos, associados à qualidade sensorial”, *Coffee Sci.*, vol. 8, no. 2, pp. 211-220, jun. 2013.
- [62] F. M. Borém, P. C. Coradi, R. Saath y J. A. Oliveira, “Qualidade do café natural e despulpado após secagem em terreiro e com altas temperaturas”, *Cienc. e Agrotecnologia*, vol. 32, no. 5, pp. 1609-1615, oct. 2008.
- [63] F. M. Borém, E. R. Marques y E. Alves, “Ultrastructural analysis of drying damage in parchment Arabica coffee endosperm cells”, *Biosyst. Eng.*, vol. 99, no. 1, pp. 62-66, 2008.
- [64] T. N. Sandeep, B. B. Channabasamma, T. N. Gopinandhan y J. S. Nagaraja, “The effect of drying temperature on cup quality of coffee subjected to mechanical drying”, *J. Plant. Crop.*, vol. 49, no. 1, pp. 35-41, 2021.
- [65] G. E. Alves et al., “Physiological and sensorial quality of Arabica coffee subjected to different temperatures and drying airflows”, *Acta Sci. Agron.*, vol. 39, no. 2, pp. 225-233, jun 2017.
- [66] R. Cleves, *Seminario regional de consulta sobre situación actual del beneficiado de café: Revisión y avances tecnológicos del proceso*. Heredia, Costa Rica: Icafe/Promecafe/IICA, 1998.
- [67] J. C. Min, M. Su y L. N. Wang, “Experimental and theoretical investigations of

- membrane-based energy recovery ventilator performance”, *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 20, no. 1, pp. 1-9, mar. 2012.
- [68] T. Gao, B. G. Sammakia, J. F. Geer, A. Ortega y R. Schmidt, “Dynamic analysis of cross flow heat exchangers in data centers using transient effectiveness Method”, *IEEE Trans. Components, Packag. Manuf. Technol.*, vol. 4, no. 12, pp. 1925-1935, 2014.
- [69] M. I. Ahmad, Y. M. Yatim y A. R. S. Masitah, “Heat Transfer and Effectiveness Analysis of a Cross-Flow Heat Exchanger for Potential Energy Recovery Applications in Hot-Humid Climate”, *Energy Res. J.*, vol. 6, no. 1, pp. 7-14, 2015.
- [70] J. A. Basualdo, “Investigación experimental para determinar la resistencia térmica por contacto en tubos bimetálicos aletados”, tesis de maestría, Escuela Superior de Ing. Mecánica y Electrónica, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México, México, 2006.
- [71] M. Khaled, M. Ramadan y H. El Hage, “Innovative approach of determining the overall heat transfer coefficient of heat exchangers - Application to cross-flow water-air types”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 99, pp. 1086-1092, 2016.
- [72] M. Bošnjaković, A. Čikić, S. Muhić y M. Stojkov, “Development of a new type of finned heat exchanger”, *Teh. Vjesn. - Tech. Gaz.*, vol. 24, no. 6, pp. 1785-1796, 2017.
- [73] M. M. Awad, “Fouling of Heat transfer Surfaces”, en *Heat Transfer: Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, A. Belmiloudi, Eds. Egipto: IntechOpen Science, 2011, pp. 505–542.
- [74] P. J. Waltrich, J. R. Barbosa, C. J. L. Hermes y C. Melo, “Air-side heat transfer and pressure drop characteristics of accelerated flow evaporators”, *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 2, pp. 484-497, 2011.

- [75] A. K. de A. Medeiros et al., “Parameters for dimensional inspection of orifice plates and roughness of the straight stretches of the tubing”, *Brazilian Arch. Biol. Technol.*, vol. 49, pp. 1-8, 2006.
- [76] J. P. Guiot Y D. L. Ramos, “Diseño de un economizador para una caldera de 500BHP”, proyecto de grado, Programa de Ingeniería Mecánica, Fundación Universidad de América, Bogotá, Colombia, 2018.
- [77] ISE, *Información técnica sobre los tipos de tubos aletados y su selección*, Nuevo León, México: Intercambiadores y serpentines especiales S.A. de C.V.

