 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# MEJORA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR EN SECADORA DE ROPA INDUSTRIAL

WILFREDIS CASTILBLANCO MARTINEZ

RAUL EMILIO ORTEGA MARTINEZ

JANS YHONATAN ALVAREZ ARBOLEDA

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Asesor del trabajo de grado

**M. ing. Luis Fernando Cardona**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**2019**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

La presente propuesta se desarrolló conforme a la necesidad de la Empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., con el propósito de mejorar su secadora industrial más grande de marca Challenge de 300 libras de capacidad, cuya unidad térmica actualmente utiliza un intercambiador de calor de tubos de flujo cruzado; este estudio propuso el análisis del funcionamiento térmico de esta secadora y las pautas que se requieren para mejorar su eficiencia térmica y reducir el tiempo de secado.

Para ello, el estudio se centró en las ventajas térmicas que se pueden tener a través de un intercambiador de calor que optimice el tiempo de secado a una humedad adecuada y por ende una disminución en los costos operativos, que es a donde apuntan las empresas para aumentar su productividad.

Los cálculos realizados en la presente propuesta, para el mejoramiento del intercambiador de calor de tubos de flujo cruzado, tuvo como principio el modelo termo hidráulico para intercambiadores de calor compactos que tiene como restricción o variable de diseño la humedad óptima. Este informe fue elaborado en base a investigaciones de diferentes autores, haciendo hincapié en diversas propuestas relacionadas con la mejora de eficiencia y rendimiento de secadoras industriales.

Actualmente el intercambiador que se encuentra en la secadora trabaja con 44 tubos de cobre. Al agregar 3 tubos de cobre al intercambiador mejoraría su eficiencia actual en un 7%, lo que reduciría el tiempo de secado entre 8 y 16% y al realizar la modificación en las aletas se puede tener un aumento de la tasa de secamiento del 10 al 27%, disminuyendo su tiempo de secado de 48 a 38 *min*.

**Palabras clave:** Humedad relativa, intercambiador de calor, eficiencia energética, rendimiento de secado.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

Damos un especial agradecimiento, a nuestras familias por su apoyo incondicional, ayuda y paciencia, por nuestra ausencia, mientras realizamos la investigación y el desarrollo del presente trabajo de grado.

De igual forma, a los docentes Luis Fernando Cardona y Carlos Alberto Acevedo, por su gran apoyo; también a los demás docentes de la Institución quienes nos aportaron los conocimientos necesarios para interpretar toda la información que demandó este trabajo.

Al grupo de administradores y operarios de la Empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., por permitirnos la entrada y la realización de los estudios y operación de la máquina secadora.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## ACRÓNIMOS


$A$	área ( $m^2$ )	$m$	masa ( $kg$ )
$A_c$	área de sección transversal ( $m^2$ )	$MER$	Tasa de extracción de humedad
$\dot{C}$	razón de capacidad de calor de un fluido, $\dot{m} \cdot c_p$ ( $\frac{kW}{^\circ C}$ )	$(\frac{kg}{kW.h})$	
$c_p$	calor específico de un fluido ( $\frac{kJ}{kg.^\circ C}$ )	$\dot{m}$	flujo másico ( $\frac{kg}{s}$ )
$C_R$	relación de la capacidad calórica mínima y máxima	$\dot{m}_f$	flujo másico agua líquida ( $\frac{kg}{s}$ )
CREG	Comisión de Regulación de Energía y Gas	$N$	número de tubos del intercambiador
$d$	profundidad del intercambiador de calor ( $m$ )	$N_f$	número de placas de aletas dentro del intercambiador
$D$	diámetro ( $m$ )	$N_L$	número de filas de tubos
$D_h$	diámetro hidráulico ( $m$ )	$N_T$	número de tubos horizontales dentro del intercambiador
$g$	constante gravitacional ( $\frac{m}{s^2}$ )	$Nu$	número de Nusselt
$h$	coeficiente de transferencia de calor por convección ( $\frac{W}{m^2.^\circ C}$ ) o entalpía ( $\frac{kJ}{kg}$ )	$NTU$	Número de Unidades de Transferencia
$h_{f,g}$	Calor latente de vaporización ( $\frac{kJ}{kg}$ )	$p$	perímetro ( $m$ )
$H$	altura ( $m$ )	$P$	presión ( $Pa$ )
$k$	conductividad térmica ( $\frac{W}{m.^\circ C}$ )	$Pr$	número de Prandtl
$L$	Longitud ( $m$ )	$\dot{Q}$	razón de transferencia de calor ( $kW$ )
		$R$	constante del gas ( $\frac{kJ}{kg.K}$ )
		$RCS$	Relación de Calor Sensible (%)
		$Re$	número de Reynolds
		$s$	espaciamiento entre las aletas ( $m$ )

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$t$	tiempo ( $h$ ) o espesor ( $m$ )	$\nu$	viscosidad cinemática ( $\frac{m^2}{s}$ )
$T$	temperatura ( $^{\circ}C$ )	$\rho$	densidad ( $\frac{kg}{m^3}$ )
$T_{db}$	temperatura de bulbo seco ( $^{\circ}C$ )	$\phi$	Humedad relativa (%)
$T_{ml}$	Temperatura media logarítmica	$\omega$	humedad específica o absoluta
$U$	coeficiente de transferencia de calor total ( $\frac{kW}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$ )		
$V$	velocidad ( $\frac{m}{s}$ )	Subíndice	
$w$	ancho del intercambiador de calor ( $m$ )	$a$	asociada con el aire
$x_d$	profundidad del patrón de la aleta ( $m$ )	$f$	Aleta
$x_f$	longitud del patrón de la aleta ( $m$ )	$g$	vapor saturado
		$h$	Hidráulico
		$i$	Interior
		$l$	Líquido
		$in$	Entrada
		$max$	Máximo
		$min$	Mínimo
		$o$	Exterior
		$out$	Salida
		$t$	Tubo
		$v$	Vapor
		$w$	Asociada con el agua

Letras griegas

$\delta$	Espesor capa de condensado ( $m$ )
$\varepsilon$	efectividad
$\eta_f$	Eficiencia de la aleta (%)
$\mu$	Viscosidad dinámica ( $\frac{kg}{m \cdot s}$ )

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# LISTA DE FIGURAS

---

<b>FIGURA 1.</b>	<b>SECADORA INDUSTRIAL DE 300 LB MARCA CHALLENGE.....</b>	<b>11</b>
<b>FIGURA 2.</b>	<b>CALDERA PIROTUBULAR DE 100 BHP.....</b>	<b>11</b>
<b>FIGURA 3.</b>	<b>INTERCAMBIADOR DE CALOR CON FUGA DE VAPOR Y CORROSIÓN .....</b>	<b>12</b>
<b>FIGURA 4.</b>	<b>ORGANIZACIÓN DE ESTE TRABAJO.....</b>	<b>13</b>
<b>FIGURA 5.</b>	<b>INTERCAMBIADOR DE TUBO CONCÉNTRICO. A) FLUJO PARALELO. B) CONTRAFLUJO.....</b>	<b>15</b>
<b>FIGURA 6.</b>	<b>INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO.....</b>	<b>16</b>
<b>FIGURA 7.</b>	<b>PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE .....</b>	<b>21</b>
<b>FIGURA 8.</b>	<b>TIPOS DE CONDENSACIÓN .....</b>	<b>22</b>
<b>FIGURA 9.</b>	<b>RÉGIMEN DE FLUJO.....</b>	<b>24</b>
<b>FIGURA 10.</b>	<b>DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SECADORA INDUSTRIAL CHALLENGE.....</b>	<b>31</b>
<b>FIGURA 11.</b>	<b>CÁMARA TERMOGRÁFICA TG165 .....</b>	<b>32</b>
<b>FIGURA 12.</b>	<b>ANEMÓMETRO DIGITAL.....</b>	<b>33</b>
<b>FIGURA 13.</b>	<b>HIGRÓMETRO DIGITAL.....</b>	<b>34</b>
<b>FIGURA 14.</b>	<b>DUCTOS OBSTRUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR.....</b>	<b>41</b>
<b>FIGURA 15.</b>	<b>TERMOGRAFÍA DEL INTERCAMBIADOR .....</b>	<b>42</b>
<b>FIGURA 16.</b>	<b>VISTA FRONTAL DEL INTERCAMBIADOR .....</b>	<b>43</b>
<b>FIGURA 17.</b>	<b>ÉTAPAS EN EL PROCESO DE SECADO.....</b>	<b>45</b>
<b>FIGURA 18.</b>	<b>MODELO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE .....</b>	<b>46</b>
<b>FIGURA 19.</b>	<b>VENTILADOR DE EXTRACCIÓN.....</b>	<b>47</b>
<b>FIGURA 20.</b>	<b>DIAGRAMA DE CONTROL DEL INTERCAMBIADOR .....</b>	<b>57</b>
<b>FIGURA 21.</b>	<b>ALETA CON ARREGLO ESCALONADO.....</b>	<b>57</b>
<b>FIGURA 22.</b>	<b>GRAFICA DE TEMPERATURA LADO DEL AIRE.....</b>	<b>61</b>
<b>FIGURA 23.</b>	<b>CAPA DE CONDENSADO DENTRO DEL TUBO .....</b>	<b>65</b>
<b>FIGURA 24.</b>	<b>RELACIÓN <math>x_b</math>, <math>P</math> vs <math>Q</math>.....</b>	<b>77</b>
<b>FIGURA 25.</b>	<b>SEGMENTO DE COTIZACIÓN ENVIADO POR JR ELECTROMECAÑICOS .....</b>	<b>80</b>
<b>FIGURA 26.</b>	<b>SEGMENTO DE COTIZACIÓN ENVIADO POR SOLU IND .....</b>	<b>81</b>

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## LISTA DE TABLAS

---

<b>TABLA 1.</b> RESULTADOS DEL ESTUDIO TERMOGRÁFICO .....	41
<b>TABLA 2.</b> TEMPERATURA DE BULBO SECO Y HUMEDAD RELATIVA DEL AMBIENTE .....	44
<b>TABLA 3.</b> DATOS DEL PROCESO DE SECADO SUMINISTRADO POR LA EMPRESA LAVANDERÍA ZAFIRO S.A. 44	
<b>TABLA 4.</b> PROPIEDADES DEL AIRE COMO GAS IDEAL.....	48
<b>TABLA 5.</b> PROPIEDADES DEL AGUA EN LAS CONDICIONES DE LA ENTRADA Y LA SALIDA DEL EQUIPO .....	48
<b>TABLA 6.</b> PROPIEDADES PSICOMÉTRICAS PUNTOS 1 Y 4 .....	51
<b>TABLA 7.</b> RAZÓN DE MASAS .....	51
<b>TABLA 8.</b> ITERACIÓN PARA CALCULAR $T_2$ , $c_{p,2}$ Y $h_{g,2}$ .....	53
<b>TABLA 9.</b> PROPIEDADES PSICOMÉTRICA PUNTOS 1 Y 2.....	55
<b>TABLA 10.</b> RAZÓN DE CALOR Y MASAS .....	55
<b>TABLA 11.</b> DATOS CONOCIDOS DEL INTERCAMBIADOR.....	58
<b>TABLA 12.</b> PROPIEDADES DEL AIRE A $69,435^{\circ}\text{C}$ Y PRESIÓN DE $85\text{ kPa}$ .....	59
<b>TABLA 13.</b> ITERACIÓN PARA CALCULAR $h$ CON RESPECTO $T_s$ , $Pr_s$ Y $h$ .....	62
<b>TABLA 14.</b> RESULTADOS DEL CÁLCULO DE EFICIENCIA DE ALETAS.....	62
<b>TABLA 15.</b> RESUMEN DE DATOS CALCULADOS EN EXCEL .....	63
<b>TABLA 16.</b> RESULTADOS CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR CON 44 TUBOS.....	69
<b>TABLA 17.</b> RESULTADOS CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR CON 47 TUBOS.....	71
<b>TABLA 18.</b> CUADRO COMPARATIVO DEL INTERCAMBIADOR .....	72
<b>TABLA 19.</b> DATOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO NO MEZCLADO VAPOR-AIRE .....	73
<b>TABLA 20.</b> PROPIEDADES DEL INTERCAMBIADOR AL VARIAR LA $x_b$ .....	76
<b>TABLA 21.</b> CUADRO COMPARATIVO CON INTERCAMBIADOR 47 MEJORADO .....	78
<b>TABLA 22.</b> DATOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR MEJORADO .....	78
<b>TABLA 23.</b> CÁLCULO DE LA TIR .....	82

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

---

1.	INTRODUCCIÓN .....	10
1.1.	GENERALIDADES.....	10
1.1.1.	<i>Planteamiento del problema</i> .....	10
1.1.2.	<i>Justificación</i> .....	12
1.2.	OBJETIVOS .....	13
1.2.1.	<i>Objetivo general</i> .....	13
1.2.2.	<i>Objetivos específicos</i> .....	13
1.3.	ORGANIZACIÓN DEL PROYECTO.....	13
2.	MARCO TEÓRICO .....	15
2.1.	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	15
2.1.1.	<i>Variables involucradas en el cálculo de intercambiadores de calor</i> .....	17
2.1.2.	<i>Efectividad del intercambiador de calor</i> .....	18
2.1.3.	<i>Diseño y cálculo del intercambiador de calor</i> .....	18
2.2.	TEORÍA DE MEZCLAS GAS VAPOR – ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.....	19
2.2.1.	<i>Aire seco y aire atmosférico</i> .....	19
2.2.2.	<i>Humedad específica y relativa del aire</i> .....	20
2.2.3.	<i>Procesos de acondicionamiento de aire</i> .....	20
2.3.	TRANSFERENCIA DE CALOR EN CONDENSACIÓN.....	21
2.3.1.	<i>Condensación en película</i> .....	23
2.4.	ÍNDICE DE ECUACIONES .....	24
2.4.1.	<i>Ecuaciones para el cálculo psicrométrico</i> .....	24
2.4.2.	<i>Ecuaciones para el cálculo de la parte externa del intercambiador de calor</i> .....	25
2.4.3.	<i>Ecuaciones para el cálculo de la parte interna del intercambiador de calor</i> .....	28
2.5.	FUNCIONAMIENTO DE LA SECADORA INDUSTRIAL CHALLENGE 300 LB .....	31
2.6.	DISPOSITIVOS DE MEDICIÓN .....	31
2.6.1.	<i>Cámara termográfica</i> .....	31
2.6.2.	<i>Anemómetro digital</i> .....	33
2.6.3.	<i>Higrómetro</i> .....	34



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.7.	ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS .....	35
3.	METODOLOGÍA.....	38
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	40
4.1.	DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DE LA SECADORA INDUSTRIAL .....	40
4.1.1.	<i>Estudio termográfico</i> .....	41
4.1.2.	<i>Plano del intercambiador de calor</i> .....	43
4.1.3.	<i>Condiciones de funcionamiento de la secadora</i> .....	44
4.2.	ANÁLISIS PSICOMÉTRICO DEL PROCESO DE SECADO.....	45
4.2.1.	<i>Análisis global del equipo (puntos 1-4)</i> .....	47
4.2.2.	<i>Análisis de la etapa de calentamiento (Puntos 1-2)</i> .....	51
4.2.3.	<i>Análisis de la etapa de extracción del aire húmedo (puntos 3-4)</i> .....	52
4.2.4.	<i>Análisis de la etapa de humidificación (puntos 2-3)</i> .....	52
4.3.	CÁLCULOS DEL INTERCAMBIADOR CON 44 TUBOS.....	56
4.3.1.	<i>Análisis de la parte externa del banco de tubos</i> .....	58
4.3.2.	<i>Análisis de la parte interna del banco de tubos</i> .....	63
4.4.	CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR CON 47 TUBOS .....	69
4.5.	INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS.....	71
4.5.1	<i>Tasa de secamiento</i> .....	74
4.5.2	<i>Variables que aumentan la tasa de secamiento</i> .....	74
4.6.	MEJORA DEL INTERCAMBIADOR .....	75
4.6.1	<i>Tasa de secamiento</i> .....	79
4.7.	COSTO DEL INTERCAMBIADOR.....	80
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....	83
	REFERENCIAS .....	84
	APÉNDICE.....	87
	APÉNDICE A. PLANO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	88
	APÉNDICE B. ESTUDIO TERMOGRÁFICO .....	89
	APÉNDICE C: FACTURA DE COTIZACIÓN.....	93
	APÉNDICE D: TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE SUPERFICIES CON ALETAS .....	96
	APÉNDICE E: PLANO INTERCAMBIADOR MEJORADO .....	100

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

Este informe presenta el estudio realizado a la secadora de mayor capacidad que posee la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., teniendo en cuenta el deterioro que se ha presentado en el intercambiador de calor que esta posee y por ende su ineficiente operación. En este documento se presenta el diagnóstico actual arrojado por la termografía y la observación del sistema de operación de la máquina y las mejoras que se le pueden realizar a través de cálculos técnicos relacionados con el aumento de calor y la humedad adecuada que debe tener para un óptimo nivel de secado.

## 1.1. GENERALIDADES

### 1.1.1. *Planteamiento del problema*

La empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., cuenta con una secadora industrial, la cual trabaja con una caldera Piro-tubular de 100 *BHP* alimentada a gas. La secadora presenta en el intercambiador fuga de vapor, deterioro en la tubería de cobre y además corrosión en los elementos de acero, presuntamente esto se relaciona con los años de operación de la máquina, ya que cuenta con un tiempo de servicio mayor a 30 años.

La parte mecánica y estructural de la máquina se encuentran en buen estado, esto hace que los socios de la lavandería decidan invertir en la recuperación de esta, pues, el arreglo o la mejora del intercambiador, es mucho más barato y rápido que comprar una secadora industrial nueva con los altos costos del mercado.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Por tal motivo, se hace pertinente realizar estudios para evaluar la factibilidad de aumentar la eficiencia térmica de secado ya que la máquina, mostrada de la Figura 1 a la Figura 3, seca 163 unidades de jeans, con un peso aproximado de 100 *kg*, a una temperatura promedio 50 °C en un tiempo de 48 minutos.

**Figura 1.** Secadora Industrial de 300 lb marca Challenge.



Fuente: los autores.

**Figura 2.** Caldera Piro-tubular de 100 BHP



Fuente: los autores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Figura 3.** Intercambiador de calor con fuga de vapor y corrosión



*Fuente: los autores*

### 1.1.2. Justificación

En este proyecto, el intercambiador de calor se requiere para las necesidades de la secadora de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A. Esta secadora utiliza un intercambiador de calor de tubos de flujo cruzado no mezclado vapor - aire; sin embargo, el tiempo de secado demora 20 minutos más de lo normal y en algunos momentos la humedad sobrepasa la capacidad estipulada para el secado de la ropa. Así pues, con los estudios de este intercambiador de calor se pretende aumentar la eficiencia de la operación de la secadora de tal forma que el calor sea transmitido de manera adecuada para el correcto funcionamiento del equipo, consiguiendo que la humedad no exceda el límite de temperatura requerido de 60 °C, para el tipo de prenda que es secada, ya que una mayor temperatura podría causar daños en la prenda.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 1.2. OBJETIVOS

### 1.2.1. Objetivo general

Evaluar el funcionamiento térmico de la secadora industrial de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., para mejorar su eficiencia y tiempo de secado, enfocado en el intercambiador de calor.

### 1.2.2. Objetivos específicos

- ✓ Modelar matemáticamente el proceso de secado, para determinar que variables aumentan la tasa de secamiento (kg de agua evaporada por segundo).
- ✓ Proponer un rediseño térmico del equipo para mejorar su eficiencia en el secado.
- ✓ Evaluar económicamente la implementación de la propuesta de mejora de fabricación del intercambiador de calor.

## 1.3. ORGANIZACIÓN DEL PROYECTO

La organización de este proyecto contemplará la realización de los objetivos específicos en su orden, teniendo en cuenta los parámetros de diagnóstico y diseño del intercambiador de calor de la secadora de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., de acuerdo al orden presentado en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

**Figura 4.** Organización de este trabajo



*Fuente: los autores*

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En el diagnóstico inicial se tuvo en cuenta el modo de operación de la secadora, junto a los promedios de tiempo de secado, humedad y tiempo de evaporación, presión, peso, entre otros.

