



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Modelamiento y simulación de un sistema de recuperación de calor por medio de tubos de calor de baja temperatura

Luis Alonso Betancur Arboleda

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Minas, Escuela de Procesos y Energía
Medellín, Colombia
2012

Modelling and simulation of a heat recovery system using low temperature heat pipes

Luis Alonso Betancur Arboleda

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título
de:

Magister en Ingeniería Química

Director:

Ph.D. Farid Chejne Janna

Línea de Investigación:

Sistemas energéticos – Uso racional de la energía

Grupo de Investigación:

Grupo de investigación en termodinámica aplicada y energías alternativas - TAYEA

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Minas, Escuela de Procesos y Energía

Medellín, Colombia

2012

Dedicatoria

A mi gran mentor y profesor, Farid Chejne Janna por transmitirme con gran esmero sus conocimientos, su paciencia y cualidades humanas excepcionales; a mi madre Adelaida, mi padre José Darío y mis hermanas Gloria y Elizabeth que fueron mi apoyo incondicional y a mis amigos, en especial a María Bernarda Alvarado y Marcela Moscoso quienes me apoyaron en todo momento.

Agradecimientos

Mis más sinceros agradecimientos al grupo de investigación en Termodinámica Aplicada y Energías Alternativas por brindarme el apoyo económico y con equipos para realizar el presente trabajo; Carlos Gómez, Jonathan Espinosa por compartir sus experiencias en investigación, a Jaison Guevara por su apoyo logístico y todos y cada uno de mis amigos y compañeros del grupo de investigación. Al Laboratorio de tubos de calor de la Universidade Federal de Santa Catarina Labtucal-UFSC; profesora PhD. Marcia B.H. Mantelli por permitirme realizar la pasantía y poner a disposición los recursos requeridos. Al Centro de Investigación e Innovación en Energía de las Empresas Públicas de Medellín, a cargo del ingeniero Juan Pablo Restrepo por la financiación del proyecto que permitió la construcción del equipo experimental y financió el proyecto y pasantía. A la Empresa Itacol de Occidente S.A. por permitirme realizar las pruebas experimentales en sus instalaciones y a todas y cada una de las personas que hicieron posible la culminación de este trabajo.

Resumen

Este trabajo presenta el resultado del desarrollo y experimentación de un sistema de recuperación de calor desechado en los aires húmedos que salen de un secador de frutas por medio de tubos de calor. El sistema de recuperación consiste en intercambiador de calor con base en tubos de calor que permite la transferencia eficiente de la energía desechada hacia el refrigerante de una bomba de calor que le confiere su evaporación.

El trabajo experimental consistió en caracterizar los tubos de calor previamente construidos mediante la medición de su resistencia térmica bajo diferentes condiciones de operación, tales como inclinación del tubo respecto la horizontal, temperatura de baño térmico y potencia aplicada. De esta parte experimental se obtuvo una resistencia térmica promedio de 0.02 [K/W] para el intervalo de potencia de 50 a 300W. Con los datos de las resistencias térmicas se dimensionó el recuperador de energía el banco de tubos, que consta de 90 tubos con 2.54 cm de diámetro externo y una longitud de 500cm.

Se desarrolló un programa en CFD con base en la herramienta Comsol 4.2a para simular la transferencia de energía entre aire húmedo y tubos de calor, el permitió dimensionar el banco de tubos de calor, predecir la condensación del aire húmedo y evaluar el efecto de la caída de presión a través del banco de tubos. Finalmente se simuló el sistema completos de recuperación por medio del software ASPEN PLUS, el cual simuló el proceso de transferencia de energía de éste a los tubos de calor, que luego será transferido a un refrigerante en película descendente que hace parte de la bomba de calor para que finalmente entregue el calor recuperado, como precalentamiento de agua en el proceso de secado. La simulación entrega un ahorro energético de 0.34 [kg/h]. La última parte del trabajo consiste en la validación experimental del equipo, el cual da un ahorro en combustible GLP de 0.17 [kg/h] con respecto al equipo sin utilizar el sistema de recuperación.

Palabras clave: tubos de calor, intercambiador de calor de tubos de calor, resistencia térmica, ahorro energético, película descendente.

Abstract

This work presents the development and experimentation of a heat recovery system from the humidified air from a fruit dryer by heat pipes. The recovery system consists in a heat pipes based heat exchanger that allows the efficient transfer of the waste energy to a heat pump refrigerant to which the heat is transferred.

The experimental work involved the characterization of the previously built heat pipes by measuring the thermal resistance under different operating conditions, such as the pipe's horizontal inclination, thermal bath temperature and supplied power. It was found that the average thermal resistance of the heat pipes is 0.02[K/W] for the 50-300 W power range. With these data, the heat recovery system (a bench of tubes) was designed, formed by 90 tubes with 2.54cm diameter and 500cm length.

A CFD program based on Comsol 4.2a was developed for simulating the energy transfer between the humidified air and the heat pipes. It was used for sizing the heat pipes exchanger, predicting the humidified air condensation and evaluating the pressure drop through the tubes array. Finally, the overall system was simulated using ASPEN PLUS, which simulated the energy transfer process from it to the heat pipes system, which is transferred to a falling film refrigerant inside the heat pump that consequently delivers the recovered heat as a water preheating stage in the drying process. By this simulation a fuel saving of 0.34 [kg/h]. The last part of this work involves the experimental validation of the equipment, by which a fuel saving in GLP of 0.17 [kg/h] regarding the same equipment without the energy recovery system herein developed.

Keywords: heat pipes, heat pipes heat exchangers, thermal resistance, energy save, falling film.

Contenido

	PÁG.
1. MARCO TEÓRICO	4
1.1. Tubos de calor	4
1.2. Modelo de funcionamiento de un tubo de calor	7
1.3. Conductividad térmica efectiva de la membrana	9
1.4. Permeabilidad	11
1.5. Fluidos de trabajo	13
1.6. Límites de operación	15
1.6.1. Cálculo de los límites de operación	15
1.7. Resistencias térmicas presentes en la transferencia de energía en un tubo de calor	24
1.8. Circuito térmico equivalente aplicado en tubos de calor	26
1.9. Evaporación de película descendente	30
1.9.1. Principios de funcionamiento	30
1.10. Modelo de película descendente	31
1.10.1. Tasa mínima de mojado del tubo	32
1.10.2. Balance de energía en el evaporador	33
1.11. Análisis de intercambiador de tubos de calor	36
1.11.1. Modelo de cálculo para el dimensionamiento del equipo	38
1.12. Bombas de calor	39
2. ESTUDIO EXPERIMENTAL	43
2.1. Medición de la resistencia térmica de un tubo de calor	43
2.1.1. Montaje experimental para medición de la resistencia térmica en el tubo de calor	46
2.2. Resistencia térmica en el tubo de calor	48
2.3. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para diferentes inclinaciones	52
2.3.1. Mediciones de temperatura para inclinación de 0°C	52
2.3.2. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para mediciones en inclinación de 45°	53
2.3.3. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para mediciones en inclinación de 90°	55
3. SIMULACIÓN DEL BANCO DE TUBOS DE CALOR	59
3.1. Modelo matemático	59
3.1.1. Ecuación de masa, momento y energía para el fluido de aire caliente alrededor de los tubos	59
3.2. Estrategia de solución	63