8. ANEXOS

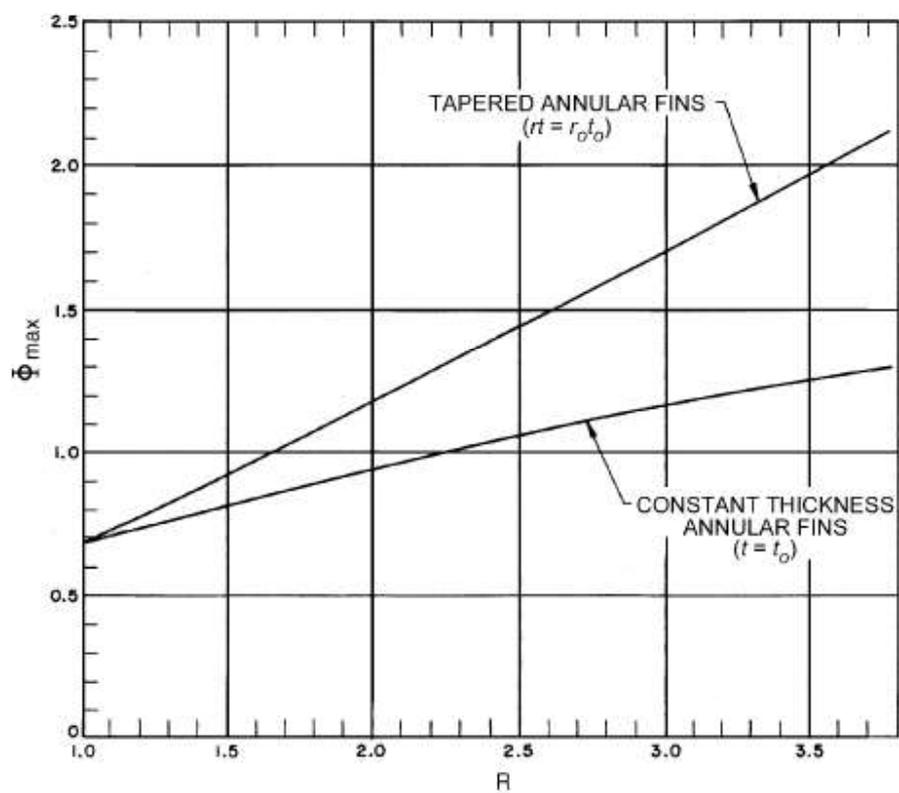
Anexo 1. Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor, $NTU = UAs/C_{mín}$ y $c = C_{mín} / C_{máx}$.

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Doble tubo:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i> $C_{máx}$ mezclado, $C_{mín}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{mín}$ mezclado, $C_{máx}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

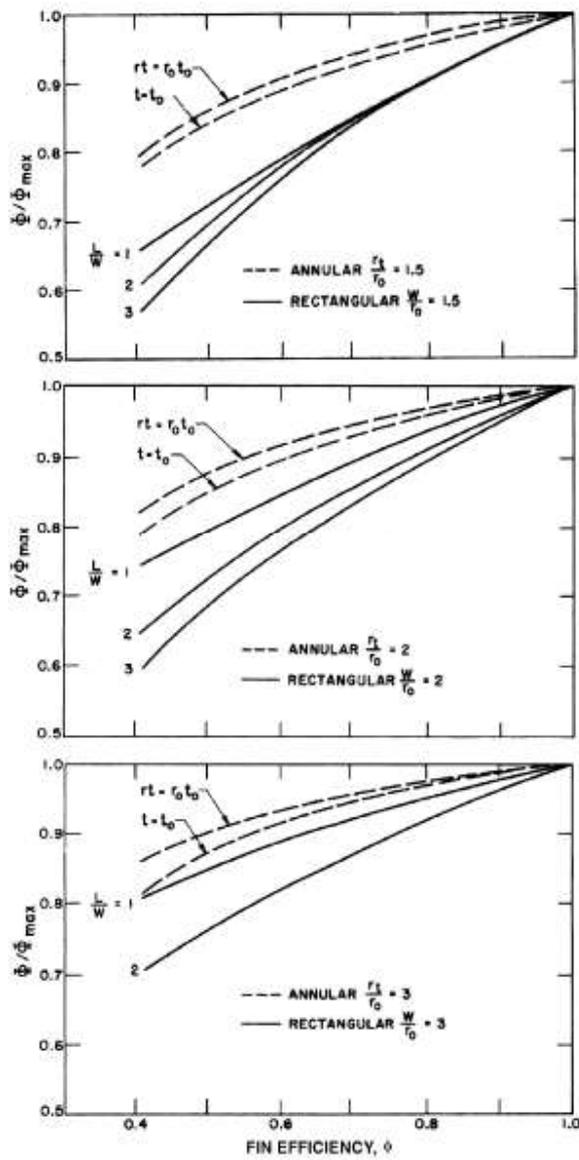
Anexo 2. Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Anexo 3. Resistencia máxima de la aleta.



Anexo 4. Factor de corrección ϕ/ϕ_{max} para la resistencia de la aleta.



Anexo 5. Diagrama de Moody para el factor fricción para flujo totalmente desarrollado en tuberías circulares.