En los cálculos del proceso de secado, se hace un modelado matemático para ver cómo influyen estas variables en la operatividad de la máquina. A continuación, se propone el mejoramiento del intercambiador de calor para que la máquina trabaje de manera adecuada, mediante cálculos y fórmulas que demuestran dicho mejoramiento. Por último, se evalúan los pros y los contras que conllevará el proceso de mejoramiento del intercambiador de calor de la secadora.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

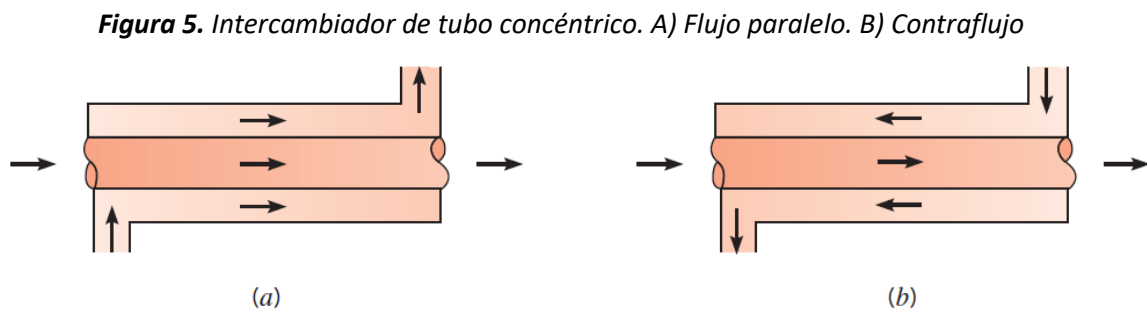
## 2. MARCO TEÓRICO

Los fenómenos termodinámicos y los de transferencia de calor y masa juegan un papel muy importante cuando se habla de interacciones entre componentes puros, mezclas multicomponentes y cambios de fase. Es por ello, que a continuación se presentan los conceptos básicos que describen el funcionamiento básico de los intercambiadores de calor, sus principales características, cálculo y diseño entre otros, los cuales servirán de base para la realización de este trabajo de grado.

### 2.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son equipos térmicos que transfieren energía desde un fluido de alta temperatura hacia uno de baja temperatura (Cengel & Ghajar, 2011), (Welty, Rorrer, & Foster, 2015). Los intercambiadores de calor más simples pueden tener las siguientes configuraciones:

- a) Intercambiador de calor de tubo concéntrico en flujo paralelo: En este equipo los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas en el mismo sentido, tal como se muestra la Figura 5, parte a.

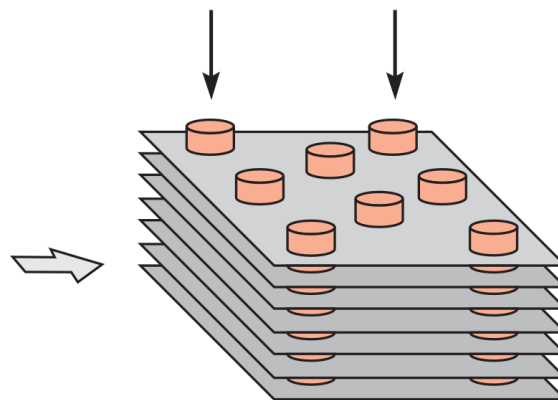


Fuente: (Bergman & Lavine, 2017).

b) Intercambiador de calor de tubos concéntricos a contraflujo: En este caso los fluidos se desplazan en direcciones paralelas, pero en sentidos opuestos, tal como puede apreciarse en la Figura 5, parte b.

c) Intercambiador de calor de flujo cruzado: En este caso las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares. Una de las sustancias fluye por el interior de los tubos, mientras que la otra lo hace perpendicular a los tubos, como se observa en la Figura 6.

**Figura 6.** Intercambiador de flujo cruzado



Fuente: (Bergman & Lavine, 2017).

Son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclados. En el intercambiador de calor de tubos un fluido se desplaza por el tubo interno mientras otro lo hace en el espacio externo del banco de tubos. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa, permitiendo intercambiar calor entre dos medios, siendo uno de ellos el aire ambiente

El principio de funcionamiento consiste en ampliar la superficie de intercambio por medio de aletas de modo que el calor encuentre la suficiente superficie de contacto para el intercambio. Este intercambio del calor depende de la diferencia de temperaturas entre los fluidos que intercambian calor, en este caso el vapor dentro de los tubos y el aire ambiente, y de la superficie de intercambio. Además, el aire que se ha calentado en la superficie tiende



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

a permanecer en las proximidades, reduciendo la diferencia de temperaturas, por lo que a menudo se recambia por aire fresco por medio de un ventilador (convección forzada).

### 2.1.1. Variables involucradas en el cálculo de intercambiadores de calor

Las variables más importantes para dimensionar los intercambiadores de calor son (Cengel & Ghajar, 2011):

- La tasa de transferencia de calor.
- Las temperaturas y velocidades de entrada de los fluidos caliente y frío. También es importante conocer las fases en las que se encuentran los fluidos de trabajo (si son líquidos, gases o mezcla saturada líquido-vapor).
- El área de superficie disponible para la transferencia de calor.
- Las propiedades de los fluidos, tales como la viscosidad, el número de Prandtl, la conductividad térmica, entre otros.
- El material del intercambiador, el cual por lo general es un metal. En particular es muy importante la conductividad térmica de este material.
- Los factores de incrustación.
- Los coeficientes convectivos al interior y al exterior de los tubos.

A partir de las últimas cinco variables mencionadas se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador,  $U$ .

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### *2.1.2. Efectividad del intercambiador de calor*

La efectividad de transferencia de calor se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor.

En el caso de contraflujo, es aparente que conforme se aumente el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido mismo se aproxima a la temperatura de entrada del fluido máximo en el límite conforme el área se aproxima al infinito.

En el caso del flujo paralelo, en un área infinita solo significa que la temperatura de ambos fluidos sería lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto. Para dichos cálculos se encuentran expresiones aritméticas que expresan la transferencia de calor lograda por diferentes tipos de intercambiadores de calor.

### *2.1.3. Diseño y cálculo del intercambiador de calor*

Antes de comenzar con el cálculo propiamente dicho, se deben considerar las condiciones de proceso requeridas en ambos fluidos tales como:

- ✓ Temperaturas de entrada y salida.
- ✓ Temperaturas de saturación.
- ✓ Flujos másicos.
- ✓ Capacidades caloríficas.
- ✓ Calores latentes.
- ✓ Conductividades térmicas.
- ✓ Densidades.
- ✓ Viscosidades.
- ✓ Caídas de presión permisibles.
- ✓ Factores de obstrucción o ensuciamiento.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- ✓ Diámetros de las tuberías.
- ✓ Arreglo y disposición de los tubos.
- ✓ Espesores de las tuberías.

El cálculo total del intercambiador de calor de la secadora se puede agrupar en:

- ✓ Datos de entrada
- ✓ Estado de alimentación
- ✓ Balance de energía
- ✓ Análisis de humedad
- ✓ Caída de presión

De acuerdo con los cálculos que se realizarán en el presente proyecto y la determinación de coeficientes de transferencia de calor se obtendrán las caídas de presión conforme al intercambiador de calor.

## **2.2. TEORÍA DE MEZCLAS GAS VAPOR – ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

El termino vapor es un estado gaseoso que se encuentra cerca de la región de saturación de la sustancia, lo que incrementa la posibilidad de condensación durante el proceso. Cuando se da una mezcla de gas – vapor, el vapor puede condensarse saliendo de la mezcla gas – vapor durante el proceso, esto produce una mezcla de dos fases lo que complica el análisis considerablemente.

### *2.2.1. Aire seco y aire atmosférico*

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. El aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua y este se conoce como aire atmosférico. El aire que no contiene vapor de agua se llama aire seco. La temperatura del

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

aire en aplicaciones de acondicionamiento varía de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En este intervalo el aire seco puede tratarse como un gas ideal y el valor de  $c_p$  constante de  $1,005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$  [ $0,240\text{ Btu/lbm}\cdot\text{R}$ ] el cual tiene un error menor del 0,2 %.

### 2.2.2. Humedad específica y relativa del aire

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras; es probable que la más lógica sea precisar directamente la masa de vapor presente en una unidad de masa de aire seco, a la que se denomina humedad absoluta o conocida también como relación de humedad y que se representa por medio de:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \left( \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right) \quad (1)$$

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene  $m_v$  respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura  $m_g$ . La relación entre estas cantidades se conoce como humedad relativa, la cual también es igual a la división de la presión parcial de vapor de agua ( $P_v$ ) por la presión de saturación del agua a la misma temperatura ( $P_g$ ):

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2)$$

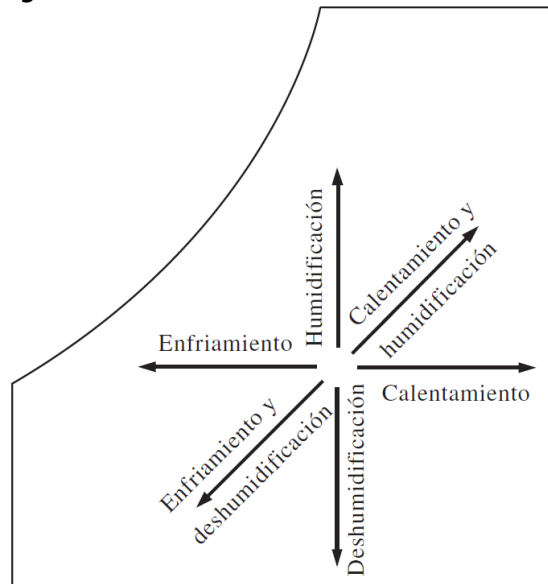
### 2.2.3. Procesos de acondicionamiento de aire

Para mantener una vivienda o una construcción industrial a la temperatura y humedad deseadas son necesarios algunos procesos de acondicionamiento de aire; estos procesos incluyen el calentamiento simple (elevar la temperatura), el enfriamiento simple (reducir la

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

temperatura), la humidificación (agregar humedad) y la deshumidificación (eliminar humedad). Algunas veces dos o más de estos procesos son necesarios para llevar el aire al nivel de temperatura y humedad deseados.

**Figura 7. Proceso de acondicionamiento del aire**



Fuente: (Cengel & Boles, 2015)

### 2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN CONDENSACIÓN

La condensación se presenta cuando la temperatura de un vapor se reduce por debajo de la temperatura de saturación  $T_{sat}$ . Esto suele suceder cuando el vapor entra en contacto con una superficie sólida cuya temperatura  $T_s$  es menor a la temperatura de saturación del vapor. Pero la condensación también puede ocurrir sobre la superficie libre de un líquido e incluso un gas, cuando la temperatura a la cual se expone el vapor está por debajo de la temperatura de saturación. En este último caso, las gotitas del líquido suspendidas en el gas forman una niebla.

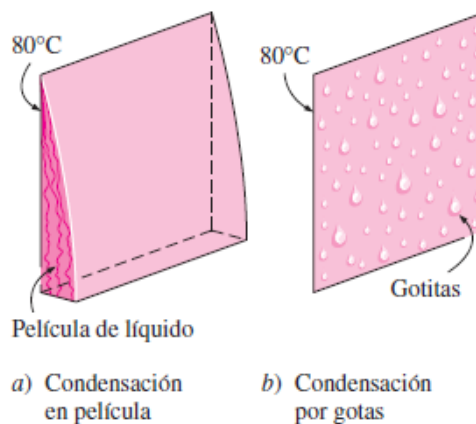
En la condensación en película, el condensado moja la superficie y forma una película de líquido sobre la superficie, la cual resbala hacia abajo debido a la influencia de la gravedad

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

(Cengel & Ghajar, 2011). El espesor de la película aumenta en la dirección del flujo a medida que más vapor se condensa sobre ella (ver Figura 8). El calor de vaporización  $h_{fg}$  liberado a medida que el vapor se condensa, debe pasar a través de la resistencia que se crea por la película de condensado antes que pueda llegar a la superficie sólida y se transfiera al medio que está del otro lado. En 1956 Rohsenow demostró que se puede tomar en cuenta el enfriamiento del líquido al reemplazar  $h_{fg}$  por  $h_{fg}^*$ :

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68Cp_l(T_{sat} - T_s) \quad (3)$$

**Figura 8.** Tipos de condensación



Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

En la condensación por gotas, estas resbalan hacia abajo y cuando llegan a tener cierto tamaño, resbalan despejando la superficie y exponiéndola al vapor. En este caso no se tiene película de líquido que oponga resistencia a la transferencia de calor. La condensación por gotas puede lograr razones de transferencia de calor que son más de 10 veces mayor que las asociadas en la condensación por película.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.1. Condensación en película

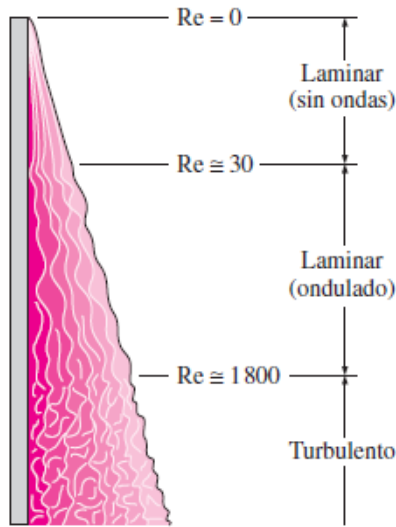
El espesor de la película  $\delta$  se incrementa en la dirección de  $x$  del flujo debido a la condensación continua en la interfaz líquido-vapor. Durante la condensación se libera calor en cantidad  $h_{fg}$  (el calor latente de vaporización) y es transferido a través de la película hasta la superficie de la placa que está a la temperatura  $T_s$ . La transferencia de calor en la condensación también depende si el flujo condensado es laminar o turbulento. Para ello se debe calcular el número de Reynolds (Valiente Barderas, 2013):

$$Re_{vertical} = \frac{\rho_v V D_o}{\mu_v} = \frac{4\dot{m}}{P\mu_v} \quad (4)$$

Donde  $\rho_v$  y  $\mu_v$  son la densidad y la viscosidad absoluta del vapor, respectivamente.  $V$  es la velocidad promedio al interior del tubo,  $D_o$  es el diámetro interno del tubo,  $P$  es el perímetro interno del tubo y  $\dot{m}$  es el flujo másico de vapor

El fluido de película exhibe regímenes diferentes dependiendo del valor del Reynolds. Se observa que la superficie exterior de la película del líquido permanece lisa y sin ondas para alrededor de  $Re \leq 30$ , por consiguiente, el flujo es laminar. Conforme el Reynolds aumenta aparecen risos y ondas sobre la superficie libre del flujo de condensado y este se vuelve completamente turbulento alrededor de  $Re = 1800$ , tal como se muestra en la Figura 9. También cabe anotar que el régimen para la condensación sobre las superficies, ya sean tubos o placas verticales, se incrementan en la dirección del flujo debido al aumento en el espesor de  $\delta$  la película del líquido.

**Figura 9. Régimen de flujo**



Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

## 2.4. ÍNDICE DE ECUACIONES

### 2.4.1. Ecuaciones para el cálculo psicrométrico

Es posible demostrar que la humedad absoluta, ecuación (1), se puede escribir en términos de la presión parcial del aire seco ( $P_a$ ) y la presión parcial de vapor de agua ( $P_v$ ):

$$\omega = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \left[ \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right] \quad (5)$$

Donde la presión local se calcula como la suma de ambas presiones:

$$P = P_a + P_v \quad [Pa] \quad (6)$$

La entalpía del aire atmosférico es:



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$h = h_a + \omega h_v \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (7)$$

Para cada sección del proceso de la secadora, es posible efectuar un balance de masas:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (8)$$

Donde el flujo másico del aire húmedo se puede expresar como:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_a(1 + \omega_i) \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (9)$$

Donde el subíndice  $i$  representa el punto donde se desea calcular el flujo másico (entrada, salida, etc.). De igual manera, es posible escribir la ecuación de balance de la energía para cada sección, en estado estable, despreciando los cambios en las energías cinéticas y potencial:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}h = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}h \quad [kW] \quad (10)$$

#### 2.4.2. Ecuaciones para el cálculo de la parte externa del intercambiador de calor

Para un banco de tubos no alineado donde  $S_D > \frac{S_T + D_o}{2}$  la velocidad máxima se determina por la velocidad máxima del fluido externo (aire en este caso) entre los tubos es:

$$V_{max} = \left( \frac{S_T}{S_D - D_o} \right) \cdot V \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (11)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Donde  $S_T$  es la separación de los tubos en dirección transversal al flujo,  $S_D$  es la separación diagonal entre tubos,  $D_o$  es el diámetro externo de los tubos y  $V$  es la velocidad promedio de entrada del fluido. Con esta velocidad máxima, se puede calcular el número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{V_{max} D_o}{\nu} \quad (12)$$

Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido. El número de Reynolds permite calcular el número de Nusselt, el cual también depende del número de Prandtl  $Pr$ , de la configuración de los tubos (si son alineados o escalonados) y del número de filas de tubos en dirección del flujo. Por ejemplo, para un caso de tubos escalonados con dos filas de tubos, Zukauskas propone (Zukauskas, 1985):

$$Nu_{NL} = \frac{hD_o}{k} = 0,76 \left[ 0,35 \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \right] \quad (13)$$

Donde  $Pr_s$  es el número de Prandtl del fluido evaluado a la temperatura superficial (a menos que se indique lo contrario, las propiedades del fluido, aire, se calculan con la temperatura media entre la entrada y la salida del intercambiador). Con el número de Nusselt y la conductividad térmica  $k$  es posible obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  en la parte externa del intercambiador.

Con el  $h$  calculado, es posible estimar el calor ganado por el aire en el intercambiador de banco de tubos con la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{lm} \quad (14)$$

Donde  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia media logarítmica, la cual se define como:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_i}\right)} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)} \quad (15)$$

Ya que:

$$\Delta T_e = T_s - T_e \quad (16)$$

$$\Delta T_i = T_s - T_i \quad (17)$$

Donde  $T_e$  es la temperatura de salida del fluido y  $T_i$  es la temperatura de entrada del fluido externo al intercambiador.

Por otra parte, el área total superficie externa  $A_s$  de intercambio de calor se calcula sumando el área sin aletas y el área de las aletas que van pegadas a los tubos:

$$A_s = A_{sin,f} + \eta_f A_{con,f} \quad (18)$$

Donde  $\eta_f$  es la eficiencia de las aletas. El área de tubo libre de aletas es:

$$A_{sin,f} = \pi N D_o (L - N_f t) \quad (19)$$

Donde  $N$  es el número de tubos,  $L$  la longitud de los tubos,  $N_f$  es el número de aletas y  $t$  es el espesor de la aleta.

El área de las aletas depende de su forma. Para aletas rectangulares, se debe restar el área de los agujeros donde van los tubos del rectángulo de la aleta:

$$A_{con,f} = 2N_f \left( x_f x_b - \frac{\pi}{4} N D_o^2 \right) \quad (20)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Donde el producto  $x_f x_b$  corresponde al área del rectángulo y  $\frac{\pi}{4}ND_o^2$  corresponde al área de los círculos (agujeros) por donde se insertan los tubos. El área se multiplica por dos, ya que se considera el área superior e inferior de la aleta.

#### 2.4.3. Ecuaciones para el cálculo de la parte interna del intercambiador de calor

Inicialmente se corrige el calor latente de vaporización:

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68Cp_l(T_{sat} - T_s) \quad (21)$$

Con el anterior dato, se puede calcular el calor total entregado por los tubos:

$$\dot{Q} = Nm h_{fg}^* \quad (22)$$

Donde  $\dot{m}$  es la masa del condensado que pasa por un tubo, la cual se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Pg\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l} \quad (23)$$

Donde P es el perímetro interno del tubo y los subíndices  $l$  y  $v$  indican propiedades evaluadas para la fase líquida y vapor, respectivamente. El espesor de película de condensado  $\delta$  depende de la longitud en dirección vertical ( $x$ ) al interior del tubo y se calcula con la siguiente expresión:

$$\delta(x) = \left[ \frac{4k_l\mu_l(T_{sat} - T_s)x}{gh_{fg}^*\rho_l(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} \quad (24)$$

El número de Nusselt vertical para cada tubo es:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Nu_{vertical} = 0,0054Pr_l^{0,65}Re_{vertical}^{0,9} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \quad (25)$$

Donde el Reynolds (vertical en este caso) fue definido en la ecuación (4). El coeficiente de transferencia de calor por convección es entonces:

$$h_{vertical} = \frac{k_l Nu_{vertical}}{D_o} \quad (26)$$

El calor total entregado por los tubos, ecuación (22), también es igual al calor que entrega el intercambiador de calor completo:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} Y \quad (27)$$

Donde el término Y es un factor de corrección que depende de la configuración del intercambiador (por ejemplo, si uno de los fluidos se encuentra en cambio de fase el factor de corrección es igual a  $Y = 1$ ). Por otra parte, el término  $UA_s$  se puede obtener después de hacer un análisis de resistencias térmicas desde el interior de los tubos (que llevan vapor) hasta el fluido exterior (aire):

$$R = \frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{cu} LN} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (28)$$

Donde:

- R es la resistencia térmica total del intercambiador
- $h_i$  es el coeficiente convectivo interno (el  $h_{vertical}$ )
- $h_o$  es el coeficiente convectivo externo (obtenido con la ecuación (13))
- $A_i$  es el área interna de transferencia de calor (el área interna de todos los tubos)
- $A_o$  es el área externa de transferencia de calor (obtenida con la ecuación (18))
- $R_{f,i}$  es el factor de incrustaciones o ensuciamiento para el fluido interno (vapor)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- $R_{f,o}$  es el factor de incrustaciones o ensuciamiento para el fluido externo (vapor)
- $k_{cu}$  es la conductividad térmica para los tubos de cobre

La efectividad del intercambiador para un condensador se puede entonces calcular como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad [\%] \quad (29)$$

Donde  $T_{h,in}$  y  $T_{c,in}$  son las temperaturas de entrada del fluido caliente y frío respectivamente y  $T_{c,out}$  es la temperatura de salida del fluido frío del intercambiador. Por otra parte, el calor máximo del sistema es:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (30)$$

Donde  $C_{min}$  es la capacidad calórica mínima (flujo másico por calor específico a presión constante) la cual, para un condensador, corresponde a la del fluido que no cambia de fase. Para un intercambiador de este tipo, la efectividad también se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (31)$$

Donde el  $NTU$  es el número de unidades térmicas:

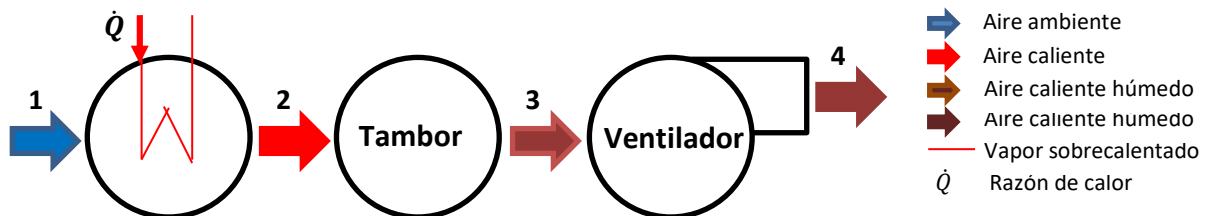
$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (32)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.5. FUNCIONAMIENTO DE LA SECADORA INDUSTRIAL CHALLENGE 300 LB

El proceso de secado está conformado por 3 secciones principales (ver Figura 10) los que se pueden identificar como: La etapa 1, sección de calentamiento, conformada por los puntos 1 a 2, donde encontramos el intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclados vapor-aire (ubicado en la parte superior derecha de la secadora industrial) como se muestra en la Figura 1; la etapa 2, sección de humidificación, conformada por los puntos 2 a 3, donde encontramos el tambor en la cámara de secado y por último la etapa 3, conformada por los puntos 3 a 4, en donde encontramos el ventilado tipo caracol (ubicado en la parte inferior derecha de la secadora). La etapa 1 y 2, serán modeladas matemáticamente teniendo en cuenta la preparación del aire en la cámara de secado y el diseño del intercambiador. Para ello, se tomarán las medidas de la temperatura, humedad relativa y velocidad a la entrada del intercambiador (punto 1) y a la salida de del ventilador (punto 4).