3.2.1.	Predicción del perfil de temperatura.....	63
3.2.2.	Predicción del perfil velocidad.....	65
3.2.3.	Predicción del perfil de presión.....	66
3.3.	Cálculo de la cantidad de refrigerante evaporado a partir de la energía recuperada.	66
4.	SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE SECADO	69
4.1.	Sistema de recuperación de energía	69
4.1.1.	Banco tubos de calor.....	70
4.1.2.	Compresor.....	71
4.1.3.	Condensador	71
4.1.4.	Válvula de expansión	73
4.2.	Secador de citropulpa	73
4.3.	Instalación y pruebas del sistema de recuperación de calor.....	74
4.4.	Simulación del proceso de secado sin sistema de recuperación	77
4.5.	Simulación del proceso de secado con sistema de recuperación	79
4.6.	Resultados de la simulación.....	80
4.7.	Análisis de resultados	81
4.7.1.	Resultados de la simulación del secador con sistema de recuperación	81
4.8.	Ahorro energético con sistema de recuperación	82
4.9.	Resultados y discusión	82
4.9.1.	Medición de la presión y la temperatura en el sistema de recuperación.....	83
4.9.2.	Temperatura y presión en el sistema de recuperación trabajando con R22	84
4.9.3.	Temperatura y presión en el sistema de recuperación trabajando con mezcla de refrigerante	87
4.9.4.	Ahorro en el sistema de recuperación	88
4.10.	Comparación de los resultados experimentales con los resultados de la simulación..	92
	
	CONCLUSIONES	94
	RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	96
	RESULTADOS DE LA TESIS DE MAESTRÍA VERIFICABLES.....	97
	BIBLIOGRAFÍA	98
	ANEXO 1. MEDICIÓN DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA DE LA BOMBA DE CALOR	101
	Medición de presión y temperatura en el sistema de recuperación de energía con refrigerante R22.....	101
	Medición de secado de citropulpa mediante el uso de la mezcla de refrigerante R22 y R141b	102
	ANEXO 2. PROPIEDADES DE LA MEZCLA REFRIGERANTE DE 0.2R22+0.8R141B	104
	ANEXO 3. CÁLCULO DE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA EN EL BANCO DE TUBOS DE CALOR.....	106

ANEXO 4. UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA HEAT PIPE SPECIFICATIONS	111
ANEXO 5. APLICACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA EN EL EVAPORADOR DEL TUBO DE CALOR	113

Lista de figuras

	PÁG.
Figura 1-1. Diagrama de funcionamiento tubo de calor	6
Figura 1-2. Flujo de masa dentro del tubo de calor	7
Figura 1-3. Diagrama de análisis de aplicación de un tubo de calor	10
Figura 1-4. Gráfico de permeabilidad como función de la porosidad y diámetro de poro. 12	
Figura 1-5. Permeabilidad de acuerdo al diámetro de poro y porosidad 0.5.....	13
Figura 1-6. Número de Merit para el agua.....	14
Figura 1-7. Diagrama de cálculo de los límites de operación del tubo de calor	16
Figura 1-8. Longitud efectiva del tubo de calor.....	17
Figura 1-9. Límite capilar del tubo de calor variando la inclinación del condensador.....	19
Figura 1-10. Número de Mach para el tubo de calor a diferentes temperaturas e inclinaciones	19
Figura 1-11. Número de Reynolds para el tubo de calor a diferentes temperaturas e inclinaciones	20
Figura 1-12. Límite de ebullición a diferentes temperaturas de saturación	21
Figura 1-13. Límite de arrastre a diferentes temperaturas de saturación.....	22
Figura 1-14. Límite viscoso a diferentes temperaturas de saturación.....	22
Figura 1-15. Límite sónico a diferentes temperaturas de saturación	23
Figura 1-16. Límites de operación para el tubo de calor.....	24
Figura 1-17. Resistencias térmicas en un tubo de calor	27
Figura 1-18. Resistencia térmica teórica del tubo de calor	29
Figura 1-19. Conductancia térmica teórica del tubo de calor.....	29
Figura 1-20. Perfil de evaporación de película descendente	35
Figura 1-21. Elemento diferencial para el análisis de transferencia de calor	36
Figura 1-22. Diagrama del intercambiador de calor utilizado.....	38
Figura 1-23. Funcionamiento de una bomba de calor	40
Figura 1-24. Diagrama bomba de calor	40
Figura 1-25. Diagrama P-h del ciclo de Carnot reversible	41
Figura 2-1. Diagrama de la ubicación de termopares en el montaje experimental.....	46
Figura 2-2. Montaje de los termopares en el tubo de calor.....	47
Figura 2-3. Montaje experimental sin aislamiento.	47
Figura 2-4. Montaje experimental aislado.....	48
Figura 2-5. Resistencias térmicas del tubo de calor bajo diferentes condiciones de funcionamiento.....	49
Figura 2-6. Diferencia de temperatura en la entrada y la salida del baño térmico	49

Figura 2-7. Comparación datos experimentales para tubo de calor a 90° con límite capilar del tubo de calor.....	50
Figura 2-8. Potencia de entrada del tubo de calor Vs potencia transferida al agua del baño térmico en posición 45°	51
Figura 2-9. Potencia de entrada del tubo de calor Vs potencia transferida al agua del baño térmico en posición 90°.	51
Figura 2-10. Temperatura baño térmico 30°, inclinación 0°	52
Figura 2-11. Temperatura baño térmico 40°, inclinación 0°	53
Figura 2-12. Temperatura baño térmico 15°, inclinación 0°	53
Figura 2-13. Temperatura del baño térmico de 15°C, inclinación 45°	54
Figura 2-14. Temperatura del baño térmico 30°C, inclinación 45°	54
Figura 2-15. Temperatura del baño térmico 40°C, inclinación 45°	55
Figura 2-16. Temperatura del baño térmico 15°C, inclinación 90°	55
Figura 2-17. Temperatura del baño térmico 30°C, inclinación 90°	56
Figura 2-18. Temperatura del baño térmico 40°C, inclinación 90°	56
Figura 3-1. Perfil de temperaturas a través del banco de tubos de calor	63
Figura 3-2. Perfil de temperaturas a través del banco de tubos de calor	64
Figura 3-3. Perfil de velocidad a través del banco de tubos de calor	65
Figura 3-4. Perfil de velocidad a través del banco de tubos de calor	65
Figura 3-5. Coeficiente de transferencia de calor dependiente de la potencia y temperatura de saturación del refrigerante.....	67
Figura 3-6. Número Re de película de acuerdo a la potencia transferida a diferentes temperaturas de saturación	67
Figura 3-7. Flujo másico dependiente de la potencia transferida	68
Figura 4-1. Evaporador con tubos de calor.....	70
Figura 4-2. Compresor Dorin VS41	71
Figura 4-3. Condensador del sistema de recuperación para precalentamiento de agua de trabajo del sistema	72
Figura 4-4. Válvula de expansión termostática	73
Figura 4-5. Entradas y salidas de aire t agua en el secador	75
Figura 4-6. Sistema de recuperación de energía por medio de bomba y tubos de calor. 75	
Figura 4-7. Diagrama de instrumentación del equipo de recuperación	76
Figura 4-8. Diagrama de secado sin sistema de recuperación	78
Figura 4-9. Diagrama de secado con sistema de recuperación	79
Figura 4-10. Tiempos de paro-compresión en el ciclo del compresor	83
Figura 4-11. Caudal de agua precalentada en el condensador de la bomba de calor.....	84
Figura 4-12. Comportamiento promedio de la temperatura del sistema de recuperación operando con R22.....	85
Figura 4-13. Comportamiento promedio de la presión del sistema de recuperación operando con R22.....	85
Figura 4-14. Comportamiento promedio de la temperatura del sistema de recuperación operando con mezcla de refrigerante	87
Figura 4-15. Comportamiento promedio de la presión del sistema de recuperación operando con mezcla de refrigerante	87

Figura 4-16. Ahorro de dinero por kg de agua evaporada a diferentes tarifas de energía eléctrica 92

Figura 0-1. Temperatura del agua operando en sistema de recuperación con la mezcla de refrigerantes..... 103

Figura 0-2. Distribución de los tubos St, Sl y Sd para el cálculo del banco de tubos 107

Lista de tablas

	PÁG.
Tabla 1-1. Propiedades del refrigerante R22	36
Tabla 2-1. Dimensiones y materiales del tubo de calor.....	45
Tabla 3-1. Resultados de la simulación del banco de tubos en flujo cruzado	64
Tabla 4-1. Especificaciones del intercambiador de calor	72
Tabla 4-2. Condiciones de operación del secador	74
Tabla 4-3. Equipos del secador	78
Tabla 4-4. Resultados de la simulación en Aspen para el secador funcionando sin sistema de recuperación y con sistema de recuperación.....	80
Tabla 4-5. Ahorro energético del sistema de recuperación.....	80
Tabla 4-6. Tiempos de paro-compresión de la bomba de calor de recuperación de energía.....	84
Tabla 4-7. Presión y temperatura para el equipo operando con R22.....	86
Tabla 4-8. Resumen de potencia transferida por el sistema de recuperación con R22...	86
Tabla 4-9. Presión y temperatura para el equipo operando con mezcla de refrigerante .	88
Tabla 4-10. Resumen de potencia transferida por el sistema de recuperación con mezcla de refrigerantes	88
Tabla 4-11. Variables psicrométricas a la entrada y salida del intercambiador de calor por tubos de calor.....	89
Tabla 4-12. Peso de las muestras	90
Tabla 4-13. Consumo de combustible y ahorro con el sistema de recuperación de energía	91
Tabla 4-14. Resumen de los resultados experimentales y de la simulación del secador	93
Tabla 0-1. Tabla de medición sistema de recuperación con R22.....	102
Tabla 0-2. Tabla de medición sistema de recuperación con mezcla de refrigerantes	103
Tabla 0-3. Información de la mezcla de refrigerantes en el condensador.	104
Tabla 0-4. Temperaturas y entalpías de la mezcla a la entrada y salida de la mezcla de refrigerantes en el evaporador a diferentes presiones de evaporación.....	105
Tabla 0-5. Dimensión específica del tubo de calor que se utilizará en el diseño del evaporador	106
Tabla 0-6. Datos teórico-experimentales para el cálculo del coeficiente de convección del aire húmedo caliente.	107
Tabla 0-7. Parámetros de diseño del evaporador.	110
Tabla 0-8. Parámetros de diseño del evaporador.	110
Tabla 0-9. Potencia eléctrica aplicada en el montaje experimental del tubo de calor.....	113
Tabla 0-10. Medidas de aforo caudal del baño térmico Lauda E200 Ecostar	114

Lista de símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m^2
A_{esp}	Área específica	m^2
$A_v ; A_l$	Áreas transversales del flujo de vapor y de líquido	m^2
C_p	Calor específico a presión constante	$KJ/(kg \cdot K)$
U	Coficiente global de transferencia de calor	$W/(m^2 K)$
$h_e ; h_c$	Coficientes convectivos de transferencia de calor	$W/(m^2 K)$
k_{eff}	Conductividad efectiva	$W/(mK)$
k	Conductividad térmica	$W/(mK)$
R	Constante del gas	$J/(K \cdot mol)$
C	Constante que depende de Mach	
ρ	Densidad	kg/m^3
D	Diámetro	m
$D_{h,v}$	Diámetro hidráulico del canal de vapor	m
H	Entalpía	kJ/kg
ΔT_e	Exceso de temperatura	K
f_v	Factor de fricción	
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
X_i	Fracción volumétrica del componente i	
ΔP	Gradiente de presión	Pa
g	Gravedad	m/s^2
l_{eff}	Longitud efectiva del tubo de calor	m
Re_v	Número de Reynolds para flujo de vapor	
K	Permeabilidad	m^2
q	Potencia máxima del tubo de calor correspondiente a su límite capilar	W
Q	Potencia térmica	W
r_c	Radio crítico de poro	m
R_i	Resistencia térmica i	K/W
T	Temperatura	K
T_p	Temperatura de la pared	K
T_r	Temperatura de referencia	K
T_s	Temperatura de saturación	K
$T_e ; T_c$	Temperatura del evaporador, condensador	K
$\bar{T}_e ; \bar{T}_c$	Temperaturas promedio del evaporador y del condensador	K
v	Velocidad	m/s
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
V	Volumen	m^3

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
γ	Tasa de condensación	kg/s
ε	Porosidad de la membrana	
λ	Calor latente de vaporización	kJ/kg
δ	Espesor de la película	m
α	Flujo másico evaporado	kg/s
θ	Volumen específico	m^3/kg
μ	Viscosidad dinámica	$kg/(m.s)$

Subíndices

Subíndice	Término
e, c	Evaporador, condensador
C	Condensador
Ef	Propiedad efectiva
v, l	vapor, líquido
h, c	Caliente, frío

Superíndices

Superíndice	Término
N	Exponente, potencia

Abreviaturas

Abreviatura	Término
GLP	Gas Licuado de petróleo
CREG	Comisión Reguladora de Energía y Gas
TC	Tubo de calor
ICTC	Intercambiador de calor con tubos de calor
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Ka	Número de Kapitza
Me	Número de Merit
Nu	Número de Nusselt

Introducción

Las investigaciones en sistemas energéticos actuales dirigen sus trabajos en varias líneas, entre las que se encuentran las energías limpias provenientes de fuentes renovables, actualización tecnológica en los sistemas de producción de energía y en la recuperación de energía de desecho de los procesos actuales. La recuperación de energía es una de las principales herramientas para combatir los efectos negativos de la utilización masiva de energía por el hombre y para disminuir el impacto que éstos han traído al ambiente (Subbarao & Lloyd 2011).

La utilización adecuada de los recursos disponibles (Habeebullah et al. 1998) y la actualización tecnológica de los sistemas de generación actual o la migración a energías limpias son procesos costosos y de solución a mediano plazo en nuestro medio. Sin embargo, se deben tomar acciones para incrementar el uso racional de energía, ya que el país hace parte de convenios internacionales en la lucha contra el cambio climático y la conservación del ambiente (Dirección Nacional de Planeación, sitio web www.dnp.gov.co, nov. 2012).

La energía recuperable de los procesos industriales actuales se encuentra en gran medida en el rango de baja temperatura (menor a 330K) (Law et al. 2012) (Spoelstra et al. 2002), (Pulat et al. 2009), por lo que es una energía de menor calidad y por tanto más difícil de recuperar (Reay 1980) . Además gran parte de esta energía se desecha porque están en fuentes con alto grado de contaminación y de difícil ubicación de equipos de recuperación (Daghigh et al. 2010). Por tanto los intercambiadores convencionales presentan dificultades, como son grandes áreas requeridas de intercambio y difícil mantenimiento con su consecuente disminución de eficiencia en la transferencia.