**Figura 10.** Diagrama de flujo de la secadora industrial Challenge



Fuente: los autores

## 2.6. DISPOSITIVOS DE MEDICIÓN

### 2.6.1. Cámara termográfica

Una cámara termográfica o cámara térmica es una cámara que muestra en pantalla una imagen de la radiación calorífica que emite un cuerpo. Todos los cuerpos por encima del

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

cero absoluto (-273°C) emiten radiación infrarroja (calor). En general, cuanto mayor es la radiación emitida, mayor es la temperatura del cuerpo. Esta radiación es invisible al ojo humano y su rango en el espectro electromagnético se sitúa entre la luz visible y la radiación de microondas. La detección de estas radiaciones infrarrojas supone una ventaja importantísima en muchas situaciones y puede ayudar a la prevención de multitud de situaciones indeseadas. La no uniformidad de temperaturas suele indicar alguna falla o punto crítico, en el caso del aumento de riesgo sanguíneo que se produce en una lesión interna de un animal o la fuga de calor que puede darse en el punto crítico de una tubería (Promax, 2018).

Para el estudio termográfico de este proyecto se utilizó la cámara termográfica FLIR TG165 (FLIR Systems, Inc., 2019), mostrada en la Figura 11.

**Figura 11.** Cámara termográfica TG165



Fuente: (FLIR Systems, Inc., 2019)



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.6.2. Anemómetro digital

Un anemómetro es un instrumento para medir la velocidad o rapidez de los gases ya sea en un flujo contenido, como el flujo de aire en un conducto, o en flujos no confinados, como un viento atmosférico; puede medir la magnitud de la velocidad total, la magnitud de velocidad en un plano, o el componente de velocidad en una dirección específica. Los anemómetros son utilizados en innumerables aplicaciones, desde aeronáutica hasta surfistas de todo el mundo para conocer las condiciones meteorológicas. En entornos industriales, los sensores para determinar la velocidad del aire también son muy comunes. Por ejemplo, es necesario el uso de anemómetros industriales para medir la velocidad del aire en conductos. Para determinar la velocidad, un anemómetro detecta el cambio en alguna propiedad física del fluido o el efecto del fluido en un dispositivo mecánico insertado en el flujo (Omega, 2019).

Para medir la velocidad de aire en este proyecto se utilizó el anemómetro digital (CHILEINDUSTRIA, 2019) mostrado en la Figura 12.

**Figura 12.** Anemómetro digital



Fuente: los autores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.6.3. Higrómetro

Un higrómetro es un dispositivo que se usa para la medición de la humedad del aire. Se trata de un instrumento que, en el ámbito de la meteorología, se emplea para conocer qué nivel de humedad se registra en la atmósfera. Utiliza sensores que perciben e indican la variación del grado de humedad, tanto de un gas como del aire en general. Sus aplicaciones son muy amplias. Se emplean tanto para la conservación de productos que son muy vulnerables a la humedad excesiva, para conocer la proximidad de posibles lluvias y mal tiempo en general, para tener una buena higiene conociendo el grado de humedad en los locales y habitaciones. También es utilizado en muchos procesos industriales que requieren humedad como es la fabricación de ciertos tejidos, papel y seda. Dependiendo del tipo de funcionamiento del higrómetro y de las características que tienen, existen distintos tipos como el higrómetro de cabello, higrómetro de absorción, higrómetro eléctrico, higrómetro de condensación y el higrómetro digital, siendo este último los más modernos y utilizados en los procesos industriales (Portillo, 2018).

Para medir la temperatura de bulbo y la humedad relativa del aire se utilizó el higrómetro digital KTJ Thermo TA318 (MINTEK, 2019), como se puede ver en la Figura 13.

**Figura 13.** Higrómetro digital



Fuente: los autores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## **2.7. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS**

En un estudio realizado en 2004 se realizó una investigación para determinar la viabilidad del secado de ropa, utilizando el calor residual de un condensador de un acondicionador de aire doméstico tipo split típico que se usa en edificios de gran altura (Ameen & Bari, 2004). Las pruebas se llevaron a cabo en una cámara de secado que alberga la unidad de condensación, en donde el calor residual rechazado por el condensador se utilizó para secar la ropa. Los resultados experimentales indicaron la viabilidad de desarrollar un acondicionador de aire integrado y secador de ropa adecuado para climas tropicales húmedos, en donde el tiempo de secado y el consumo de energía varió en un 20% en comparación a las secadoras industriales normales.

Bansal y colegas presentaron en 2010 un estudio teórico y experimental de un nuevo intercambiador de calor de agua que calienta el aire de una secadora de ropa doméstica en lugar de un calentador eléctrico tradicional, con el fin de mejorar su eficiencia energética (Bansal, Sharma, & Islam, 2010). El modelado de intercambiador de calor de recuperación de calor residual se ha llevado a cabo utilizando el paquete de software EES para evaluar su efectividad en el ciclo de secado. El nuevo diseño de secado de ropa de la lavadora tradicional dio un resultado positivo ya que, al remplazar sus elementos eléctricos con un intercambiador de calor utilizando agua caliente, tuvo el mismo efecto de secamiento que a través de energía eléctrica. Aparte de ello, el tiempo de secado fue más rápido entre en 5% y un 10% que el secador tradicional para las mismas condiciones de operación. Vale recalcar que este tipo de secamiento no esté preparado para disminuir el sistema de ensuciamiento, pues la ropa desprende mucha pelusa por lo que solo se sugiere este sistema para secadoras de uso doméstico.

En 2016, se reporta un estudio que sirvió para desarrollar un nuevo método de cuantificación de fugas y determinar las ubicaciones específicas de las fugas de aire de los

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

tambores de las secadoras (Bansal, Mohabir, & Miller, 2016). Estos tambores funcionan con el sistema de circulación de aire. En este estudio se realizó un análisis el flujo volumétrico de presión-fuga, siguiendo el método ASTM (Sociedad Americana de Pruebas y Materiales), para cuantificar el nivel de pérdida de aire del tambor de la secadora. Los resultados obtenidos muestran que si se puede utilizar el método ASTM para determinar la fuga relativa y que estos puntos pueden ser cuantificables. La concordancia de los resultados indica la viabilidad de este método.

En una investigación realizada en 2017, se utiliza un modelado computacional para diseñar una secadora de ropa con bomba de calor híbrida capaz de ahorrar el 50% de la energía utilizada por secadoras de ropa residenciales con tiempos de secado comparables (TeGrotenhuis, Butterfield, Caldwell, Crook, & Winkelman, 2017). El modelo representa las diferentes etapas de un ciclo de secado desde el calentamiento hasta la velocidad de secado constante y la caída de las fases de secado y terminando con una fase de enfriamiento. Los estudios paramétricos de la potencia de los elementos y el uso de elementos de calefacción muestran una compensación entre el ahorro de energía y el tiempo de ciclo. En los resultados de esta modelación, se muestra un cambio en el ahorro de energía de las secadoras con bomba de calor. Sin embargo, estos resultados no mostraron el ahorro exacto de energía con respecto a las secadoras tradicionales.

Por otra parte, en un estudio realizado en 2018, se reporta sobre un método para reducir su consumo de energía mediante el uso de recuperación de calor (Jian & Luo, 2018). Se utilizó un intercambiador de calor de tubería de calor hecho para una secadora de ropa con ventilación doméstica como recuperación de calor unidad. El rendimiento de la secadora de ropa en el caso de recuperación de calor y no recuperación de calor fue probado bajo las mismas condiciones, incluido el pesaje antes del secado, el secado y el pesaje después del secado. Los resultados experimentales indican la viabilidad de desarrollar un acondicionador de aire integrado y secador de ropa adecuado para climas tropicales húmedos, en donde el tiempo de secado y el consumo de energía varió en un 20% en comparación a las secadoras industriales normales.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se puede denotar que, en los análisis plasmados anteriormente, los investigadores buscan la manera de disminuir el tiempo y la energía que se utiliza para los procesos de secado de ropa ya sea en secadoras de uso doméstico como en secadoras de tipo industrial. Estos artículos científicos de alguna manera propenden para que se sigan contribuyendo a esta clase de investigaciones y que se corrijan los errores que se presentaron en sus investigaciones, como es el caso del estudio realizado por Bansal en 2010 que habla del análisis térmico de las secadoras de uso doméstico, en el cual lograron aumentar la eficiencia energética con esta investigación, pero el nivel de pelusa fue mayor, por lo que la investigación no fue trascendente.

Con respecto a las demás investigaciones planteadas anteriormente, en su mayoría, evidencian de manera clara el éxito del alcance de sus objetivos, los cuales están encaminados al aumento de la eficiencia energética y al ahorro de tiempo considerable en el ciclo de secado, de entre el 15 % al 25 %.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3. METODOLOGÍA

---

La metodología utilizada en este trabajo tuvo en cuenta variables térmicas que intervienen en el proceso de secado de la secadora industrial de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., las cuales son:

- ✓ Tiempos de funcionamiento de secado
- ✓ Medidas de intercambiador de calor que posee la secadora
- ✓ Temperaturas de funcionamiento de operación
- ✓ Pesos de las prendas a secar y después del secado
- ✓ Humedad del área de trabajo y de las prendas, antes y después del secado
- ✓ Flujo de vapor de la secadora (cálculo a partir del modelo matemático)
- ✓ Presiones de trabajos, datos que necesitamos para realizar memoria de cálculos termodinámicos.

En el procedimiento se siguieron las siguientes fases:

**Primera fase:** Se realizó el diagnóstico de la maquina industrial a través de los estudios termográficos y de diseño del intercambiador de calor, teniendo en cuenta los promedios de secado, humedad, tiempo de evaporación, presión, peso y demás datos relevantes del funcionamiento actual de la secadora. Para ello se utilizaron los equipos descritos en el numeral 2.6 del marco teórico y se realizaron dos réplicas de las medidas en dos días diferentes. Los datos con los que se realizó la siguiente fase fueron datos promedio de las mediciones.

**Segunda fase:** Se realizaron los cálculos del proceso de secado que se modelaron matemáticamente con respecto al análisis psicométrico del proceso de secado y cómo

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

influyen estas variables en la operatividad de la máquina. Para esto se siguieron las ecuaciones presentadas en la sección 2.3 y 2.4 del marco teórico y las ecuaciones presentadas en el apéndice D.

**Tercera fase:** En esta fase se contempló el mejoramiento del intercambiador de calor para que la máquina trabaje de manera óptima, mediante cálculos y fórmulas que demostraran dicho mejoramiento. Igualmente, se evaluaron los pros y los contras que conlleva el proceso de mejoramiento del intercambiador de calor de la secadora.

Finalmente se presenta un análisis de resultados, en el que se evalúa el posible mejoramiento de la secadora industrial de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A., mediante la optimización de su intercambiador de calor, para incrementar su eficiencia energética y disminuir el tiempo de secado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

---

Teniendo en cuenta las fases que se mencionaron en la metodología del presente proyecto, este estudio arrojó los siguientes resultados:

### 4.1. DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DE LA SECADORA INDUSTRIAL

Debido al gran deterioro del intercambiador mostrado anteriormente se modelan las condiciones reales de funcionamiento del intercambiador con incrustaciones. Entre los daños del intercambiador mencionados anteriormente se encontraron tres ductos taponados como se observa en la Figura 14. Es difícil saber cuántos ductos trabajaban en condiciones óptimas y cuánto es el diámetro interno promedio de los ductos que están en funcionamiento que poseen incrustaciones, como se muestra en la termografía realizada al intercambiador (ver Apéndice C). Otros daños significativos son las fugas de vapor que presenta el intercambiador en la parte de la cámara superior y la cámara inferior. La fuga más representativa se encuentra en la parte inferior como se ve en la Figura 3. Estas fugas presentes hacen que la electroválvula de vapor, que se encuentra a la entrada de la cámara superior del intercambiador, esté permanentemente abierta todo tiempo del secado ya que el sensor de temperatura no alcanza la temperatura de control de 60 °C, lo que representa un aumento en el consumo de energía suministrada por la caldera y una caída de presión en la línea de suministro de vapor que alimenta las demás secadoras.

Este diagnóstico se realizó conforme a los datos arrojados por el estudio termográfico, el diseño actual del intercambiador y su proceso de funcionamiento.



**Figura 14.** Ductos obstruidos en el intercambiador



Fuente: los autores

#### 4.1.1. Estudio termográfico

Este estudio termográfico mostró los siguientes resultados: la temperatura externa superficial por tubo, registrada por la cámara termográfica, es de 123°C y la temperatura en las cámaras superior e inferior es de 155°C. Estos resultados se presentan en la Tabla 1.

**Tabla 1.** Resultados del estudio termográfico

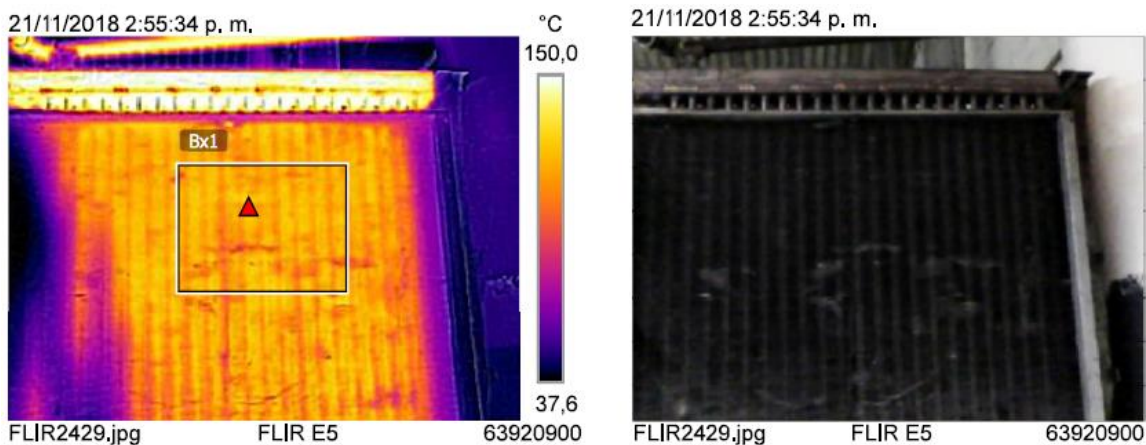
Descripción	° C
<i>Temperatura exterior en tubos</i>	123 °C
<i>Temperatura de la cámara superior</i>	155 °C
<i>Temperatura de la cámara inferior</i>	155 °C

Fuente: los autores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la termografía se puede observar partes oscuras (ver Figura 15, parte izquierda, y Apéndice B). Estas partes frías se pueden analizar como ductos obstruidos por incrustaciones de partículas que se acumularon con el uso continuo, ya sea por el químico agregado al agua de la caldera o por impurezas que el agua pueda tener. La tubería de cobre utilizado para intercambiadores de calor tienen una alta resistencia a la corrosión (Riba, 2008), ya que no se oxida en presencia del oxígeno en atmósferas reductoras menores a 400 °C (Segundo & Ibáñez, 2014). Por estas razones, se considera que las obstrucciones podrían ser resultado de incrustaciones dentro de los tubos de cobre, debido a que al agua de la caldera se le agrega diariamente químicos para evitar que se adhiera a la tubería de la caldera lodo y óxido de hierro, los cuales terminan acumulándose con el tiempo en los tubos del intercambiador. Las capas de incrustaciones normalmente tienen una más baja conductividad térmica que los fluidos o los tubos (Cengel & Ghajar, 2011). La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia. Por ello, el bajo rendimiento de la secadora está relacionado con el aumento en el tiempo de secado y mayor consumo de energía eléctrica y térmica. Por las razones explicadas, las partes frías mostradas en la termografía son muy probablemente una evidencia de que los tubos se encuentran obstruidos por incrustaciones.

**Figura 15. Termografía del intercambiador**



*Fuente: los autores.*

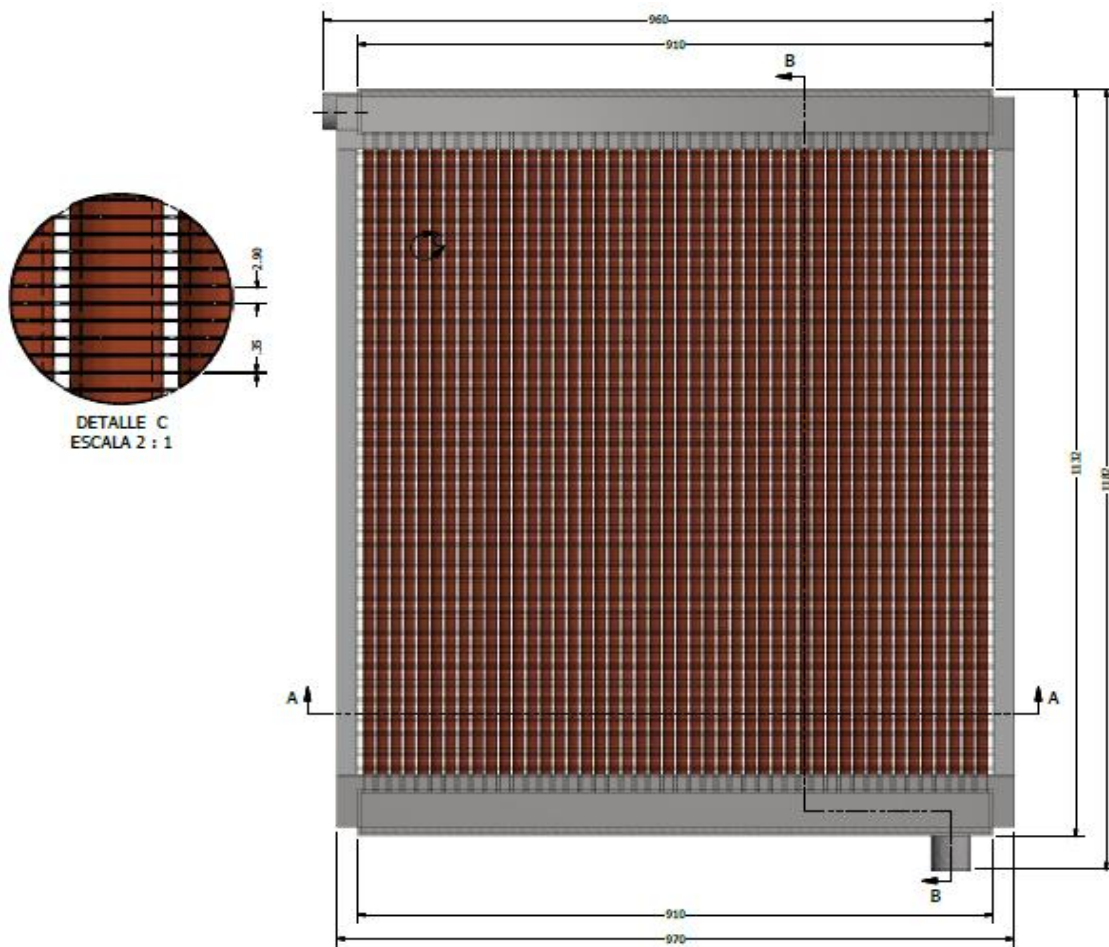
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los resultados entregados por el estudio termográfico muestran un gran deterioro en el intercambiador de calor.