Los tubos de calor presentan una ventaja para el diseño de intercambiadores, ya que un correcto diseño permite disminuir considerablemente el área de intercambio por unidad de potencia térmica transferida (Faghri 1995); además de ser un sistema de transferencia que aísla la fuente del sumidero, permitiendo ahorrar recursos en mantenimiento de los

intercambiadores de recuperación. En la actualidad, los tubos de calor son utilizados para recuperar calor de fuentes de desecho con baja calidad térmica, con alta contaminación o que tengan limitación de espacio para ubicar un intercambiador convencional, ya que la tecnología de los tubos de calor presenta ventajas comparado con los intercambiadores tradicionales, debido a que en su aplicación la caída de presión, la reducción de área por unidad de potencia térmica transferida y la resistencia a ambientes corrosivos los hacen ideales en un sinnúmero de aplicaciones (Faghri 1995).

Para un mejor aprovechamiento de la energía recuperada con el intercambiador de tubos de calor, además de los tubos de calor, se consideran opciones para aumentar el aprovechamiento, entre los cuales se encuentran las bombas de calor. Si el sistema de recuperación se acopla a un sistema de bomba de calor, las aplicaciones aumentan, ya que además de la transferencia de calor de una fuente a otra, ésta podría ser mejorada en cuanto a su calidad, debido al ciclo de la bomba de calor (Mai 2010). Las bombas de calor ayudan a alcanzar temperaturas más altas, lo que las hace muy prácticas para recuperación de energía en aplicaciones de baja temperatura (Elliott, J.R. 1999). El objetivo principal de este trabajo fue desarrollar un sistema de recuperación de energía de corrientes de desecho de baja calidad energética con base en un arreglo de tubos de calor y los objetivos específicos fueron:

- Desarrollar un modelo matemático que simule la recuperación de energía de una corriente de desecho.
- Realizar la simulación de los modelos desarrollados para las limitaciones de los tubos de calor que sean representativos en la aplicación de baja temperatura.
- Realizar ensayos experimentales que permitan validar el modelo desarrollado y la extrapolación a otras escalas.
- Desarrollar una metodología para extender los resultados a otras aplicaciones.

En este trabajo se presenta el análisis del comportamiento de los tubos de calor para transferir de una fuente de baja calidad energética proveniente de un secado, el cual utilizará esta energía para evaporar un refrigerante dado, con el cual se puso a operar una bomba de calor que le aumenta la entalpía al refrigerante y por último se suministró a la fuente de energía primaria del secador.

Para desarrollar este trabajo, se realizó una revisión bibliográfica para la determinación de los coeficientes de transferencia de los tubos de calor de acuerdo a su posición en el banco de tubos; luego se realizó la simulación de esto para obtener el valor del coeficiente de transferencia y así saber cuánta energía transferiría cada tubo. Luego de realizar esto, se hallaron de manera experimental la temperatura de trabajo y las resistencias térmicas de los tubos de calor a diferentes potencias aplicadas y ángulos de inclinación. Teniendo la temperatura de trabajo de cada tubo según la potencia transferida, se tiene la temperatura de pared del tubo de calor, con lo que conociendo el tipo de refrigerante utilizado y las condiciones de presión y temperatura, se puede hallar la cantidad de refrigerante evaporado por cada tubo. Para realizar la evaporación del refrigerante, se realizó una revisión bibliográfica de los métodos de evaporación, con lo que se seleccionó el método de película descendente, que permite coeficientes globales de transferencia más altos, comparado con otros métodos de evaporación.

Por último, al tener una sumatoria del refrigerante evaporado por todo el banco de tubos, se realiza un modelo simplificado del sistema de recuperación de energía, en el cual se pueda comparar el ahorro de energía para secado de diferentes subproductos agroindustriales, teniendo en cuenta que el presente trabajo permitió diseñar un equipo para futuras validaciones experimentales del proceso de recuperación.

1. Marco teórico

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica de los principios físicos que rigen el funcionamiento de los tubos de calor, los intercambiadores de tubos de calor, además de los modelos encontrados en la literatura para hallar coeficientes convectivos y de película para el estudio del evaporador del sistema de recuperación. También se incluye un estado del arte en el estudio de los tubos de calor y los principios utilizados para el modelamiento del sistema de recuperación.

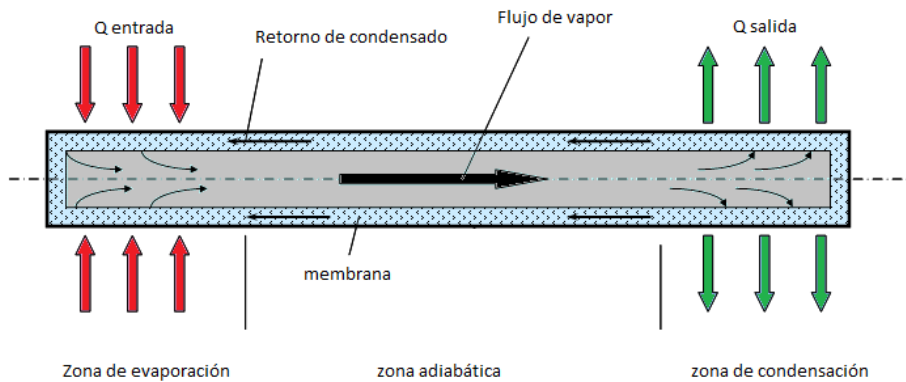
1.1. Tubos de calor

En 1942, Gaugler, R. S. patentó el “Heat Transfer Device”; Patente del dispositivo ligero de transferencia de calor que era básicamente lo que se conoce hoy en día como un tubo de calor. En aquella época no se requería de un dispositivo de tales condiciones, por lo que su uso se postergó hasta la era aeroespacial. Posteriormente (Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erikson 1964) retomaron la idea del trabajo de Gaugler en el inicio del programa espacial. Se construyeron prototipos de tubos y se generalizó el término de “heat pipes” para estos dispositivos. “Bajo ciertas limitaciones en la manera de uso, un tubo de calor puede ser observado como una estructura ingenieril sinérgica que es equivalente a un material teniendo una conductividad térmica muy grande, excediendo la de algún metal conocido”. El tubo que realizaron fue con agua como fluido de trabajo y luego con sodio para operar hasta 1100°K. Realizando exploraciones en temperaturas elevadas como temperaturas bajas. No fue sino hasta que en los Alamos Laboratory publicaron los resultados de un tubo de calor (Chisholm 1971) para que al dispositivo le fuera valorada la importancia. Luego de este inicio en la industria aeronáutica, los tubos de calor encontraron aplicación en un sinnúmero de procesos que se requiere transferir calor y que presentan problemas de espacio o de contaminación, siendo hoy en día utilizados en la industria aeronáutica, aeroespacial, electrónica; además de procesos de transferencia de calor, incluyendo los de recuperación de energía.

Un tubo de calor es un dispositivo sellado, que contiene una membrana capilar y un fluido de trabajo. La membrana capilar cumple la función de transportar el fluido de trabajo de un extremo a otro por medio de la acción capilar. (El-Nasr & El-Haggar 1996). En el caso de la disposición de los tubos de calor en forma vertical, el fluido de trabajo circula asistido por la presión generada por la gravedad más la presión capilar. Los tubos de calor presentan alta conductividad térmica efectiva en comparación con la conductividad térmica de los metales conocidos, debido al espesor de la membrana y a la pequeña caída de temperatura en el vapor. La conductividad térmica efectiva de un tubo de calor puede ser 500 veces más alta que una barra de cobre de geometría similar (Chisholm 1971) referenciado por (El-Nasr & El-Haggar 1996). Al definir la tasa máxima de transferencia de calor, el desempeño del tubo de calor es definido como una sumatoria de todas las resistencias térmicas involucradas en el funcionamiento, la cual da la resistencia térmica total del tubo de calor R_{TC} .