#### 4.1.2. Plano del intercambiador de calor

Las medidas en plano estan en milímetros y son tomadas del intercambiador de flujocruzado (ver Figura 16) que se encuentra ubicado al costado derecho superior de la secadora Challenge industrial como se muestra en la Figura 1. El plano detallado del intercambiador se encuentra en el Apendice B.

**Figura 16.** Vista frontal del intercambiador



Fuente: los autores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

#### 4.1.3. Condiciones de funcionamiento de la secadora

Se toma como referencia de cálculo la temperatura ambiente promedio a la entrada del intercambiador (punto 1) y a la salida del ventilador (punto 4) como se muestra en la Tabla 2. En la Tabla 3 se presentan también los datos de proceso de secado suministrados por la empresa.

**Tabla 2.** Temperatura de bulbo seco y humedad relativa del ambiente

Descripción	Humedad relativa ( $\phi$ )	Temperatura de bulbo seco ( $T_{db}$ )
Entrada intercambiador (Punto 1)	63,33 %	28,60 °C
Salida del ventilador (Punto 4)	60,50 %	53,75 °C

Fuente: los autores

**Tabla 3.** Datos del proceso de secado suministrado por la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A.

Datos del proceso de secado					
Unidades	Tipo	Mojado	Seco	Diferencia	Tiempo secado
		kg	kg	kg	min
163	Jeans	97,8	32,6	65,2	48

Fuente: los autores

Para realizar los cálculos, se debe tener en cuenta la temperatura promedio y la presión atmosférica donde se encuentra ubicada la secadora, pues estos factores ambientales afectan el proceso de secado. El equipo analizado en este trabajo se encuentra ubicado en la ciudad de Medellín, la cual tiene una temperatura promedio de 24 °C y 85 kPa (EPM, 2018).

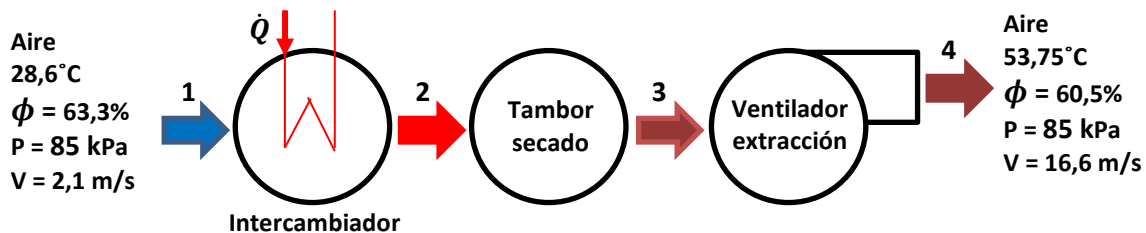
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La temperatura que debe tenerse en cuenta a la salida del intercambiador en el proceso de secado puede llegar hasta los 100 °C; en este aparte se puede mencionar que cuando mayor sea la temperatura en la cámara de secado, mayor será la capacidad del aire de retener vapor de agua y por lo tanto favorecerá el secado.

#### 4.2. ANÁLISIS PSICOMÉTRICO DEL PROCESO DE SECADO

El proceso de secado de la maquina industrial analizada en este trabajo tiene 3 etapas tal como se muestra en la Figura 17:

*Figura 17. Etapas en el proceso de secado*



*Fuente: los autores*

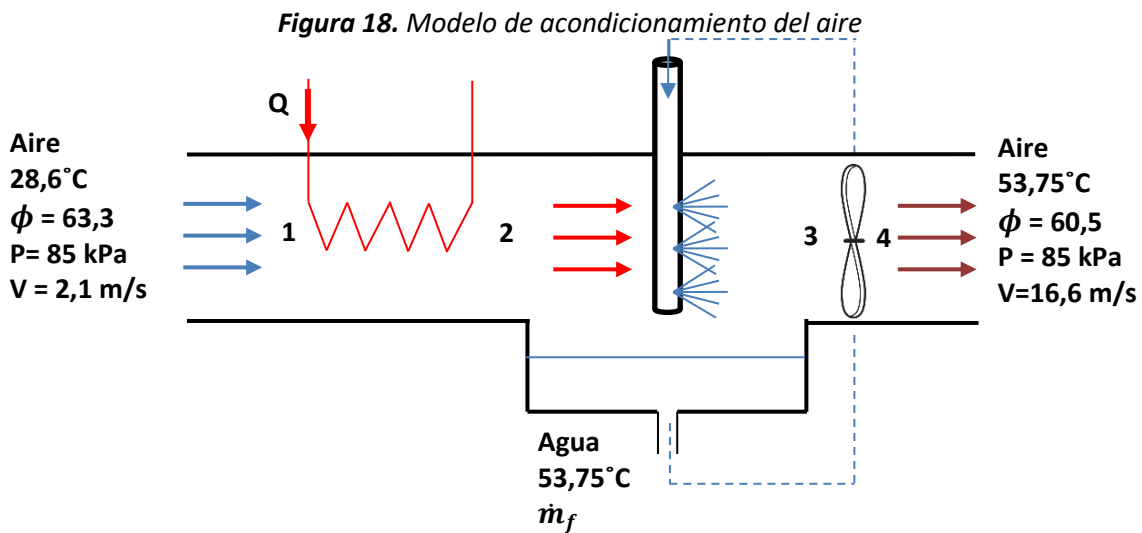
Las tres etapas de este proceso son:

- **Calentamiento simple** (Etapa 1 → 2): Esta es la etapa que utiliza el intercambiador de calor para aumentar la temperatura del aire.
- **Secado de la ropa** (Etapa 2 → 3): En esta etapa el aire caliente absorbe humedad de la ropa mientras la seca.
- **Extracción del aire húmedo** (Etapa 3 → 4): en esta etapa un ventilador extrae el aire húmedo del equipo a la atmósfera.

En este trabajo el secador se modela tal como se muestra en la Figura 18. Las principales suposiciones de este modelo:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. El proceso es de flujo estacionario y, por lo tanto, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso.
2. El aire seco y el vapor de agua son gases ideales.
3. Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
4. La pérdida de calor en los alrededores es insignificante en comparación con el calor requerido en el proceso de secado (Bansal, Sharma, & Islam, 2010).
5. La energía demandada por el ventilador en forma de electricidad es pequeña en comparación a la energía requerida por el intercambiador en forma de calor, así que, por simplificación en los cálculos, se ignora esta energía del ventilador.



*Fuente: los autores*

La etapa 2-3 se analiza como un proceso de humidificación donde el aire, al contacto con la ropa, sustrae humedad de ésta. El proceso se puede representar con un tubo que agrega agua al sistema en gotas muy pequeñas (spray). Las gotas de agua al entrar en contacto con el aire se evaporan. Pero, como todas las gotas no se pueden evaporar y para que se modele como un sistema de estado estable, se debe recircular el agua que no se alcanzó a evaporar para que el proceso sea continuo (ver Figura 18).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El ventilador (radial/centrifugo) es de accionamiento por transmisión y se encuentra ubicado al final de proceso como se muestra en la Figura 17 y Figura 19. El motor del ventilador es de 3 HP eléctricos (2,2 kW) y se encuentra por fuera del ducto del sistema de ventilación. El movimiento del rodete es transmitido a través de un sistema de poleas que conectan el eje del rodete con el eje de motor. El caracol y la caja de poleas del ventilador se puede observar en la Figura 1 ubicados en la parte inferior de la secadora. El calor que se produce por el trabajo eléctrico no afecta el sistema de ventilación, ya que el calor producido por la fricción entre el eje del rodete y los rodamientos es pequeño comparado con el que genera el intercambiador de calor. Por estas razones, se considera que el calor producido por el ventilador se puede despreciar en los cálculos ya que es pequeño y no afectaría en los resultados termodinámicos de manera significativa.

**Figura 19.** Ventilador de extracción



*Fuente: los autores*

#### 4.2.1. Análisis global del equipo (puntos 1-4)

Las propiedades del aire como gas ideal se obtienen a partir de tabla (Cengel & Boles, 2015) a 300 K (aprox. 27 °C) y se presentan en la Tabla 4.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 4.** Propiedades del aire como gas ideal

Calor específico a presión constante	$c_{p,a} = 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
Constante del gas	$R_a = 0,287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Fuente: (Cengel & Boles, 2015)

Las propiedades del agua saturada se obtuvieron interpoladas de tabla (Cengel & Boles, 2015) a las temperaturas de entrada (punto 1) y salida del equipo (punto 4) y se presentan en la Tabla 5.

**Tabla 5.** Propiedades del agua en las condiciones de la entrada y la salida del equipo

	<b>Entrada del equipo (punto 1)</b>	<b>Salida del equipo (punto 4)</b>
<b>Temperatura de bulbo seco T</b>	$T_{db,1} = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{db,4} = 53,75 \text{ } ^\circ\text{C}$
<b>Presión de saturación del vapor a la temperatura T</b>	$P_{g,1} = 3945,312 \text{ Pa}$	$P_{g,4} = 14910,25 \text{ Pa}$
<b>Entalpía del vapor saturado a la temperatura T</b>	$h_{g,1} = 2553,052 \text{ kJ/kg}$	$h_{g,4} = 2597,9 \text{ kJ/kg}$
<b>Entalpía del líquido saturado a la temperatura T</b>	-	$h_{f,4} = 225,03 \text{ kJ/kg}$

Fuente: (Cengel & Boles, 2015)

De la definición de humedad relativa  $\phi$ , ecuación (2), se puede despejar la presión del vapor de agua  $P_v$ :

$$P_v = \phi P_g \text{ [Pa]} \quad (33)$$

Donde  $P_g$  es la presión de saturación del vapor a la temperatura T. Reemplazando datos para el punto 1 de las Tablas 2 y 5, se obtiene que la presión  $P_{v,1} = 2497,38 \text{ Pa}$ .

La presión parcial de aire seco  $P_a$  se puede despejar de la ecuación (6):



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$P_a = P - P_v \quad [Pa] \quad (34)$$

Reemplazando los datos de presión atmosférica y  $P_v$  para el punto 1 se obtiene que  $P_{a,1} = 82400,85 Pa$ .

La humedad absoluta para el punto 1 se puede calcular a partir de la ecuación (5), que se repite aquí para mayor claridad:

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad \left[ \frac{kg \text{ vapor de agua}}{kg \text{ aire seco}} \right] \quad (35)$$

Reemplazando los datos se obtiene que  $\omega_1 = 0,01885 \frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de aire seco}}$ .

Por otra parte, partiendo de la ecuación (7) para entalpía del aire atmosférico y dado que  $h_v \cong h_g$  y  $h_a \cong c_p T$  (si se toma como temperatura de referencia los  $0^\circ C$ ), se tiene que:

$$h = c_p T + \omega h_g \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (36)$$

Cabe anotar que, en la anterior ecuación, la temperatura debe estar en  $^\circ C$ . Reemplazando los datos para el punto 1, se obtiene que  $h_1 = 76,868 \frac{kJ}{kg}$

Utilizando el mismo procedimiento del punto 1 obtenemos la humedad absoluta y la entalpía del punto 4:  $\omega_4 = 0,07395 \frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de aire seco}}$  y  $h_4 = 246,212 \frac{kJ}{kg}$

Como se asume un equipo de flujo continuo, el balance de masa es:

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (37)$$

Por tanto, el balance de masa de aire seco es:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,4} = \dot{m}_a \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (38)$$

Mientras que el balance de masa de agua es:

$$\dot{m}_{v,1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v,4} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (39)$$

Donde  $\dot{m}_f$  es el flujo másico de agua que se extrae de la ropa que se seca. De acuerdo a la Tabla 3, el agua evaporada en un ciclo típico de lavado es de 65,2 kg en 48 minutos. Al dividir ambos valores se obtiene que  $\dot{m}_f = 0,0226 \frac{kg}{s}$ . Sustituyendo la ecuación (5) en la ecuación (39) **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, se puede despejar la masa de aire seco  $\dot{m}_a$ :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f}{\omega_4 - \omega_1} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (40)$$

Reemplazando datos se obtiene que  $\dot{m}_a = 0,41089 \frac{kg}{s}$ . Para calcular el flujo másico que entra o que sale del equipo se puede utilizar la ecuación (9). Reemplazando los datos dicha ecuación se obtienen los flujos másicos de entrada y salida:  $\dot{m}_1 = 0,41864 \frac{kg}{s}$  y  $\dot{m}_4 = 0,44128 \frac{kg}{s}$  respectivamente.

En las tablas 6 y 7 se muestra un resumen con propiedades psicométricas del punto 1 y 4 así también como los resultados obtenidos en esta sección.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 6. Propiedades psicométricas puntos 1 y 4**

Punto 1				Punto 4			
Parametros	Valor	Unidad	Parametros	Valor	Unidad		
Temp. bulbo seco	Tdb	28,6	°C	Temp. bulbo seco	Tdb	53,75	°C
Humedad Relativa	$\Phi$	63,3	%	Humedad Relativa	$\Phi$	60,5	%
Presión de vapor saturado	Pg_T	3945,312	Pa	Presión de vapor saturado	Pg_T	14910,25	Pa
Presión de vapor	Pv	2497,3825	Pa	Presión de vapor	Pv	9020,70125	Pa
Presión aire seco	Pa	82400,8513	Pa	Presión aire seco	Pa	75877,5326	Pa
Humedad específica	$\omega$	0,01885141		Humedad específica	$\omega$	0,07394648	
Volumen específico	$\vartheta$	1,05098732	m <sup>3</sup> /kg	Volumen específico	$\vartheta$	1,2364701	m <sup>3</sup> /kg
Densidad	$\rho$	0,95148626	kg/m <sup>3</sup>	Densidad	$\rho$	0,80875389	kg/m <sup>3</sup>
Temp. Sat del agua	Tsat_Pv	20,9522183	°C	Temp. Sat del agua	Tsat_Pv	43,7001205	°C
Temp. Rocío	Tpr	20,9522183	°C	Temp. Rocío	Tpr	43,7001205	°C
Entalpia del aire	ha	28,743	kJ/kg	Entalpia del aire	ha	54,1067126	kJ/kg
Entalpia agua vapor saturada	hg_T	2553,052	kJ/kg	Entalpia agua vapor saturada	hg_T	2597,9	kJ/kg
Entalpia vapor	hv	2553,052	kJ/kg	Entalpia vapor	hv	2597,9	kJ/kg
Entalpia	h	76,8716201	kJ/kg	Entalpia	h	246,212264	kJ/kg

Fuente: los autores

**Tabla 7. Razón de masas**

Flujo masa agua	$\dot{m}_f$	0,022638889	kg/s
Flujo másico del aire	$\dot{m}_a$	0,410905889	kg/s
Flujo de masa entrada	$\dot{m}_1$	0,418652043	kg/s
Flujo de masa salida	$\dot{m}_4$	0,441290932	kg/s

Fuente: los autores

#### 4.2.2. Análisis de la etapa de calentamiento (Puntos 1-2)

Solo hay calentamiento del aire al pasar a través del intercambiador de calor. En esta área se eleva la temperatura de aire. La humedad específica de punto dos es igual a la del punto 1, por tanto  $\omega_2 = 0,01885 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}}$ .

La masa de aire seco en el ducto es la misma en todos los puntos. Así que  $\dot{m}_{a,2} = 0,41091 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  y la masa de agua es igual al punto 1, luego  $\dot{m}_2 = 0,41865 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Partiendo de la ecuación general de energía, ecuación (10), se obtiene que:

$$\dot{Q}_{1,2} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (41)$$

#### 4.2.3. Análisis de la etapa de extracción del aire húmedo (puntos 3-4)

El calor producido por el ventilador es pequeño en comparación al producido por el intercambiador, así que por simplificación en los cálculos se ignora. La consecuencia de esta simplificación es que el punto 3 tiene las mismas condiciones psicométricas que el punto 4.

Por lo tanto la humedad específica  $\omega_3 = \omega_4 = 0,07395 \frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de aire seco}}$ , la masa de aire seco es  $\dot{m}_{a,3} = 0,41091 \frac{kg}{s}$  y la masa del punto 3 es  $\dot{m}_3 = 0,44129 \frac{kg}{s}$ .

Así mismo,  $h_3 = h_4 = 246,212 \frac{kJ}{kg}$  y  $T_3 = T_4 = 53,8^\circ C$ .

#### 4.2.4. Análisis de la etapa de humidificación (puntos 2-3)

En el punto 2-3 solo hay humidificación, donde  $\omega_2 < \omega_3$  y  $T_2 > T_3$ . La masa del aire en el punto 3 es  $\dot{m}_{a,3} = 0,41091 \frac{kg}{s}$ .

De la ecuación (8), el balance de masas para el agua queda:

$$\dot{m}_{v,2} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v,3} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (42)$$

De la ecuación (10), el balance de energía queda:

$$\dot{Q}_{2,3} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_3 h_3 \quad [kW] \quad (43)$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Este modelo asume que el calor que está entregando el intercambiador va a parar a la ropa, para que exista un equilibrio entre la sección de calentamiento (intercambiador) y la sección de humidificación (tambor) y que el calor producido por el ventilador es despreciable. Por tanto:

$$\dot{Q}_{1,2} = -\dot{Q}_{2,3} \quad (44)$$

Reemplazando la ecuación (41) en (44) y la (43), se puede despejar la entalpía del punto 2:

$$h_2 = \frac{\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_f h_f}{2\dot{m}_1} \quad (45)$$

Al remplazar valores se obtiene  $h_2 = 162,115 \frac{kJ}{kg}$

La ecuación (36) se puede plantear para el punto 2, con el fin de encontrar la temperatura del punto 2 de manera iterativa:

$$h_{2*} = c_{p@T_2} T_2 + \omega_2 h_{g@T_2} \quad (46)$$

La ecuación para el cálculo del error es:

$$\text{error} = \left( \frac{h_2 - h_{2*}}{h_2} \right) * 100 \text{ [%]} \quad (47)$$

En la Tabla 8 se muestran los resultados de la iteración hasta tener un error aceptable menor de 0,001 %

**Tabla 8.** Iteración para calcular  $T_2$ ,  $c_{p,2}$  y  $h_{g,2}$

$T_2$	$c_{p,2}$	$h_{a,2}$	$h_{g,2}$	$h_{2*}$	Diferencia	error
100	1009	100,9	2675,57	151,338257	10,77640783	6,647398532
105	1009,5	105,9975	2683,345	156,582326	5,532338144	3,412608083
110	1010	111,1	2691,12	161,831396	0,283268461	0,174733398
110,2	1010,02	111,304204	2691,4158	162,041176	0,073488216	0,04533101
110,3	1010,03	111,406309	2691,5637	162,146069	-0,03140491	-0,01937203
110,26	1010,026	111,365467	2691,50454	162,104112	0,010552582	0,006509332
110,27	1010,027	111,375677	2691,51933	162,114601	6,32394E-05	3,90091E-05

Fuente: los autores

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

De la anterior tabla se encuentra entonces que  $T_2 = 110,27^\circ\text{C}$ ,  $c_{p,2} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{C}}$ ,  $h_{g,2} = 2691,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  y  $h_2 = 162,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

Al remplazar el valor de la entalpía en el punto dos en la ecuación (41), se encuentra que la tasa de transferencia del intercambiador a la secadora es  $\dot{Q}_{1,2} = 35,687 \text{ kW}$ .

El calor producido por el ventilador en el modelado de esta clase de sistemas ha sido estudiado por otros autores (Bansal, Sharma, & Islam, 2010). En dicho estudio, el ventilador se ubica antes de la etapa de secado y se reporta que el calor generado por este dispositivo es cercano al 12% del calor total de entrada al sistema. En el presente caso, el ventilador de 2,2 kW se encuentra a la salida del equipo y representa aproximadamente un 6% de la tasa de transferencia de calor del intercambiador de la secadora. Si se tiene en cuenta en los cálculos, la tasa de transferencia de calor requerida sería de 33,487 kW y el valor de la temperatura de salida del banco de tubos sería de 105,21 °C. Con esto se demuestra que el calor generado por el ventilador se puede despreciar ya que no afecta de manera significativa el resultado.