Desde la primera publicación, los tubos de calor han sido utilizados en numerosas aplicaciones, que van desde temperaturas criogénicas hasta temperaturas más allá de los 2000°C. Los tubos de calor consisten de tres partes que son (ver **Figura 1-1**): Evaporador; en esta zona es donde el calor es recibido, en la cual el fluido es evaporado, generando un gradiente de presión que hace que el vapor se dirija hacia la zona de condensación; Sección adiabática, en esta sección el fluido de trabajo existe en las dos fases al mismo tiempo, en el cual, el líquido evaporado fluye hacia el condensador mientras el líquido condensado regresa al evaporador dentro de la estructura porosa; condensador: esta sección es donde el calor es entregado. La transferencia puede ser por convección natural, forzada o por conducción. En esta zona, el vapor entrega su calor latente y hace que se condense, entrando a la estructura porosa, en la cual, por presión capilar regresa al evaporador.

Figura 1-1. Diagrama de funcionamiento tubo de calor



Los tubos de calor trabajan de manera continua en un ciclo cerrado dentro de la coraza, en la cual se encuentra un fluido en estado líquido y gaseoso; además se considera que el vapor se encuentra saturado dentro del punto crítico y punto de saturación. Los tubos de calor se componen de una coraza metálica generalmente, que contienen una membrana capilar en contacto con su cara interior y una cantidad de fluido de trabajo suficiente para que la membrana porosa quede mojada completamente. Por lo anterior, el bombeamiento capilar juega un papel muy importante en el funcionamiento de los tubos de calor. Para este fin se conoce del funcionamiento de materiales porosos, telas metálicas y ranuras interiores.

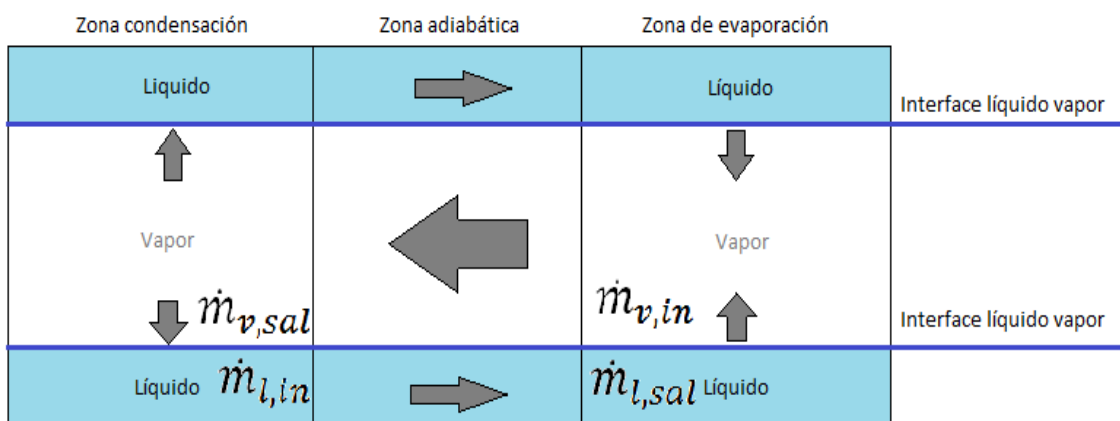
(Loh et al. 2005), hizo un estudio comparativo del funcionamiento en diferentes orientaciones, un parámetro experimental fue preparado y tres estructuras de malla y su funcionamiento con cambios en el ángulo de orientación (de -90° a 90°) fueron investigados. Además tres diferentes diámetros (4,5 y 6mm) y cada uno de los tres tubos de calor fueron probados con cada una de las tres estructuras porosas (polvo de metal sinterizado, ranuras y mallas). El trabajo consistió en la variación del ángulo de inclinación de -90° a 90° y su influencia en el desempeño de los tubos. Se utilizaron tres tipos de malla y la variación de su desempeño con la inclinación, comparando el desempeño de los diferentes tipos de malla en diferentes ángulos de inclinación y con carga térmica fija y realizado para tres diferentes diámetros de tubos de calor. La segunda parte del trabajo consistió en examinar el desempeño de tres diferentes tipos de malla en tubos de 6mm de diámetro, variando la inclinación e incrementando la potencia térmica. La tercera parte del estudio consistió en medir el desempeño de tubos de calor

de 6mm con membrana de material metálico sinterizado cambiando la temperatura ambiente en 35, 45 y 55°C y el ángulo de inclinación. Este estudio concluyó que la orientación en la fuente de calor y gravedad tienen menos efecto sobre los tubos de calor de membrana de metal sinterizado debido a que la membrana de polvo metálico sinterizado tiene una acción capilar más fuerte comparada con las ranuras o la membrana de malla. Además de esto también se concluyó que no es deseable utilizar tubos de calor ranurados o con membrana en malla cuando el evaporador se encuentra sobre el condensador. Para tubos de 6mm de diámetro, el tubo de calor con ranuras presentó mejor funcionamiento térmico que los tubos con malla y con metal sinterizado en los ángulos de trabajo de +90 a 0° de inclinación. Además se presenta que el funcionamiento térmico disminuye a medida que el evaporador se va acercando más a la posición superior de manera vertical.

1.2. Modelo de funcionamiento de un tubo de calor

Para el modelamiento del tubo de calor se asume transporte de vapor y líquido de forma adiabática, además se tiene que el flujo de masa con respecto al tiempo se expresa en la ecuación 1-1, partiendo de la Figura 1-2.

Figura 1-2. Flujo de masa dentro del tubo de calor



$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{l,in} - \dot{m}_{l,sal} + \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,sal} \tag{1-1}$$

Donde $\dot{m}_{l,in}$ es el flujo másico líquido entrando al volumen de control, $\dot{m}_{l,out}$ el flujo másico saliendo del volumen de control, $\dot{m}_{v,in}$ flujo másico de vapor entrando al volumen de control y $\dot{m}_{v,out}$ el flujo másico de vapor saliendo del volumen de control.

Considerando que el área transversal se mantiene constante tanto para la zona de flujo de líquido como de vapor, la ecuación 1-1 se puede escribir como la ecuación 1-2

$$A \frac{d(h\rho_l)}{dt} = A_l(\rho_{l,in}v_{l,in} - \rho_{l,out}v_{l,out}) + A_v(\rho_{v,in}v_{v,in} - \rho_{v,out}v_{v,out}) \quad (1-2)$$

La ecuación de energía se expresa en la ecuación 1-3.

$$\frac{d}{dt}d(AH^*\rho_l C_{p_l} + V_v\rho_v C_{p_v})(T - T_r) = -Q_{sal} + A_v(\rho_{l,in}V_v)h_{lv} + A_l[\rho_{l,in}v_{l,in}C_{p_l,in}(T_{l,in}-T_r) - \rho_{l,v,sal}C_{p_l}(T - T_r)] + A_v[\rho_{v,in}v_{v,in}C_{p_v,in}(T_{v,in}-T_r) - \rho_{v,v,sal}C_{p_v}(T - T_r)] \quad (1-3)$$

Donde A es el área transversal a la dirección del flujo, H^* es la altura del líquido, ρ es la densidad, C_p es el calor específico, V_v es el volumen de vapor, v_v, v_l son la velocidad del vapor y del líquido respectivamente y Q es el flujo de calor por unidad de tiempo.