En la Tablas 9 y 10 se muestran las propiedades psicométricas del punto 1 y 2 como también la razón de masa y calor del área de intercambiador.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 9. Propiedades psicométrica puntos 1 y 2**

Punto 1				Punto 2			
Parametros	Valor	Unidad	Parametros	Valor	Unidad		
Temp. bulbo seco	Tdb	28,6	Temp. bulbo seco	Tdb	110,27		
Humedad Relativa	$\Phi$	63,3	Humedad Relativa	$\Phi$	1,72503094		

Presión de vapor saturado	Pg_T	3945,312	Pa	Presión de vapor saturado	Pg_T	144773,2	Pa
Presión de vapor	Pv	2497,3825	Pa	Presión de vapor	Pv	2497,3825	Pa
Presión aire seco	Pa	82400,8513	Pa	Presión aire seco	Pa	82400,8513	Pa

Humedad específica	$\omega$	0,01885141	Humedad específica	$\omega$	0,01885141		
Volumen específico	$\vartheta$	1,05098732	m <sup>3</sup> /kg	Volumen específico	$\vartheta$	1,33544179	m <sup>3</sup> /kg
Densidad	$\rho$	0,95148626	kg/m <sup>3</sup>	Densidad	$\rho$	0,74881587	kg/m <sup>3</sup>
Temp. Sat del agua	Tsat_Pv	20,9522183	°C	Temp. Sat del agua	Tsat_Pv	20,9522183	°C
Temp. Rocío	Tpr	20,9522183	°C	Temp. Rocío	Tpr	20,9522183	°C

Entalpia del aire	ha	28,743	kJ/kg	Entalpia del aire	ha	111,375677	kJ/kg
Entalpia agua vapor saturada	hg_T	2553,052	kJ/kg	Entalpia agua vapor saturada	hg_T	2691,505	kJ/kg
Entalpia vapor	hv	2553,052	kJ/kg	Entalpia vapor	hv	2691,505	kJ/kg
Entalpia	h	76,8716201	kJ/kg	Entalpia	h	162,114331	kJ/kg

Fuente: los autores

**Tabla 10. Razón de calor y masas**

Flujo masa agua	$\dot{m}_f$	0	kg/s
Flujo másico del aire	$\dot{m}_a$	0,410905889	kg/s
Flujo de masa entrada	$\dot{m}_1$	0,418652043	kg/s
Flujo de masa salida	$\dot{m}_2$	0,418652043	kg/s

QPunto1,2	QPunto1,2	35,6870	kW
Humedad específica 2	$\omega_2=\omega_1$	0,018851406	
Humedad relativa	$\Phi_2$	1,725030942	%
Calor específico 2	Cp2	1,010027	kJ/kg_°C

Fuente: los autores

La temperatura del aire a la salida del banco de tubos, calculada teóricamente, es de 110,27 °C. Si se tiene en cuenta que la termografía muestra una temperatura superficial de los tubos de 123 °C y que no se puede determinar cual seria la temperatura promedio debido al mal estado del intercambiador (ver APÉNDICE B) se puede deducir que la temperatura hallada es razonable ya que se encuentra por debajo de los 123 °C.

Lamentablemente no es posible medir directamente la temperatura de salida del banco de tubos, para poder contrastar y verificar los datos, ya que el diseño de la secadora es compacto lo que significa que todos sus elementos se encuentran dentro de la carcasa. Para

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

instalar un sensor se tendría que desmontar el intercambiador que se encuentra anclado a la máquina y hace un soporte para montarlo adentro de la máquina. Todo esto requiere tiempo y paro de la máquina, lo cual no es conveniente ya que la máquina actualmente realiza el 65% del secado de toda la empresa (información suministrada por el área de producción de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A.).

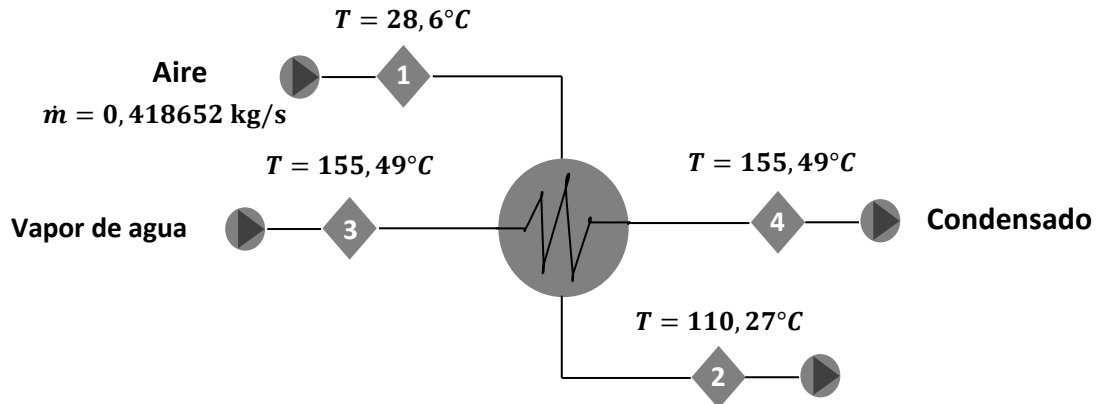
Se continua el análisis del intercambiador con una temperatura de  $T_e = 110,27^{\circ}\text{C}$  a la salida del intercambiador y una razón de calor  $\dot{Q} = 35,687 \text{ kW}$ , datos obtenidos del análisis de los puntos 1-2.

### **4.3. CÁLCULOS DEL INTERCAMBIADOR CON 44 TUBOS**

En esta parte se modelan matemáticamente las condiciones del intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclados (vapor-aire) que se encuentra montado en la secadora. El estudio termográfico de la unidad de calentamiento mostró daños significativos en el intercambiador con respecto a la obstrucción de tubos. Gran parte de la zona del ducto se encontraba con temperaturas bajas con respecto a la temperatura de la superficie de los demás tubos. (Ver APÉNDICE B). El fluido en el interior de los ductos se encuentra condensado, por lo tanto, la temperatura media en el interior de los tubos es igual a la temperatura de saturación. Para mejorar la condensación se utiliza una trampa de vapor ubicada aguas abajo del intercambiador de calor como se puede ver en la termografía (Apéndice B). En la Figura 20 se muestra el diagrama de control del intercambiador.



**Figura 20.** Diagrama de control del intercambiador

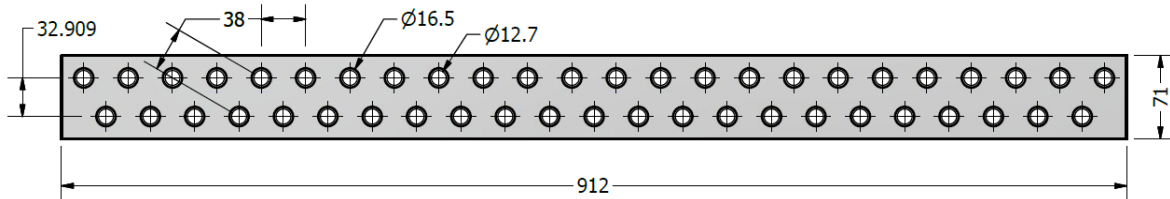


Fuente: los autores

Existen cuarenta y siete tubos de cobre en el ducto de los cuales tres se encontraron sellados, como se ve en la Figura 12, así que, el cálculo se realiza con cuarenta y cuatro tubos, ya que son los que en realidad se encuentran calentando el aire.

En la Figura 21 se muestra una aleta con arreglos escalonados del intercambiador, para más detalles ver Apéndice A.

**Figura 21.** Aleta con arreglo escalonado



Fuente: los autores

Las dimensiones del banco de tubos, así como las temperaturas, las condiciones del aire y del vapor se presentan en la Tabla 11.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 11.** Datos conocidos del intercambiador

<i>Separación de tubos en dirección transversal al flujo</i>	$S_T$	0,038	<i>m</i>
<i>Separación de tubos en dirección de flujo</i>	$S_L$	0,032909	<i>m</i>
<i>Separación diagonal entre tubos</i>	$S_D$	0,038	<i>m</i>
<i>Diámetro externo</i>	$D_o$	0,0165	<i>m</i>
<i>Diámetro interno</i>	$D_i$	0,0127	<i>m</i>
<i>Longitud del tubo</i>	$L$	1	<i>m</i>
<i>Conductividad térmica del cobre</i>	$k_{Cu}$	394	<i>W/m. °C</i>
<i>Número de tubos</i>	$N$	44	
<i>Número de líneas de tubo</i>	$N_L$	2	
<i>Número tubos por línea</i>	$N_T$	22	
<i>Longitud del patrón de la aleta</i>	$x_f$	0,912	<i>m</i>
<i>Profundidad del patrón de la aleta</i>	$x_b$	0,071	<i>m</i>
<i>Espesor de aleta</i>	$t$	0,00035	<i>m</i>
<i>Espaciamiento entre aletas</i>	$s$	0,00290	<i>m</i>
<i>Conductividad térmica del aluminio</i>	$k_{Al}$	240	<i>W/m. °C</i>
<i>Número de aletas</i>	$N_f$	290	
<i>Velocidad a la entrada del banco de tubos</i>	$V$	2,1	<i>m/s</i>
<i>Temperatura entrada al banco de tubos</i>	$T_i$	28,6	<i>°C</i>
<i>Temperatura salida del banco de tubos</i>	$T_e$	110,27	<i>°C</i>
<i>Flujo másico de entrada</i>	$\dot{m}$	0,418652	<i>kg/s</i>
<i>Potencia del intercambiador</i>	$\dot{Q}$	35,687	<i>kW</i>
<i>Temperatura a la entrada de los tubos</i>	$T_{i,t}$	155,4889	<i>°C</i>
<i>Temperatura a la salida de los tubos</i>	$T_{e,t}$	155,4889	<i>°C</i>
<i>Presión salida del tubo</i>	$P_e$	553,742	<i>kPa</i>
<i>Presión entrada del tubo</i>	$P_i$	553,742	<i>kPa</i>

Fuente: los autores

#### 4.3.1. Análisis de la parte externa del banco de tubos

*Suposiciones:*

1. Los coeficientes de transferencia de calor, los factores de incrustación y la conductividad térmica son constantes.
2. La resistencia térmica del tubo es despreciable puesto que el material de este es intensamente conductor y su espesor es despreciable.
3. Existen condiciones estacionarias de operación.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4. La transferencia de calor por radiación en las aletas es despreciable.

Las propiedades del aire se calculan a la temperatura media con respecto de la entrada y la salida, es decir  $T_m = \frac{T_i + T_e}{2} = 69,435^\circ C$ . Estas propiedades fueron interpoladas de tabla (Cengel, 2007) y se muestran en la Tabla 12.

**Tabla 12.** Propiedades del aire a  $69,435^\circ C$  y presión de  $85 \text{ kPa}$

$C_p = 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$
$k = 0,0287688 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
$\rho = 0,8628086 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\mu = 2,050\text{E} - 05 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$
$\nu = 2,374\text{E} - 05 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
$Pr = 0,7178413$

*Fuente: (Cengel, 2007)*

La velocidad máxima del fluido externo (aire) en el banco de tubos escalonados se determina por la ecuación (11), obteniendo que  $V_{max} = 3,7116 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

Para esta clase de intercambiador de calor (banco de tubos), el número de Reynolds se calcula con la ecuación (12), sobre la base de la velocidad máxima y el diámetro exterior de los tubos. Reemplazando datos en dicha ecuación se obtiene que  $Re_D = 2579,33$

El número de Nusselt para este caso, de banco de tubos escalonado de 2 filas, se obtiene de la ecuación (13). Este número es función del  $Pr_s$ , que depende de la temperatura superficial de los tubos  $T_s$ , la cual no se conoce. Por tanto, despejando el coeficiente de convección  $h$  y dejando indicado el  $Pr_s$  se obtiene:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$h = \frac{43,4404}{Pr_s^{0,25}} \quad (48)$$

Para calcular el área de la superficie de las aletas en contacto con el aire, se asume inicialmente una eficiencia de aleta  $\eta_f$  del 93%. Este valor se confirmará con el coeficiente de convección calculado, y si es necesario, se iterará nuevamente.

El área del tubo libre de aletas se calcula utilizando la ecuación (19). Reemplazando datos se obtiene que  $A_{sin,f} = 2,04930 \text{ m}^2$ .

El área total de aletas se calcula utilizando la ecuación (20). Reemplazando datos se  $A_{con,f} = 32,0994 \text{ m}^2$ .

El área total superficial externa se puede calcular a partir de las dos últimas áreas calculadas, reemplazando en la ecuación (18). Reemplazando valores se obtiene que  $A_s = 31,83274 \text{ m}^2$ .

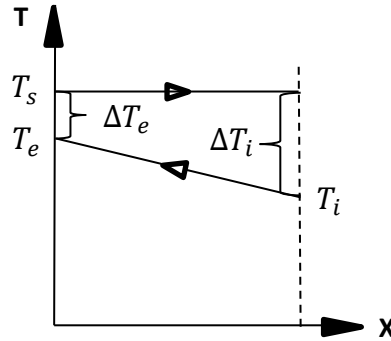
Cabe recordar que el calor ganado por el aire se puede escribir como:

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{lm} \quad (49)$$

El  $\Delta T_{ml}$  depende de los cambios de temperatura  $\Delta T_e$  y  $\Delta T_i$ , ver ecuación (15). Para el caso de un banco de tubos que opera como condensador, el intercambiador se toma como flujo cruzado con uno de los fluidos (el interno) a temperatura constante. Gráficamente estos deltas de temperatura se presentan en la Figura 21.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Figura 22.** Grafica de temperatura lado del aire



Fuente: los autores

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (49), teniendo en cuenta la ecuación (15), se puede despejar el coeficiente convectivo  $h$  en función de la temperatura superficial:

$$h = -13.72693 \ln \left( \frac{T_s - 110,27}{T_s - 28,6} \right) \quad (50)$$

Las ecuaciones (48) y (50) deben ser iguales. Ambas tienen al coeficiente convectivo en función de la temperatura superficial  $T_s$  desconocida, la cual se debe obtener iterando.

La ecuación para calcular el error en el proceso de iteración es:

$$\text{error} = \left( \frac{h_{@Ec(48)} - h_{@Ec(50)}}{h_{@Ec(48)}} \right) * 100 \text{ [%]} \quad (51)$$

Se tantean las ecuaciones (48) y (50) con la tabla de propiedades del aire y se itera hasta tener un error aceptable, menor de 0,001 % (ver Tabla 13).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 13.** Iteración para calcular  $h$  con respecto  $T_s$ ,  $Pr_s$  y  $h$

$T_s$	$Pr_s$	$h_{@Ec(48)}$	$h_{@Ec(50)}$	error
112	0,70882	47,3434415	53,1990865	11,0070404
113	0,70863	47,3466147	47,1007453	-0,5220073
112,9	0,708649	47,3462973	47,5967299	0,526155
112,95	0,7086395	47,346456	47,3463506	-0,0002255

Fuente: los autores

Los valores se obtuvieron con un error del  $2,2E - 4 \%$ . De la anterior tabla se encuentra entonces que  $T_s = 112,95 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $Pr_s = 0,77086395$  y  $h = 47,3465 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ .

Con el valor de coeficiente de convección externo calculado se procede a calcular la eficiencia y la efectividad total de la aleta.

Por facilidad del cálculo se supondrá que el banco de tubos está formado por tubos de aleta redondeada de sección transversal cuadrada. El cálculo de la eficiencia de la aleta se realizó de acuerdo a las ecuaciones presentadas del apéndice D. En estos cálculos se tomó el diámetro del tubo como  $D_1 = 0,0165 \text{ m}$ , el diámetro externo de la aleta como  $D_2 = 0,038 \text{ m}$  y la conductividad térmica del material de las aletas (aluminio) es  $k_{Al} = 240 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}$ . Para calcular la función de Bessel I modificada se utiliza una hoja de cálculo en Excel. Los resultados de estos cálculos se presentan en la Tabla 14.

**Tabla 14.** Resultados del cálculo de eficiencia de aletas

$r_{2c} = 0,019175 \text{ m}$	$I_1(m \cdot r_{2c}) = 0,33887099$
$m = 33,57525 \text{ m}^{-1}$	$K_0(m \cdot r_1) = 1,445984419$
$m \cdot r_{2c} = 0,643805$	$K_1(m \cdot r_1) = 3,343538908$
$C_2 = 1,64020$	$K_1(m \cdot r_1) 3,3435389$
$I_0(m \cdot r_1) = 1,01927373$	$K_1(m \cdot r_{2c}) = 1,182470846$
$I_1(m \cdot r_1) = 0,13983005$	$\eta_f = 0,9362$

Fuente: los autores.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La eficiencia de aleta obtenida es de  $\eta_f = 0,9362$ . Como el valor de la eficiencia calculado es parecido al valor supuesto no hay necesidad de volver a iterar.

Ahora se puede calcular el número del Nusselt, la temperatura promedio logarítmica y la tasa de transferencia de calor. Reemplazando los datos en la ecuación (15), (49) y (13) se obtiene que  $Nu = 27,1548$ ,  $\Delta T_{ml} = 23,6782 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $\dot{Q}_f = 35,687 \text{ kW}$ .

Para finalizar esta sección, en la Tabla 15 se presenta un resumen de los principales datos obtenidos en esta parte: temperatura superficial del tubo, la eficiencia de la aleta, el coeficiente de convección externo y el área superficial externa.

**Tabla 15.** Resumen de datos calculados en Excel

$T_s = 112,870422 \text{ }^\circ\text{C}$
$\eta_f = 0,936249777$
$h = 47,34623276 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$
$A_s = 32,10230935 \text{ m}^2$

*Fuente: los autores*

#### 4.3.2 Análisis de la parte interna del banco de tubos

Hay pérdida de calor a través de las paredes del tubo del intercambiador. La temperatura sobre la superficie del tubo es constante debido a que el vapor se condensa y el calor desalojado es igual al calor requerido para calentar el aire en la parte externa del banco de tubos.

##### *Suposiciones:*

1. La transferencia de calor es estacionaria ya que no cambia con el tiempo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. La transferencia de calor es unidimensional, puesto que hay simetría con respecto a la línea central y no varía en la dirección axial. Por lo tanto,  $T = T(r)$
3. La conductividad térmica es constante.
4. No hay generación de calor.

Las propiedades del vapor son  $T_{sat} = 155,4889 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{fg} = 2096,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ,  $\rho_v = 2,93571 \text{ kg/m}^3$  y  $\mu_v = 1,418\text{E} - 05 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$

Las propiedades del condensado se toman a la temperatura media entre la temperatura de saturación y la temperatura de la pared de tubo ( $T_m = 134,1796476 \text{ }^\circ\text{C}$ ):  $\rho_v = 929,208255 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,  $Cp_l = 4272,61319 \frac{\text{J}}{\text{kg}}\cdot\text{K}$ ,  $k_l = 0,683582 \frac{\text{W}}{\text{m}}\cdot\text{K}$ ,  $\mu_l = 0,000206313 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\cdot\text{s}$ ,  $\nu_l = 2,2203\text{E} - 07 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ ,  $Pr_l = 1,292383171$

Utilizando la corrección de Roshsenow para el calor latente de vaporización  $h_{fg}$ , ecuación (3), y reemplazando los datos conocidos, se obtiene  $h_{fg}^* = 2220,16805 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

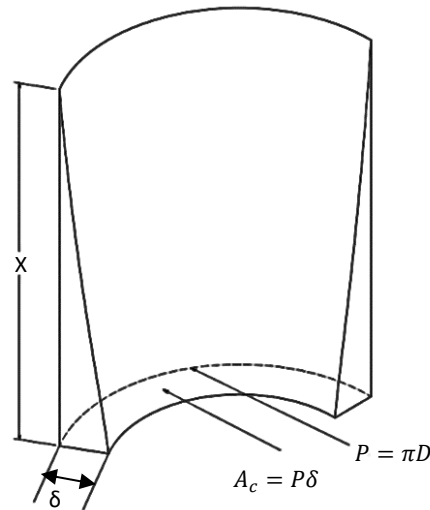
El calor que gana el aire al pasar por el intercambiador es igual al calor total que pierden los tubos. De la expresión del calor que pierden los tubos, ecuación (22) se puede despejar y calcular el flujo másico por un tubo:  $\dot{m} = 3,653\text{E} - 4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

El espesor de película  $\delta$  se calcula al despejarlo de la ecuación (23). Al sustituir los datos se obtiene  $\delta = 1,87\text{E} - 4 \text{ m}$ . En la ecuación (24) se puede ver que este espesor es función de la distancia  $x$  que haya avanzado el vapor a lo largo del tubo vertical. Despejando  $x$  de la ecuación (24) se tiene que  $x = 0,9622 \text{ m}$ , lo que es aproximado a la longitud del tubo que es de  $1 \text{ m}$ . Dicho espesor de película, al igual que la distancia  $x$  donde ocurre, se presenta en la Figura 23.



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Figura 23.** Capa de condensado dentro del tubo



*Fuente: los autores*

El número de Reynolds interno en el tubo vertical se calcula con la ecuación (4). Reemplazando valores se encuentra que  $Re_{vertical} = 2582,48$ . Para el Reynolds del condensado se puede utilizar la misma ecuación, pero utilizando la viscosidad del condensado en lugar de la del vapor, es decir:

$$Re_{condensado} = \frac{4\dot{m}}{p\mu_l} \quad (52)$$

Reemplazando valores se tiene que  $Re_{condensado} = 177,52$  lo que indica que el condensado se encuentra en el régimen laminar ondulado. De igual manera, la velocidad promedio del fluido se puede despejar de la misma ecuación (4) encontrando que  $V = 0,98 \text{ m/s}$ .