La temperatura del sistema o de referencia se define como el promedio de la temperatura del condensador más la del evaporador, tal como se expresa en la ecuación 1-4.

$$T_r = \frac{1}{2}(T_c - T_e) \quad (1-4)$$

$$Q_{sal} = \frac{(T_c - T_{epared})}{R_{condensador\ externa}} \quad (1-5)$$

Para el análisis del tubo de calor, se propuso la metodología basada en el trabajo de (Reay 2006), lo primero que se determinó fue la cantidad de calor que puede transferir el tubo de calor, luego la temperatura de operación y la disposición geométrica en la cual será utilizado. Basado en lo anterior, se escogió el material del tubo de calor y del fluido de trabajo. La metodología consistió en los siguientes pasos: Obtención de las propiedades físicas necesarias en los modelos a utilizar, luego se debe determinar el límite capilar del medio poroso, teniendo en cuenta el número de Reynolds y el número de Mach, asumiendo flujo laminar e incompresible se sigue con el cálculo de las caídas

de presión tanto en el vapor como en el líquido y el cálculo de la capacidad máxima de transporte de calor.

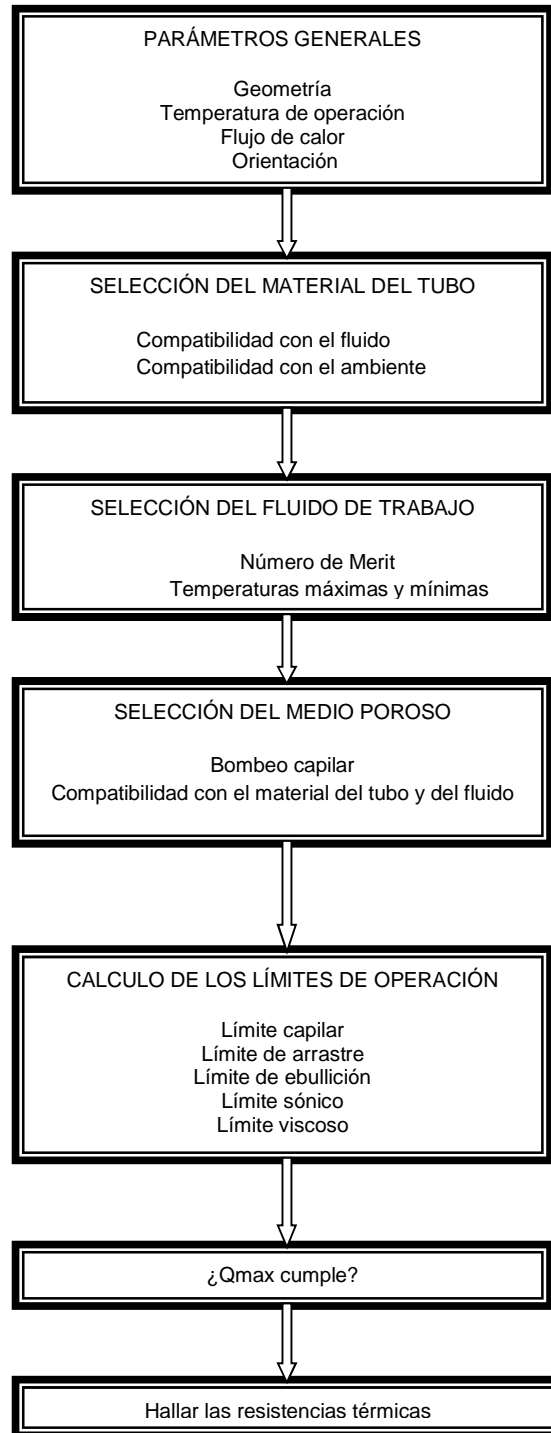
Luego de calcular las caídas de presión y el calor máximo axial, se debe verificar si se sigue cumpliendo las hipótesis de flujo laminar e incompresible; de no cumplirse se deben realizar nuevamente los cálculos de caída de presión y límite capilar utilizando los números de Mach y Reynolds obtenidos. Este proceso se debe realizar hasta entrar dentro de los valores estimados iniciales, para luego realizar un gráfico de la potencia transferida como función de la temperatura de operación en la zona adiabática del tubo. En la **Figura 1-3** se presenta el diagrama de análisis de tubo de calor propuesto; para el caso en estudio se tiene un tubo de calor de cobre con membrana porosa de cobre sinterizado el cual debe trabajar en el rango de temperaturas de 0°C hasta 100°C. Se selecciona un tubo de membrana de material sinterizado con el propósito de estudiar la relevancia de la presión capilar en el retorno de condensado en este tipo de tubos. La aplicación de baja temperatura se estima que cada tubo debe transferir máximo 300W. Siguiendo con el diagrama en el estudio de los fluidos de trabajo, se argumenta la selección del agua como fluido de trabajo, para pasar al cálculo de los límites de operación expuesto en el capítulo 1.5, para pasar al estudio de las resistencias térmicas luego de verificar que la transferencia de calor se cumple para el tubo de calor.

1.3. Conductividad térmica efectiva de la membrana

Para la definición de la conductividad térmica en un material poroso se utiliza el término de conductividad térmica efectiva, en la cual se deben tener en cuenta las propiedades termo físicas de los materiales constitutivos del medio. Por lo tanto, se tiene para el presente estudio las propiedades del cobre y del agua en fase líquida y vapor; en las cuales interactúan térmicamente por conducción dentro de la membrana.

La membrana del tubo de calor en el presente estudio fue construida de cobre sinterizado, en la cual se tiene un proceso de soldadura entre los granos de cobre al realizar el proceso de sinterización (Thewsey & Zhao 2008). Los poros soldados forman una estructura con contacto continuo, por lo que se tiene una mayor facilidad de transferencia de calor por conducción en la membrana, aumentando la conductividad térmica efectiva del medio.

Figura 1-3. Diagrama de análisis de aplicación de un tubo de calor



Para el cálculo de la conductividad efectiva se utilizó en este trabajo el modelo de Maxwell-Eucken, presentado en (Vincent et al. 2012), teniendo en cuenta la clasificación de la estructura del medio poroso presentada por (Smirnov 2010), en el cual se asume que se encuentra en una fase continua y en la cual las inclusiones esféricas se encuentran dispersas; en este modelo las inclusiones no interactúan entre sí.

$$k_{eff} = \frac{k_{memb}(2k_{memb}+k_l-(1-\varepsilon)(k_{memb}-k_l))}{k_l+2k_{memb}+(1-\varepsilon)(k_{memb}-k_l)} \quad (1-6)$$

Donde k_{memb} es la conductividad térmica de la membrana de cobre sinterizado, cuyo valor es de $400[W/m.K]$ y k_l es la conductividad térmica del fluido de trabajo agua, con un valor de $0.9 [W/m.K]$.

1.4. Permeabilidad

La permeabilidad se define como la medida de resistencia al flujo de un fluido a través de un medio poroso, en el cual, para medios isotrópicos que tienen gradiente de presión ΔP y el vector velocidad \vec{v} paralelos, la ley de Darcy se expresa en la ecuación 1-7.