Para calcular el número de Nusselt en el tubo vertical con condensación, se utiliza la siguiente ecuación (Valiente Barderas, 2013)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Nu_{vertical} = 0,0054Pr_l^{0,65}Re_{vertical}^{0,9} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \quad (53)$$

Reemplazando datos se obtiene que  $Nu_{vertical} = 9,184$ . El coeficiente de convección vertical, por definición es:

$$h_{vertical} = \frac{k_l Nu_{vertical}}{D_0} \quad (54)$$

Al remplazar los valores se obtiene que  $h_{vertical} = 494,35 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

La masa total del sistema es el producto de la masa calculada por tubo por el número de tubos del banco ( $\dot{m}_{total} = N\dot{m}$ ). Por tanto,  $\dot{m}_{total} = 0,016074 \frac{kg}{s} = 127,58 \frac{Lbm}{h}$

La relación de Caballos de Caldera (*BHP*) por *Lbm/h* es aproximadamente  $1 BHP = 34,5 Lbm/h$ . De esta relación de conversión se tiene que la capacidad de potencia requerida es de  $P = 3,70 BHP$

Por otra parte, hay que recordar que la selección del diseño de un intercambiador depende de varios factores como: la razón de transferencia de calor, la caída de presión, el costo, el tamaño, el peso, el tipo de construcción, los materiales y el medio de operación. Para una unidad usada hay que tener en cuenta además el coeficiente de ensuciamiento o incrustación en la superficie interna y externa. Estos factores son  $R_f = 0,0001 \frac{m^2}{W}$  para vapor libre de aceite y  $R_f = 0,0004 \frac{m^2}{W}$  para aire (Cengel & Ghajar, 2011)

El área de contacto interno del vapor para todos los tubos está dada por:

$$A_i = \pi D_i L N \quad (55)$$

Reemplazando los datos se obtiene que  $A_i = 1,7555 m^2$

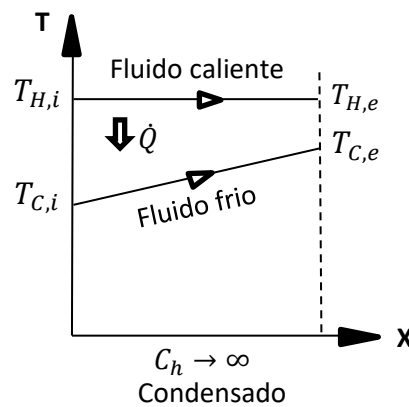
	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La ecuación de temperatura media logarítmica en este caso es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{H,i} - T_{C,e}) - (T_{H,e} - T_{C,i})}{\ln\left(\frac{T_{H,i} - T_{C,e}}{T_{H,e} - T_{C,i}}\right)} \quad (56)$$

Las temperaturas descritas en este delta de temperatura media logarítmica se presentan en la Figura 24 para el caso del condensador.

**Figura 24.** Gráfica de temperatura de los fluidos frío y caliente



Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Al reemplazar los valores, se obtiene que  $T_1 = 45,22^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_2 = 126,89^\circ\text{C}$  y  $\Delta T_{ml} = 79,15^\circ\text{C}$ . Con estos datos se puede despejar  $U$  (coeficiente de transferencia de calor total) de la ecuación (27), con lo cual se obtiene  $U = 256,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ .

Como el intercambiador es viejo, entonces se calcula la resistencia térmica con incrustaciones, ecuación (28). Reemplazando los datos obtenidos se obtiene una resistencia  $R = 1,88E - 3 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$ . Corrigiendo el coeficiente  $U$  por incrustaciones queda  $U_{vapor} =$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

302,67  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ . El coeficiente total superficial de calor para vapor de agua hacia aire se recomienda de 30 a 300 W/m<sup>2</sup>. °C (Cengel, 2007), lo que significa que se encuentra entre los rangos de diseño.

La capacidad calórica del fluido que no cambia de fase en el condensador (el aire, el cual corresponde al fluido frío del intercambiador) se calcula con la siguiente expresión:

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (57)$$

Donde el flujo másico  $\dot{m}_c$  y el calor específico  $C_{p,c}$  son tomados del flujo del aire. Reemplazando los datos se obtiene que  $C_c = 0,42158 \frac{kW}{^\circ C}$ . Este también corresponde al  $C_{min}$  del intercambiador, ya que en el caso de un condensador el  $C_H$  tiende a infinito.

Utilizando este valor de capacidad calórica mínima, se procede a calcular el calor máximo teórico que puede entregar el intercambiador, utilizando la ecuación (30). Reemplazando datos se obtiene que  $\dot{Q}_{max} = 53,494 kW$ .

A continuación, se calcula la efectividad del intercambiador utilizando la ecuación (29). Ya que el calor real del intercambiador es  $\dot{Q} = 35,687 kW$  y el máximo es  $\dot{Q}_{max} = 53,494 kW$ , entonces la efectividad es  $\varepsilon = 66,71 \%$

La efectividad para los condensadores (y otros equipos con cambio de fase) viene dada también por la ecuación (31), que está en términos del  $NTU$  (número de unidades térmicas). Despejando el  $NTU$  se obtiene  $NTU = 1,1$ . El valor de la efectividad aumenta con rapidez para valores pequeños de  $NTU$  alrededor de 1,5. Económicamente un intercambiador de calor con un  $NTU < 3$  es aceptable ya que su tamaño no es muy grande.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la Tabla 16 se presenta un resumen de los valores obtenidos del modelo matemático para todo el intercambiador.

**Tabla 16.** Resultados cálculo del intercambiador con 44 tubos

Número de tubos	$N$	44	
Temperatura superficie del tubo	$T_s$	112,870422	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de saturación	$T_{sat}$	155,4889	$^{\circ}\text{C}$
Eficiencia de la aleta	$\eta_f$	0,9362497	
Coefficiente de convección externa	$h_i$	47,346233	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$
Tasa de transferencia de calor	$\dot{Q}$	35,687	$kW$
Longitud de película	$x$	0,96224	$m$
Espesor de película	$\delta(x)$	0,0001874	$m$
Coefficiente de convección interna	$h_o$	494,349	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$
Flujo másico total	$\dot{m}$	0,016074	$\frac{kg}{s}$
Potencia de caldera requerida	$P$	3,6978	$BHP$
Efectividad del intercambiador	$\varepsilon$	66,71	%
Coefficiente de transferencia de calor total	$U$	302,667	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$
Número de unidades térmicas	$NTU$	1,09997	ACEPTABLE

Fuente: los autores

#### 4.4. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR CON 47 TUBOS

En esta parte se modelará el intercambiador nuevo con 47 tubos de cobre. Las medidas del área del banco de tubos son las mismas de la Tabla 11, ya que se debe respetar las dimensiones de diseño debido a que el intercambiador ensambla en un área específica de la máquina. El valor de la temperatura a la salida del banco de tubo se mantiene ya que esta temperatura es la adecuada para la preparación del aire en la cámara de secado de la máquina (como se pudo evidenciar en la sección 4.2).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo, como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficie de transferencia de calor (Cengel, 2007), por ello se tiene en cuenta los coeficientes de ensuciamiento utilizados anteriormente para la superficie externa e interna de los tubos. Se realizan los cálculos con incrustación para garantizar que el diseño cumpla con la capacidad requerida de servicio a lo largo del tiempo. Se calculará la razón de calor que se genera, al agregar tres tubos más de cobre, ya que el arreglo es para 47 tubos.

En el desarrollo de este modelo se creó un archivo en Excel donde se programaron las ecuaciones para resolver las iteraciones utilizando el comando “buscar objetivo” el cual facilito el cálculo tedioso, debido a las múltiples iteraciones al cambiar las propiedades de los fluidos en el proceso, muy conveniente a la hora de obtener resultados más precisos.

El procedimiento y las ecuaciones son exactamente las mismas que se utilizó en el modelo matemático para calcular el intercambiador de 44 tubos. Así que, se dan directamente los resultados obtenidos al utilizar el programa mencionado de Excel. La Tabla 17 muestra los resultados obtenidos en el programa.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 17.** Resultados cálculo del intercambiador con 47 tubos

Número de tubos	$N$	47	
Temperatura superficie del tubo	$T_s$	113,7689	$^{\circ}C$
Temperatura de saturación	$T_{sat}$	155,4889	$^{\circ}C$
Eficiencia de la aleta	$\eta_f$	0,936246	
Coeficiente de convección externa	$h_i$	47,34908	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Tasa de transferencia de calor	$\dot{Q}$	38,6358	$kW$
Longitud de película	$x$	1	$m$
Espesor de película	$\delta(x)$	0,000188	$m$
Coeficiente de convección interna	$h_o$	501,425	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Flujo másico total	$\dot{m}$	0,017422	$\frac{kg}{s}$
Potencia de caldera requerida	$P$	4,001	$BHP$
Efectividad del intercambiador	$\varepsilon$	72,22	%
Coeficiente de transferencia de calor total	$U$	297,28	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Número de unidades térmicas	$NTU$	1,28	ACEPTABLE

Fuente: los autores

#### 4.5. INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Los cálculos anteriores son el modelo matemático desarrollado para un intercambiador fabricado nuevo con las mismas dimensiones y especificaciones del intercambiador original, los cuales cumplen con las necesidades de operación de secado de la secadora Challenge de 300 lbs de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A. La Tabla 18 muestra un cuadro comparativo del intercambiador con 44 y 47 tubos respectivamente.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Tabla 18.** Cuadro comparativo del intercambiador

Número de tubos	$N$	44	47	
Temperatura superficie del tubo	$T_s$	112,870422	113,7689	$^{\circ}C$
Temperatura de saturación	$T_{sat}$	155,4889	155,4889	
Eficiencia de la aleta	$\eta_f$	0,9362497	0,936246	
Coeficiente de convección externa	$h_i$	47,346233	47,34908	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Tasa de transferencia de calor	$\dot{Q}$	35,687	38,6358	$kW$
Longitud de película	$\Delta P$	0,96224	1	$m$
Espesor de película	$\delta(x)$	0,0001874	0,000188	$m$
Coeficiente de convección interna	$h_o$	494,349	501,425	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Flujo másico total	$\dot{m}$	0,016074	0,017422	$\frac{kg}{s}$
Potencia de caldera requerida	$P$	3,6978	4,001	$BHP$
Efectividad del intercambiador	$\varepsilon$	66,71	72,22	%
Coeficiente de transferencia de calor total	$U$	302,667	297,28	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Número de unidades térmicas	$NTU$	1,0999720	1,28	
Tiempo de secado		2880	2660,2	$s$

Fuente: los autores

Al mantener las condiciones de la temperatura de saturación y la longitud de película del condensado se obtiene un aumento en la temperatura superficial del tubo de  $0,9^{\circ}C$  y el aumento de tres tubos genera un aumento en el consumo de caldera de  $0,303 BHP$  lo que no es un cambio muy significativo. Por otro lado, este aumento en la temperatura superficial del tubo genera un incremento en la razón de calor de  $2948,8 W$ .

La efectividad del intercambiador pasa del  $66,71\%$  al  $72,22\%$ , un aumento de  $5,51\%$ , lo que es beneficioso para la relación del tiempo de secado con respecto al consumo de caldera.

En la Tabla 19 se muestran los valores energéticos mínimos para el funcionamiento óptimo en el intercambiador nuevo, requerimientos que puede ser perfectamente suministrado



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

por la caldera ya que ésta cuenta con una capacidad de 100 *BHP* y una presión máxima de 100 *psi(g)*. Para la mejora del intercambiador se puede regular la presión de entrada a 68 *psi(g)* y así mejorar la presión de línea de vapor que alimenta las demás máquinas conectadas en la misma línea de alimentación. Otra recomendación importante para la empresa es que deben cambiar la trampa de vapor, ya que cuando se visitó las instalaciones se observó que tiene años de uso. La inspección realizada a la trampa de vapor mostró un desgaste en el asiento de la válvula (información suministrada por el técnico de mantenimiento de la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A.).

La trampa de vapor es un elemento importante para el buen desempeño del intercambiador. El rápido desgaste de las partes internas, como el asiento de la válvula, causa que la fuga de vapor aumente con el tiempo. Por ejemplo, el tiempo de funcionamiento óptimo de una trampa de vapor está entre los 3 y 8 años, según el fabricante, con una aumento anual de pérdida de vapor por desgaste de 0,04 a 0,06 kg/h por año respectivamente (TLV. Compañía especializada en vapor, 2019). El costo de ciclo de vida de la trampa no es materia de este informe. Sin embargo, a futuro se podría conseguir información y software en internet con el que se podría realizar un cálculo aproximado de las pérdidas por deterioro de dichas trampas de vapor por años de servicio.

**Tabla 19.** Datos del intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado vapor-aire

Datos Energéticos
Modelo: vapor
5,54 <i>bar</i> (80,3 <i>psia</i> ) ; 4,0 <i>BHP</i> (38,64 <i>kW</i> ); $T_s = 113,77\text{ }^\circ\text{C}$
6,89 <i>bar</i> (100 <i>psia</i> ) ; 4,54 <i>BHP</i> (43,58 <i>kW</i> ); $T_s = 115,39\text{ }^\circ\text{C}$

*Fuente: los autores*

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

#### 4.5.1 Tasa de secamiento

La tasa de secamiento es la relación entre la cantidad de agua evaporada por el tiempo utilizado para evaporarla y sus unidades son  $kg/seg$ .

La tasa de secamiento para el intercambiador de 44 tubos es  $65,2 kg/2880s = 0,0226 kg/s$ . De acuerdo con la Tabla 18, se requiere  $35678 W$  para evaporar  $65,2 kg$  de agua en un tiempo de  $2880 s$ .

El intercambiador de 47 tubos con la misma presión de vapor en los tubos y una potencia de consumo de  $4,008 BHP$ , genera una razón de calor de  $38636 W$ . Si se aumenta la razón de calor, entonces el tiempo de secado se reducirá a  $2660,2 s$ . Por tanto, su tasa de secamiento será de  $65,2 kg/2660,2 s = 0,0245 kg/s$ , la cual aumenta en un  $8,4\%$  con respecto a la tasa de secamiento actual de la secadora en la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A.

#### 4.5.2 Variables que aumentan la tasa de secamiento

Las variables que aumentan la tasa de secado en el diseño del intercambiador son las siguientes: La temperatura de saturación  $T_{sat}$ , el coeficiente de convección interno  $h_i$  y externo  $h_o$ , el número de tubos, el tipo de arreglo que relaciona la distancia entre tubos y la longitud de la aleta. Las variables que fueron más representativas a la hora de mejorar el intercambiador fueron la longitud de la aleta, la razón de calor y la potencia requerida de consumo de caldera.

La principal variable que se puede manipular físicamente en el uso de la secadora es la temperatura de saturación  $T_{sat}$  del vapor, que ocurre dentro de los tubos de cobre. Esta variable se puede manipular al aumentar la presión del vapor a la entrada del

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

intercambiador a través de una válvula. En la Tabla 19 se puede ver que a 80,3 *psia* se logran 38,64 *kW* y que a 100 *psia* se pueden obtener 43,58 *kW*. Otra variable que puede ser manipulada es la velocidad del aire a la entrada del del intercambiador ya que, al aumentar la velocidad del ventilador de extracción, se aumenta el coeficiente de convección en la parte externa del banco de tubos. Además, se puede manipular la temperatura a la salida de la cámara de secado a través de un control de temperatura.

#### **4.6. MEJORA DEL INTERCAMBIADOR**

El proceso de secado se podría mejorar de diferentes maneras como la recuperación del calor del aire residual, aumento de los coeficientes de convección y el aumento de área de transferencia de calor por aleteo de los tubos.

En el caso de recuperación del calor del aire residual se tendría que deshumidificar el aire, ya que sale del sistema con agua que le ha quitado a la ropa durante el proceso, lo que equivaldría a secar el aire. Para este proceso el aire se debe enfriar, agregando otro dispositivo al sistema, lo cual no es conveniente por costos.

En el caso del aumento del coeficiente de convección externa e interna en el intercambiador de calor, no sería muy práctico ya que para aumentar el coeficiente externo se tendría que aumentar la velocidad de flujo del aire suministrado por el ventilador de extracción como se menciona anteriormente. Por otra parte, para el aumento del coeficiente de convección interna se tendría que disminuir el diámetro interno de la tubería, lo que aumentaría el número de tubos en el intercambiador, aumentando el número de uniones de tubos, soldadura, perforaciones en la placa de las aleta, lo que generaría un mayor costo.

Finalmente, el aumento de la longitud de la aleta es una opción muy viable ya que solo tendría un aumento en la longitud de corte de la aleta y es una modificación que se le realiza

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

al intercambiador, sin tener que agregar más dispositivos al sistema en el proceso de secado.

A continuación, se calcula la longitud adecuada de la aleta teniendo en cuenta las variables de profundidad del patrón de la aleta  $x_b$ , la razón de calor transferido  $\dot{Q}$  y la potencia requerida de caldera  $P$ . Se mantienen como constante las demás variables como número de tubos  $N$ , número de aletas  $N_f$ , temperatura de saturación  $T_{sat}$  dadas en la Tabla 11 y los factores de ensuciamientos definidos en la Sección 4.3.2

La Tabla 20 muestra las propiedades del intercambiador al variar  $x_b$ , donde se puede observar que se mantuvo el número de tubos en el banco de tubos y la relación en la razón de calor, la potencia requerida de caldera y el tiempo que se necesita para realizar el proceso de secado.

**Tabla 20.** Propiedades del intercambiador al variar la  $x_b$

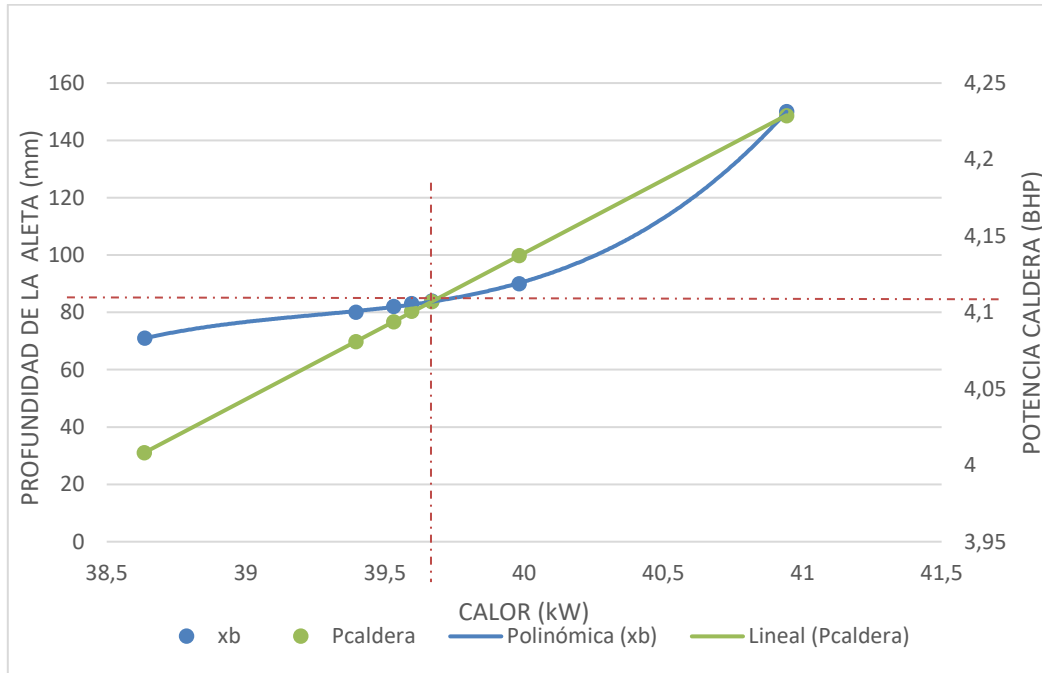
$N$		47						
$x_b$	$mm$	71	80	82	83	84	90	150
$T_s$	$^{\circ}C$	113,77	112,64	112,44	112,35	112,26	111,80	110,37
$\dot{Q}$	$kW$	38,636	39,395	39,531	39,595	39,668	39,982	40,942
$P$	$BHP$	4,008	4,081	4,094	4,101	4,107	4,137	4,229
Tiempo	$s$	2660,2	2608,9	2600,0	2595,8	2591,0	2570,6	2510,3

Fuente: los autores

En esta parte se modelará el intercambiador nuevo con 47 tubos de cobre. Las medidas del área del banco de tubos son las mismas de la Tabla 11, ya que se debe respetar las dimensiones de diseño debido a que el intercambiador ensambla en un área específica de la máquina. El valor de la temperatura a la salida del banco de tubo se mantiene ya que esta temperatura es la adecuada para la preparación del aire en la cámara de secado de la máquina (como se pudo evidenciar en la sección 4.2).