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\mu \vec{v}}{K} \quad (1-7)$$

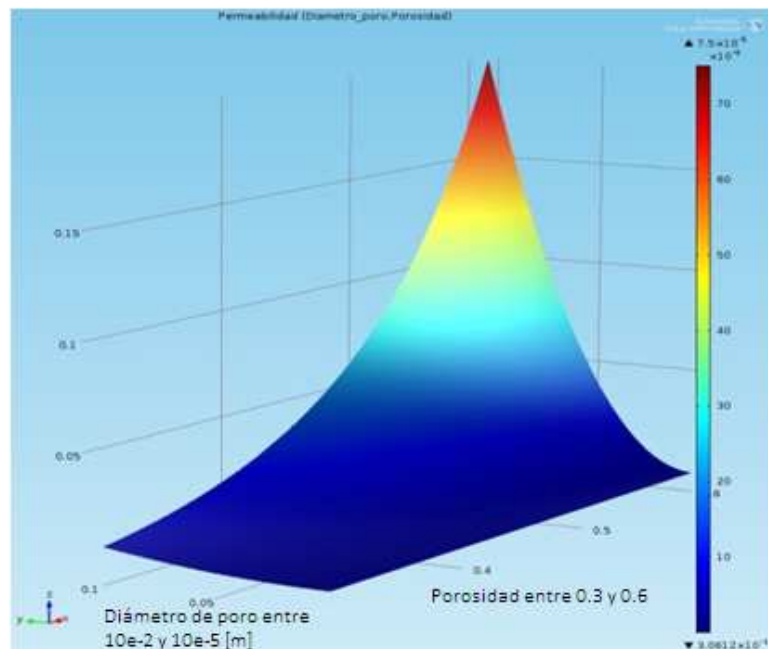
En la anterior ecuación, la K representa la permeabilidad, dP/dx el gradiente de presión, μ la viscosidad dinámica del fluido de trabajo y \vec{v} la velocidad (Smirnov 2010). Para medios sinterizados (Faghri, 1995) propone la siguiente expresión de la ecuación 1-8 para el cálculo de la permeabilidad.

$$K = \frac{r_s^2 \varepsilon^3}{37,5(1-\varepsilon)^2} \quad (1-8)$$

Donde r_s es el radio medio de la esfera de metal; la ecuación es planteada principalmente para cobre, y donde $50 * 10^{-6} < 2r_s < 3 * 10^{-4}$; además $0.27 < \varepsilon < 0.66$. Este autor presenta valores típicos experimentales para la permeabilidad en membrana de cobre sinterizado, encontrándose el radio efectivo del poro en $9.39 * 10^{-6} [m]$ y una permeabilidad de $0.009 * 10^{-10} [m^2]$.

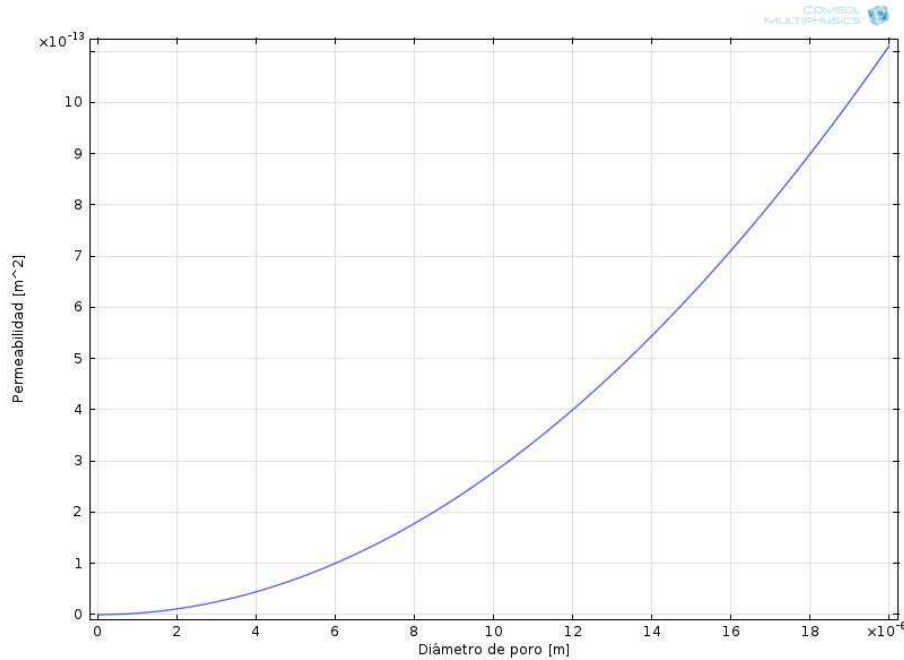
Para el cálculo de la permeabilidad se requiere el valor de la porosidad de la membrana; la porosidad ε se define como la fracción volumétrica de poros contenidos en el material, la cual se encuentra en el rango de 0 a 1. El espacio vacío del material se puede encontrar conectado con otros espacios vacíos dentro del material, aislado dentro del material o cerrado (Vincent et al. 2012). En el desarrollo de tubos de calor, los espacios vacíos conectados son los que favorecen el bombeo capilar del fluido dentro de la membrana porosa; pero los espacios aislados o cerrados tienen incidencia en la transferencia de calor, al actuar como aislamientos localizados (Smirnov 2010).

Figura 1-4. Gráfico de permeabilidad como función de la porosidad y diámetro de poro



En la **Figura 1-4**, se observa que la permeabilidad aumenta a medida que el diámetro del poro disminuye y la porosidad aumenta, volviéndose con un comportamiento asintótico a partir de cierto valor de estas dos variables.

Figura 1-5. Permeabilidad de acuerdo al diámetro de poro y porosidad 0.5.



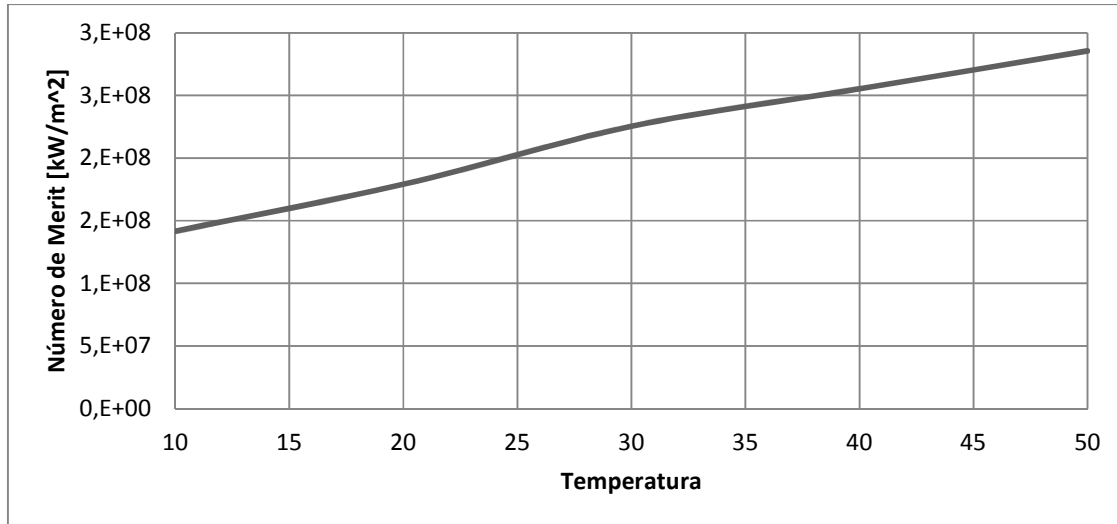
Para el caso del tubo del medio poroso en estudio, se supone una porosidad de 0.5 acorde a los datos de literatura revisados y se presenta el comportamiento de la permeabilidad para diámetros de poro entre 0 y 10×10^{-6} [m], tal como se presenta en la Figura 1-5; se observa que para un diámetro de poro de 18.74×10^{-6} se tiene una permeabilidad de 10.5×10^{-13} [m^2]. Al comparar el resultado de esta figura con el resultado presentado por (Faghri 1995) reportado de 0.009×10^{-10} [m^2], se tiene un error del 14.3%. Por lo tanto se considera trabajar con el resultado experimental de este autor.