En la Figura 24 se muestra la relación entre  $x_b$  vs  $\dot{Q}$  y  $P$  vs  $\dot{Q}$ .

**Figura 24.** Relación  $x_b$ ,  $P$  vs  $\dot{Q}$



Fuente: los autores

Al aumentar la  $x_b$  se ve un incremento con relación a  $\dot{Q}$ , que puede ser aproximado con un polinomio de grado 3, mientras que, por otro lado, existe una relación lineal entre la  $P$  y  $\dot{Q}$ . Se puede ver que hay un punto de cruce cuando  $x_b$  es de  $84\text{ mm}$  y  $150\text{ mm}$  aproximadamente.

Entre más grande es  $x_b$  mayor es la cantidad de material de aluminio agregado a las aletas y por lo tanto mayor el costo por aleta. Por tanto, lo recomendable es cuando  $x_b$  es igual a  $84\text{ mm}$ , ya que es el punto de mejora de las aletas del intercambiador con respecto al  $\dot{Q}$ .

Con el  $x_b$  de  $84\text{ mm}$  ya definido se procede a calcular las propiedades del intercambiador para 47 tubos, manteniendo las demás medidas de la Tabla 11, el valor de la temperatura a la salida del banco de tubo y los coeficientes de ensuciamiento utilizados para la

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

superficie externa e interna de los tubos definidos en la Sección 4.3.2. Se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 21, donde se hace la comparación con los resultados obtenidos del intercambiador de 44 tubos mostrados en la Tabla 16.

**Tabla 21.** Cuadro comparativo con intercambiador 47 mejorado

Número de tubos	$N$	44	47	
Profundidad del patrón de la aleta	$x_b$	0,071	0,084	$m$
Temperatura superficie del tubo	$T_s$	112,870422	112,2645472	$^{\circ}C$
Temperatura de saturación	$T_{sat}$	155,4889	155,4888732	$^{\circ}C$
Eficiencia de la aleta	$\eta_f$	0,9362497	0,9362522	
Coefficiente de convección externa	$h_o$	47,346233	47,344310	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Tasa de transferencia de calor	$\dot{Q}$	35,687	39,668	$kW$
Longitud de película	$x$	0,96224	1	$m$
Espesor de película	$\delta(x)$	0,0001874	0,00019	$m$
Coefficiente de convección interna	$h_i$	494,349	511,644	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Flujo másico total	$\dot{m}$	0,016074	0,017853	$\frac{kg}{s}$
Potencia de caldera requerida	$P$	3,6978	4,1070	$BHP$
Efectividad del intercambiador	$\varepsilon$	66,71	74	%
Coefficiente de transferencia de calor total	$U$	302,667	321,382	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Número de unidades térmicas	$NTU$	1,0999720	1,353627356	
Tiempo de secado		2880	2591	$s$
Diferencia de tiempo			10	%

Fuente: los autores

En la Tabla 22 se dan los valores energéticos para el intercambiador de calor mejorado

**Tabla 22.** Datos del intercambiador de calor mejorado

Datos Energéticos
Modelo: vapor
5,54 bar (80,3 psia) ; 4,11 BHP(39,668 kW); $T_s = 112,26^{\circ}C$
6,89 bar (100 psia) ; 4,66 BHP(44,921 kW); $T_s = 113,4^{\circ}C$

Fuente: los autores

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El plano del intercambiador mejorado se puede ver en el APÉNDICE E.

#### 4.6.1 Tasa de secamiento

La tasa de secamiento para el intercambiador de 44 tubos es  $0,0226 \text{ kg/s}$ . El intercambiador de 47 tubos mejorado genera una razón de calor de  $39668 \text{ W}$  cuando la  $T_{sat}$  es de  $155,48 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $80,3 \text{ psia}$ ), dando un tiempo de secado de  $2591 \text{ s}$ . Por tanto, su tasa de secamiento será de  $65,2 \text{ kg}/2591 \text{ s} = 0,0252 \text{ kg/s}$ , la cual aumenta en un  $11,5\%$  con respecto a la tasa de secamiento actual de la secadora en la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A. Al aumentar  $T_{sat}$  a  $164,12 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $100 \text{ psia}$ ), su tiempo de secado es de  $2288 \text{ s}$  con una tasa de secamiento de  $65,2 \text{ kg}/2288 \text{ s} = 0,0286 \text{ kg/s}$ , aumentando en  $26,5 \%$ .

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

#### 4.7. COSTO DEL INTERCAMBIADOR

Las empresas JR ELECTROMECAÑICOS y SOLU IND Soluciones Industriales han suministrado la factura de cotización del intercambiador donde informan que fabrican el intercambiador según plano.

En la empresa JR ELECTROMECAÑICOS el costo de fabricación del intercambiador con tubos de cobre y aletas en aluminio es de \$7'048.240 pesos moneda de Colombia, detallando el valor del material y la mano de obra (ver APENDICE C-2).

En la Figura 25 se muestra parte de la cotización enviada por la empresa JR ELECTROMECAÑICOS.

**Figura 25.** Segmento de cotización enviado por JR ELECTROMECAÑICOS

**1. FABRICACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR SEGÚN PLANO: en material aluminio cobre**

CANT	DESCRIPCIÓN	PRECIO	VALOR TOTAL + IVA
48 M	Tubería de cobre tipo k DE 1/2	18880	906240
290	Láminas de en aluminio+ servicio de corte	5000	1725500
1	Canal de 2.5 mm	80000	95200
1	Tubo cuadrado de aluminio 70 *70 *2 mm calibre 14 * 6 m	110000	130900
1	Tubo de 50.8 * 70 * 2 mm calibre 14 * 6m	90000	107100
5 k	soldadura	70000	83300
50 h	Mano de obra de soldadura especializada	40000	2000000

MATERIALES Y MANO DE OBRA 5048240

MAS \$ 2000000 DE SERVICIOS DE TALLER Y DESGASTE HERRAMIENTAS

**TOTAL, DEL SERVICIO \$ 7048240**

*Fuente: los autores*

Por otra parte, la empresa SOLU IND envía una factura con valor de \$ 7'200.000 pesos moneda de Colombia sin IVA, donde especifica los materiales más no las cantidades. Además, entrega el intercambiador fabricado con tubos de acero inoxidable y aletas en



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

aluminio ver APENDICE C-1. En la Figura 26 se muestra una sección de la factura enviada por SOLU IND.

**Figura 26.** Segmento de cotización enviado por SOLU IND

CANTIDAD	DESCRIPCION	PRECIO	VR. TOTAL
	Fabricación de intercambiador según plano		
1	Suministro y fabricación de intercambiador elaborado en acero inoxidable - Tubería de ½" de diámetro en 1,5mm de espesor - Tubería de 70x70x2,5mm de espesor - Tubería de 2" de diámetro x 2mm de espesor - Laminas dobladas en "u" con un espesor de 2,5mm - Lamina en acero inoxidable cal 24	\$ 7.200.000	\$ 7.200.000

*Fuente: los autores*

El costo de instalación y de mantenimiento no se suma al valor de la inversión ya que el montaje lo realiza el mecánico de turno de la empresa y el mantenimiento es de limpieza externa que es realizado por el operador de la máquina. Se toma entonces como referencia una inversión de \$ 7'048.240, para calcular la tasa de retorno de la inversión (TIR) con relación a el ahorro en función del costo de secado por lote, donde cada lote seca 163 jeans (ver Tabla 3).

En estos cálculos se asume que:

- El valor de gas natural en octubre de 2019 es 1651,91 \$/m<sup>3</sup> con un poder calorífico de 33,4943 MJ/m<sup>3</sup> (EPM, 2019),
- La eficiencia de la caldera es de 0,6 (Unidad de planeación minero energética. UPME, 2014)
- Se realizan 240 *lotes/mes* (información suministrada por la empresa LAVANDERÍA ZAFIRO S.A.).

Se tiene que:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- El consumo de energía en un lote es  $35687W/2880s = 28,5496kW/h = 102,778MJ$
- El costo del gas consumido en ese lote es  $\$1651,91/33,4943 MJ = 49,319 \$/MJ$
- El costo de secado por lote es  $(0,6 * 102,778)/49,319 = \$8448,25$
- El costo de secado mensual es  $240 * \$8448,25 = \$ 2'027.580$
- El tiempo de secado por lote se reduce de 2880 s a 2288 s, luego se tiene un ahorro mensual de  $\$ 2'027.580 * [1 - (2288/2880)] = \$ 416.780$

A partir del ahorro mensual, es posible construir la Tabla 23, en la que se presenta la tasa interna de retorno de la compra del intercambiador. El cálculo de la TIR se realizó en la tabla de Excel con el comando TIR.

**Tabla 23. Cálculo de la TIR**

<b>VALOR DE LA MÁQUINA</b>	\$ 7.048.240
<b>AHORRO MENSUAL</b>	\$ 416.780
<b>AHORRO ANUAL</b>	\$ 5.001.360
<b>VALOR DE LA INVERSIÓN</b>	-\$ 7.048.240
AÑO 1	\$ 5.001.360
AÑO 2	\$ 5.001.360
<b>TIR</b>	27%

*Fuente: los autores*

Lo que da una recuperación de la inversión en dos años con una tasa interna del 27% anual del capital invertido, lo que es mucho mayor a la tasa de ganancia general que tiene los bancos para depósitos a término, cuyo valor máximo ronda el 6% efectivo anual (Superintendencia financiera de Colombia, 2019).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

La secadora está mostrando rangos de presión y calor por debajo del promedio normal, lo que produce un funcionamiento exagerado de consumo de energía del intercambiador de calor y por ende un mal funcionamiento de la máquina.

Con este mal funcionamiento y deterioro del intercambiador de calor no se le puede hacer mejoras al intercambiador existente, pues los tubos tienen un recubrimiento en cobre y este va perdiendo sus propiedades, por lo que no pueden ser reemplazados. Además, el intercambiador de calor es compacto y sus elementos, se encuentran unidos por soldadura.

Se recomienda fabricar un nuevo intercambiador de 47 tubos como opción de mejora por el daño irreparable que se han dado debido a las incrustaciones en los tubos los cuales se rompieron y causó daño en el intercambiador. Esta recomendación para la ingeniería se da a través del estudio realizado a la máquina, pues esta tiene un tiempo de funcionamiento mayor a 40 años, según comenta el personal de la planta. Cuando se aumenta de 44 a 47 tubos y se aumenta la profundidad de la aleta la efectividad del intercambiador pasa del 66,71% al 74%, lo que representa un aumento de 7,29%, lo que es beneficioso para la relación del tiempo de secado con respecto al consumo de caldera, asumiendo la misma temperatura de saturación.

El costo de fabricación del intercambiador con tubos de cobre y aletas en aluminio es un poco superior a los 7 millones de pesos, lo cual es un valor asequible para la compañía y puede representar una oportunidad de ahorro energético ya que este intercambiador no tendría fugas de vapor.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

---

- Ameen, A., & Bari, S. (2004). Investigation into the effectiveness of heat pump assisted clothes dryer for humid tropics. *Energy conversion and management*, 45(9-10), 1397-1405. doi:10.1016/j.enconman.2003.09.001
- Bansal, P., Mohabir, A., & Miller, W. (2016). A novel method to determine air leakage in heat pump clothes dryers. *Energy*, 1, 1-7. doi:10.1016/j.energy.2015.12.051
- Bansal, P., Sharma, K., & Islam, S. (2010). Thermal analysis of a new concept in a household clothes tumbler dryer. *Applied energy*, 87(5), 1562-1571. doi:10.1016/j.apenergy.2009.10.029
- Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2017). *Fundamentals of heat and mass transfer* (8va ed.). Hoboken: Wiley.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa - Un enfoque práctico* (3ra ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* (8va ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa* (4ta ed.). Mexico: McGraw Hill.
- CHILEINDUSTRIA. (2019). *Manual anemómetro*. (ANMT3C, Productor) Obtenido de Sitio web de Chileindustria: <http://chileindustria.cl/home/43-anemometro-digital-con-termometro-g2.html>
- EPM. (Enero de 2018). *Condiciones atmosféricas de temperatura y presión Municipios atendidos con el servicio de gas natural*. Obtenido de [https://www.epm.com.co/site/Portals/3/CONDICIONES%20ATMOSFERICAS/Condiciones%20Atmosf%C3%A9ricas\\_Municipios%20Antioquia\\_25052018.pdf](https://www.epm.com.co/site/Portals/3/CONDICIONES%20ATMOSFERICAS/Condiciones%20Atmosf%C3%A9ricas_Municipios%20Antioquia_25052018.pdf)
- EPM. (18 de 10 de 2019). *Gas natural*. Obtenido de [https://www.epm.com.co/site/clientes\\_usuarios/clientes-y-usuarios/hogares-y-personas/gas-natural](https://www.epm.com.co/site/clientes_usuarios/clientes-y-usuarios/hogares-y-personas/gas-natural)
- FLIR Systems, Inc. (Enero de 2019). *Termógrafo de infrarrojos para uso general TG165*. Obtenido de <https://www.flir.es/products/tg165/>
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (Cuarta ed.). México: Prentice Hall.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Jian, Q., & Luo, L. (2018). The improvement on efficiency and drying performance of a domestic venting tumble clothes dryer by using a heat pipe heat recovery heat exchanger. *Applied thermal engineering*, 136(25), 560-567. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.03.029
- Mills, A. F. (1995). *Transferencia de calor* (Primera ed.). Santafé de Bogotá: McGRAW-HILL/IRWIN.
- MINTEK. (2019). *Ficha técnica Thermohigrometro digital KTJ*. Obtenido de Sitio web de nccdn: [https://0201.nccdn.net/4\\_2/000/000/071/260/Ficha-t--cnica---REF.-TA318.pdf](https://0201.nccdn.net/4_2/000/000/071/260/Ficha-t--cnica---REF.-TA318.pdf)
- Omega. (2019). *Introducción a los anemómetros*. Obtenido de es.omega.com: <https://es.omega.com/prodinfo/anemometros.html>
- Peñalosa Perez, J. (2009). *Diseño y construcción de un intercambiador de calor de la facultad de mecánica*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- Portillo, G. (22 de 03 de 2018). *Todo lo que debes saber sobre los higrómetros*. Obtenido de meteorologiaenred.com: <https://www.meteorologiaenred.com/higrometros.html>
- Promax. (10 de julio de 2018). *Cámara Termográfica: Cómo funcionan y por qué pueden ser necesarias*. Obtenido de promax.es: <http://www.promax.es/esp/noticias/400/camara-termografica-como-funcionan-y-por-que-pueden-ser-necesarias>
- Riba, C. (2008). *Selección de materiales en el diseño de máquinas* (Primera ed.). Barcelona, España: Edicions UPC.
- Segundo, B., & Ibáñez, J. (2014). *Introducción al conocimiento de materiales*. Madrid: UNED.
- Superintendencia financiera de Colombia. (22 de 10 de 2019). *Tasas de interés pasivas por tipo de depósito*. Obtenido de <https://www.superfinanciera.gov.co/inicio/61300>
- TeGrotenhuis, W., Butterfield, A., Caldwell, D., Crook, A., & Winkelman, A. (2017). Modeling and design of a high efficiency hybrid heat pump clothes dryer. *Applied thermal engineering*, 124, 170-177. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.05.048
- TLV. Compañía especializada en vapor. (2019). *Selección de trampas de vapor: factor de seguridad y costo de ciclo de vida*. Obtenido de <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/steam-trap-selection-part-3.html>
- Unidad de planeación minero energética. UPME. (2014). *Determinación del potencial de reducción del consumo energético en los subsectores manufactureros códigos CIIU 10 A*. BOGOTÁ: UPME.
- Valiente Barderas, A. (2013). *Ingeniería de calor 2013*. Obtenido de [librosdrvaliente.files.wordpress.com](http://librosdrvaliente.files.wordpress.com)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

<https://librosdrvaliente.files.wordpress.com/2015/09/ingenierc3ada-de-calor-dr-antonio-valiente.pdf>

Welty, J. R., Rorrer, G. L., & Foster, D. G. (2015). *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer* (6ta ed.). Hoboken, NJ: Wiley.

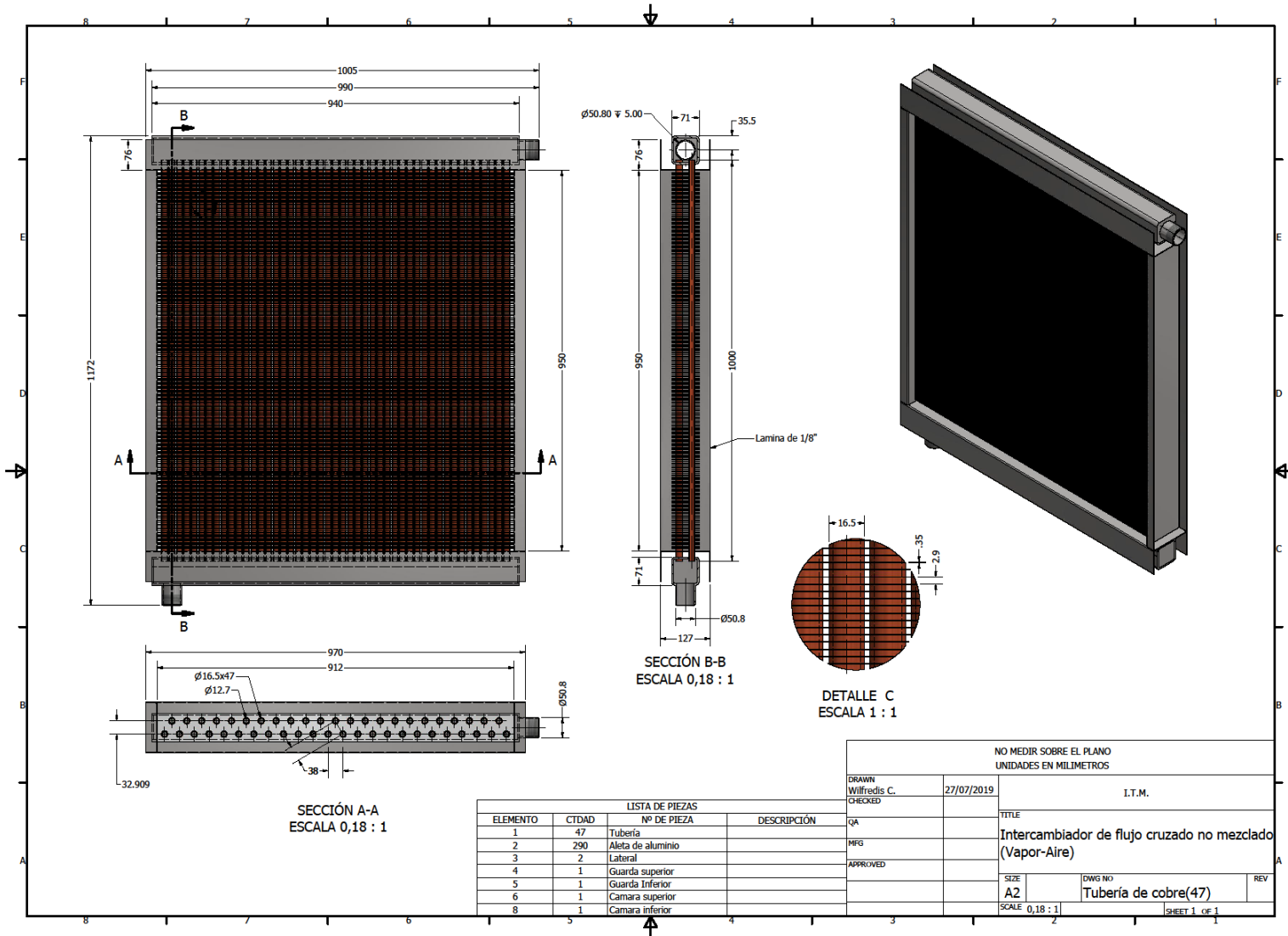
Zukauskas, A. Z. (1985). *Heat transfer of a cylinder in crossflow*. New York: Hemisphere Publishing Corporation.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## APÉNDICE

---

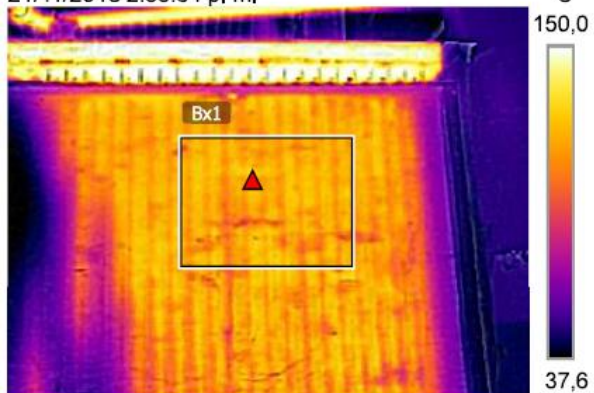
### APÉNDICE A. PLANO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR





## APÉNDICE B. ESTUDIO TERMOGRÁFICO

21/11/2018 2:55:34 p. m.



FLIR2429.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:55:34 p. m.



FLIR2429.jpg FLIR E5 63920900

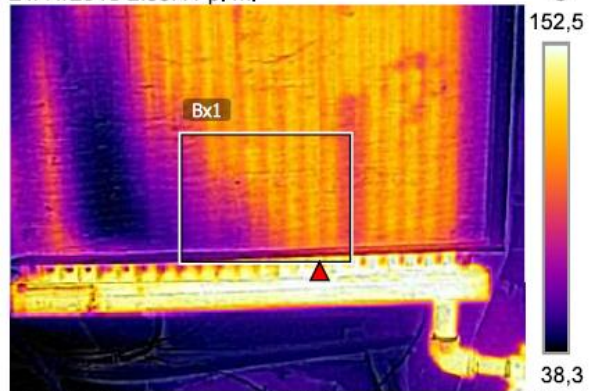
### Medidas

Bx1	Max	126,9 °C
-----	-----	----------

### Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:55:41 p. m.



FLIR2431.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:55:41 p. m.



FLIR2431.jpg FLIR E5 63920900

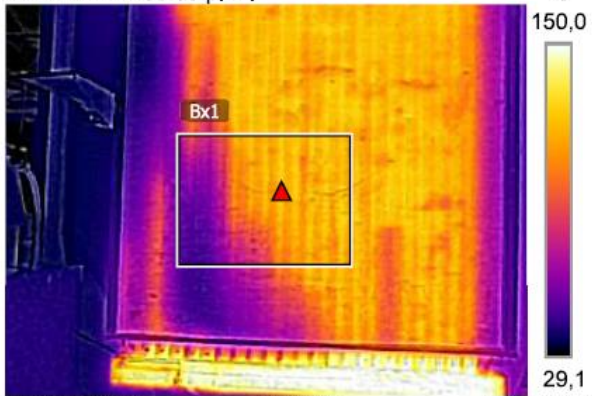
### Medidas

Bx1	Max	155,1 °C
-----	-----	----------

### Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:55:58 p. m.



FLIR2433.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:55:58 p. m.



FLIR2433.jpg FLIR E5 63920900

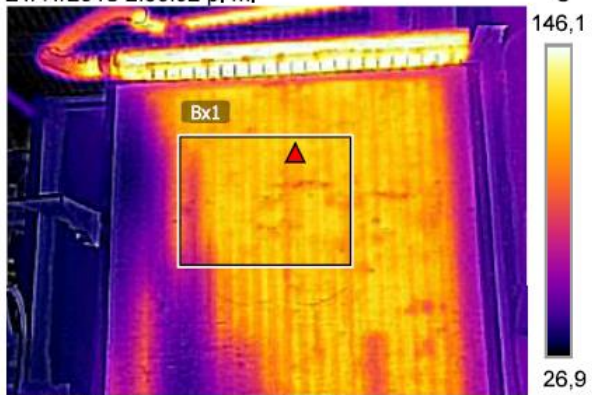
Medidas

Bx1	Max	122,8 °C
-----	-----	----------

Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:56:02 p. m.



FLIR2435.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:56:02 p. m.



FLIR2435.jpg FLIR E5 63920900

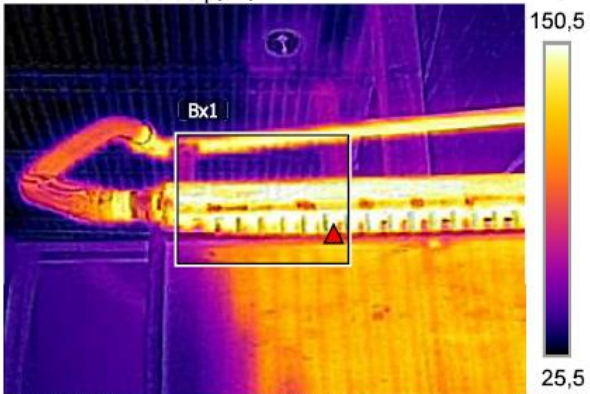
Medidas

Bx1	Max	123,8 °C
-----	-----	----------

Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:56:08 p. m.



FLIR2437.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:56:08 p. m.



FLIR2437.jpg FLIR E5 63920900

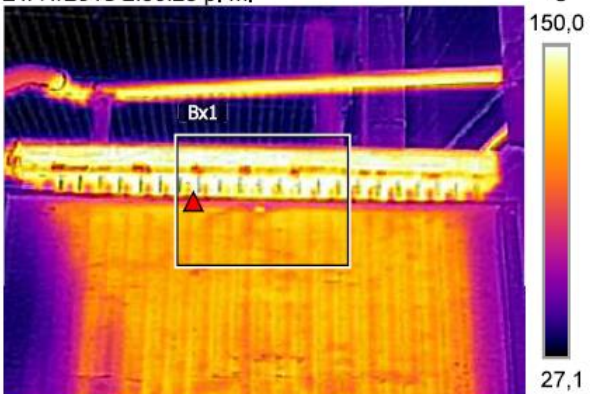
Medidas

Bx1	Max	154,8 °C
-----	-----	----------

Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:56:23 p. m.



FLIR2441.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:56:23 p. m.



FLIR2441.jpg FLIR E5 63920900

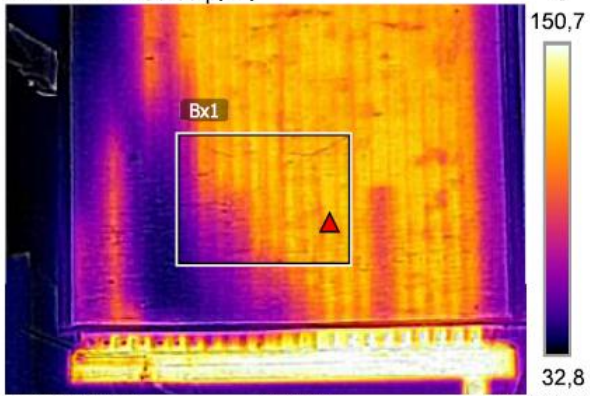
Medidas

Bx1	Max	154,0 °C
-----	-----	----------

Parámetros

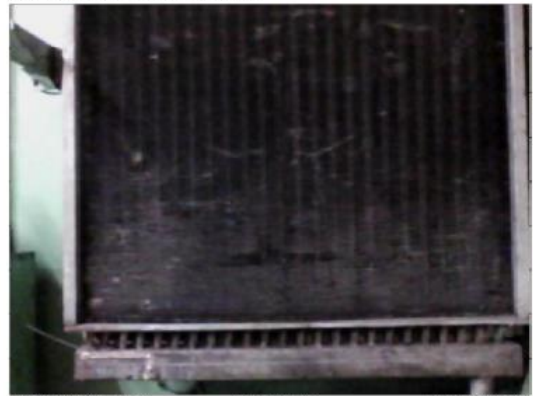
Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/11/2018 2:56:30 p. m.



FLIR2443.jpg FLIR E5 63920900

21/11/2018 2:56:30 p. m.



FLIR2443.jpg FLIR E5 63920900

Medidas

Bx1	Max	123,8 °C
-----	-----	----------

Parámetros

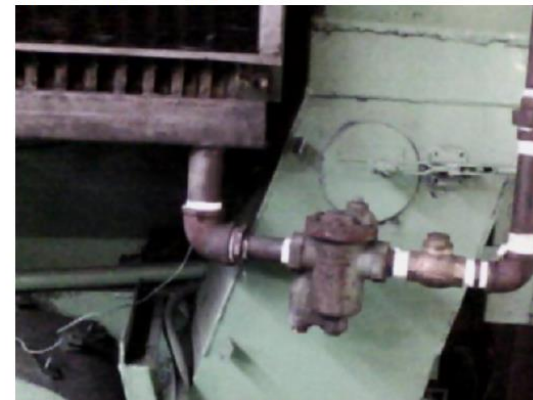
Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

21/05/2018 2:56:14 p. m.



FLIR2439.jpg FLIR E5 63920900

21/05/2018 2:56:14 p. m.



FLIR2439.jpg FLIR E5 63920900

Medidas

Bx1	Max	151,5 °C
-----	-----	----------


Parámetros

Emisividad	0,95
Temp. refl.	22 °C

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## APÉNDICE C: FACTURA DE COTIZACIÓN

### C-1: Cotización de SOLU IND Soluciones industriales

 SOLUCIONES INDUSTRIALES S.A.S. <small>NIT. 900.610.724-6 RÉGIMEN COMÚN</small>	<b>SOLUCIONES INDUSTRIALES S.A.S</b> NIT 900.610.724-6 CALLE 30 #40 47 TEL: (054) 3221397 <a href="mailto:soluindgerencia@gmail.com">soluindgerencia@gmail.com</a>
--	--

<i>LA SOLUCION TECNICA PARA SU INDUSTRIA</i>	<b>FECHA</b>	<b>COTIZACIÓN NÚMERO</b>
	28/03/2019	1021

<b>CLIENTE:</b>	INDURAL
<b>CLIENTE:</b>	RAUL ORTEGA MARTINEZ
<b>TELEFONO:</b>	4446900 EXT.135
<b>EMAIL:</b>	<a href="mailto:procesomantenimiento@indural.com">procesomantenimiento@indural.com</a>

<b>VENDEDOR</b>	<b>INCOTERMS</b>
CAMILO ARIAS	LOCAL

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO	VR. TOTAL
	Fabricación de intercambiador según plano		
1	Suministro y fabricación de intercambiador elaborado en acero inoxidable - Tubería de ½" de diámetro en 1,5mm de espesor - Tubería de 70x70x2,5mm de espesor - Tubería de 2" de diámetro x 2mm de espesor - Laminas dobladas en "u" con un espesor de 2,5mm - Lamina en acero inoxidable cal 24	\$ 7.200.000	\$ 7.200.000
	<b>50% ANTICIPO Y 50% AL FINALIZAR.</b>		
	Cuenta de ahorro Bancolombia No. 51196480432 A nombre de SOLUCIONES INDUSTRIALES S.A.S. O Cuenta Corriente BBVA 868000845 A nombre de SOLUCIONES INDUSTRIALES S.A.S.		
	<b>OBSERVACIONES:</b> Los valores anteriores no incluyen gastos de transporte fuera del area metropolitana de medellin .Capacitacion en Medellin -Colombia-Validez de oferta : 15 dias calendario.	<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 7.200.000</b>
<b>TIEMPO DE ENTREGA:</b>	A CONVENIR	<b>IVA 19%</b>	<b>\$ 1.368.000</b>
<b>GARANTIA</b>	POR DEFECTOS DE FABRICACION	<b>TOTAL</b>	<b>\$ 8.568.000</b>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## C-2: Cotización de JR ELECTROMECAÑICOS



MEDELLIN ANTIOQUIA 03/ 03/ 2019

SEÑOR:

Jans Yonatan Álvarez

Cordial saludo

A continuación, con todo gusto le relaciono el valor del servicio solicitado por usted

### 1. FABRICACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR SEGÚN PLANO: en material aluminio cobre

CANT	DESCRIPCIÓN	PRECIO	VALOR TOTAL + IVA
48 M	Tubería de cobre tipo k DE 1/2	18880	906240
290	Láminas de en aluminio+ servicio de corte	5000	1725500
1	Canal de 2.5 mm	80000	95200
1	Tubo cuadrado de aluminio 70 *70 *2 mm calibre 14 * 6 m	110000	130900
1	Tubo de 50.8 * 70 * 2 mm calibre 14 * 6m	90000	107100
5 k	soldadura	70000	83300
50 h	Mano de obra de soldadura especializada	40000	2000000

MATERIALES Y MANO DE OBRA 5048240

MAS \$ 2000000 DE SERVICIOS DE TALLER Y DESGASTE HERRAMIENTAS

**TOTAL, DEL SERVICIO \$ 7048240**

**(SIETE MILLONES CUARENTA Y OCHO MIL DOCIENTOS CUARENTA PESOS MONEDA LEGAL VIGENTE)**

#### CONDICIONES COMERCIALES:

NOTA: 1 El servicio es hasta las pruebas de buen funcionamiento

NOTA: 2 Todos estos precios ya tienen retención incluida

NOTA: 3 La forma de pago son el 50% de anticipo y el restante 50 al concluir satisfactoriamente el trabajo

NOTA: 4 Todo el material necesario es suministrado por el contratista

Diagonal 55 N. 31 – 52

TEL: (57) (4) 2061450 CEL: 3113814617

E-mail: [jrelectromecanicos@gmail.com](mailto:jrelectromecanicos@gmail.com)

Bello Antioquia Colombia

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**C-2: (continuación)**

CORDIALMENTE:

RAUL ORTEGA MARTINEZ

C.C 78322952

TECNOLOGO ELECTROMECHANICO  
Matricula # cpntel 3457- 78322952

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

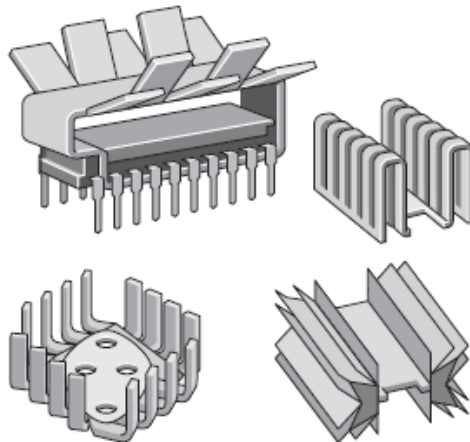
## APÉNDICE D: TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE SUPERFICIES CON ALETAS

La razón de transferencia de calor desde una superficie que está a temperatura  $T_s$  hacia un medio circundante que está a  $T_\infty$  se expresa por la ley de enfriamiento de Newton (Cengel & Ghajar, 2011):

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (D1)$$

Donde  $A_s$  es la superficie de transferencia de calor y  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Existen dos maneras de incrementar la razón de transferencia de calor: Aumentar el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h$ , o aumentar el área de la superficie  $A_s$ . La alternativa es aumentar el área superficial al agregar unas superficies extendidas llamadas aletas, hechas de material intensamente conductor como el aluminio. Las aletas mejoran la transferencia de calor desde una superficie al exponer un área más grande a la convección y la radiación.

**Ilustración 1.** Ejemplos de disipadores de calor con aletas



*Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)*



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

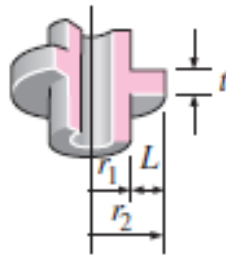
En el análisis de las aletas, se consideran operaciones estacionarias sin generación de calor en las aletas y se supone que la conductividad térmica de  $k$  del material permanece constante. También, por conveniencia en el análisis, se supone que la transferencia de calor por convección,  $h$ , es constante y uniforme sobre toda la superficie de la aleta.

Para considerar el efecto de la disminución de la temperatura sobre la transferencia de calor, se define la eficiencia de la aleta como:

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{aleta,max}} \quad (D2)$$

Se han desarrollados relaciones para la eficiencia de aletas de diversos perfiles. En este trabajo se calculó la eficiencia tomando como modelo un tubo de aletas circulares de perfil cuadrado, tal como se muestra en la ilustración 2.

**Ilustración 2.** Aletas circulares de perfil cuadrado



*Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)*

De la Tabla 3.3 del libro de transferencia de calor de Cengel y Ghajar, (2011) se tiene que:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_{Al} \cdot t}} \quad (D3)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} = \frac{D_2 + t}{2} \quad (D4)$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (D5)$$

$$C_2 = \frac{2 \cdot r_1 / m}{r_{2c}^2 - r_1^2} \quad (D6)$$

$$\eta_f = C_2 \cdot \frac{K_1(m \cdot r_1) \cdot I_1(m \cdot r_{2c}) - I_1(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_{2c})}{I_0(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_{2c}) + K_0(m \cdot r_1) \cdot I_1(m \cdot r_{2c})} \quad (D7)$$

Las funciones matemáticas  $I$  y  $K$  son funciones de modificada de Bessel y su valor se dan en la Tabla 3-4 del libro de referencia (Cengel & Ghajar, 2011) o se pueden calcular en la hoja de cálculo de Excel.

Una consideración importante en el diseño de las superficies de las aletas es la selección de la longitud  $L$  de la aleta que sea más apropiada. Por lo común, entre más larga sea la aleta, mayor es el área de transferencia de calor y como consecuencia, más alta es la razón de transferencia de ellas. Esta mayor transferencia de calor da como resultado una caída de la temperatura, muy importante en el proceso de enfriamiento. En este trabajo se debe mantener una temperatura de superficie que cumpla con la temperatura de salida del banco de tubos ya que se busca es la preparación del aire para que éste tenga una mayor capacidad de retención de vapor de agua.

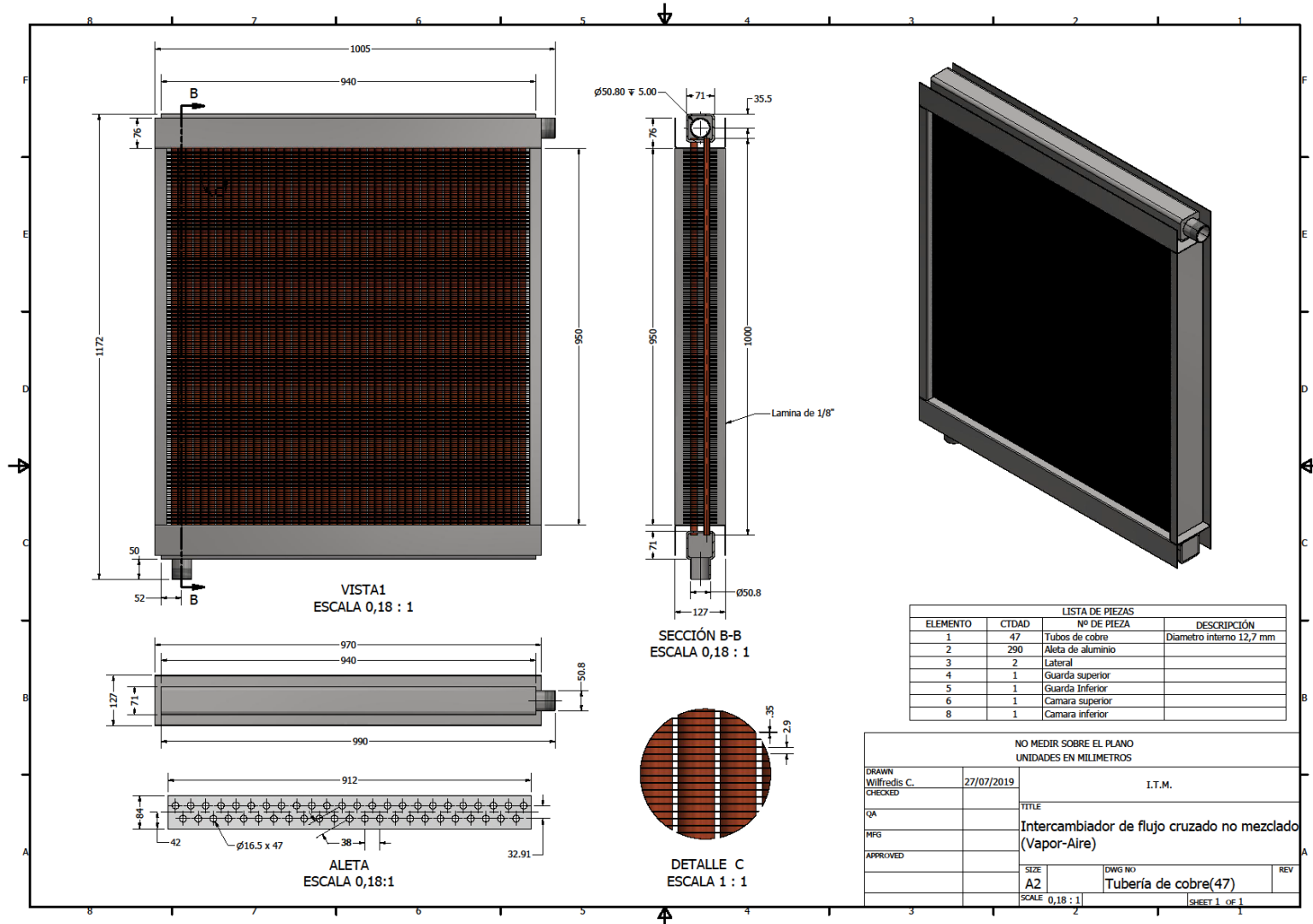
La efectividad de la aleta se define como:


$$\varepsilon_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{sin\ aleta}} \quad (D8)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Una efectividad de  $\epsilon_{aleta} = 1$  indica que la adición de aletas a la superficie no afecta a la transferencia de calor en lo absoluto

APÉNDICE E: PLANO INTERCAMBIADOR MEJORADO



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

FIRMA ESTUDIANTES Wilfredo Castiblanco Mz.  
YHO MIZAN  
Paúl O.

FIRMA ASESOR [Handwritten Signature]

INFORME FINAL APROBADO 17:00 hrs

FECHA ENTREGA: 28-11-2019

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO\_\_\_      ACEPTADO\_\_\_      ACEPTADO CON MODIFICACIONES\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_