1.5. Fluidos de trabajo

Para la selección del fluido de trabajo se tienen en cuenta varios factores, entre los que están los puntos críticos del fluido, la posibilidad de aplicación en el rango de trabajo, la compatibilidad con la coraza y la membrana del tubo y el número de Merit; con este número se relacionan el calor latente de vaporización, la tensión superficial, densidad del líquido y la viscosidad del líquido, en el cual el fluido de trabajo con mayor número de Merit es más adecuado (Anderson et al. 2010). El número de Merit se expresa en la ecuación 1-9.

$$N_{merit} = \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu} \left[\frac{kW}{m^2} \right] \quad (1-9)$$

Figura 1-6. Número de Merit para el agua



Este número relaciona las propiedades físicas de una sustancia con la capacidad de transporte de ésta. El agua presenta un mayor número de Merit comparado con otros fluidos de trabajo para operar en el rango de baja temperatura (Reay 2006a); Para el presente trabajo se seleccionó el agua como fluido de trabajo, ya que según ésta permite trabajar en el rango de 30 a 200°C y según (Amir Faghri 1995) presenta alta compatibilidad con la membrana de cobre sinterizado y la coraza de cobre; permitiendo así una vida útil más larga y evitando la formación de gases no condensables que disminuyan la eficiencia de transferencia de calor.

(El-Nasr & El-Haggar 1996) estudiaron el efecto del fluido de trabajo, contenedor y membrana en el mecanismo de transferencia de calor en los tubos de calor. El comportamiento del flujo del fluido de trabajo depende de la estructura de la membrana y del espesor de ésta (número de vueltas de la membrana en este estudio). La transferencia de calor y la conductividad térmica efectiva están directamente relacionadas con el comportamiento del flujo. Incrementando el espesor de la membrana incrementa el flux de calor con pequeñas diferencias de temperatura. La resistencia térmica presenta una forma asintótica después de cierto espesor de la membrana debido al límite de arrastre. Presenta que el fluido de trabajo afecta notoriamente la capacidad

de transferencia de calor del tubo y el material del contenedor tiene también un efecto en ésta.

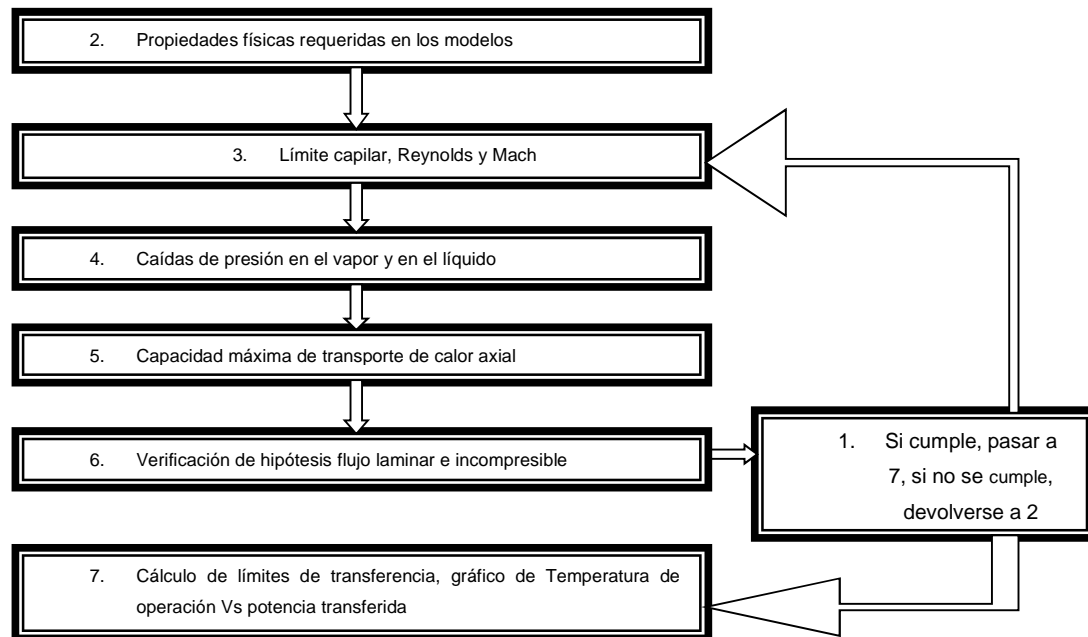
1.6. Límites de operación

Los tubos de calor presentan una serie de limitaciones en su funcionamiento, que según (Faghri, 1995) son el límite viscoso, límite sónico, límite capilar, límite de ebullición, límite de condensación y límite de arrastre; estos límites traen como consecuencia la cantidad máxima de calor que un tubo de calor puede transportar, teniendo como consecuencia el secado de la membrana, conocido como dry-out, lo que representa que el tubo de calor tendrá la resistencia térmica de un material sólido muchas veces mayor que la de un tubo de calor. Según (Faghri, 1995), los tubos de calor trabajando a bajas temperaturas, tienen el límite capilar como su mayor restricción de transferencia; por lo que se tiene que la membrana porosa debe ser capaz de proporcionar la presión capilar superior a la suma de todas las caídas de presión que se presentan en el recorrido del fluido de trabajo, tanto en fase vapor como fase líquida.

1.6.1. Cálculo de los límites de operación

Para el cálculo de los límites de operación, se propone la metodología presentada en la **Figura 1-7**, la cual inicia con la recopilación de los valores de las propiedades físicas requeridas para el modelo de cada uno de los límites. El límite capilar se definió en la revisión bibliográfica como la restricción que primero aparece en la transferencia de calor de un tubo de calor, por tanto es el primero que se debe calcular, calculando la caída de presión en el vapor y en el líquido y verificando las hipótesis de flujo laminar e incompresible, con el número de Reynolds y de Mach respectivamente. Por último, si el tubo de calor cumple con lo anterior, además con la potencia térmica estipulada para éste, se grafica los límites de transferencia en una gráfica de Temperatura de operación Vs potencia transferida.

Figura 1-7. Diagrama de cálculo de los límites de operación del tubo de calor



Límite capilar en el tubo de calor

Para el radio de poro del material sinterizado, (Reay 2006b) presenta los datos obtenidos por (Freggens 1969) en el cual el radio del poro para cobre sinterizado es de 0.0009cm y una permeabilidad de $1.74 \times 10^{-12} \text{ [m}^2\text{]}$ y una porosidad del 52% (0.52)

El modelo, presentado por (Faghri, 1995), representa que la presión capilar del medio poroso tiene que ser igual a la suma de la diferencia de presión en el vapor con la diferencia de presión en el líquido y con la fuerza de la gravedad.

$$\frac{2\sigma}{r_c} \cos \theta = \left(\frac{C(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_v} \right) l_{ef} q + \left(\frac{\mu_l}{\rho_l K A_w h_{lv}} \right) l_{ef} q + \rho_l g d \cos(\theta) + l_{ef} g \sin(\theta) \quad (1-10)$$

Se tiene que σ es la tensión superficial, r_c es el radio crítico del medio poroso, C una constante dependiente del número de Mach, f_v el factor de fricción, Re_v el número de Reynolds calculado para el vapor, μ_v, μ_l la viscosidad dinámica del vapor y del líquido, h la entalpía y ρ_v, ρ_l la densidad, K es la permeabilidad, l_{ef} es la longitud efectiva del tubo de calor y q es la potencia máxima de acuerdo a su límite capilar. En esta ecuación se

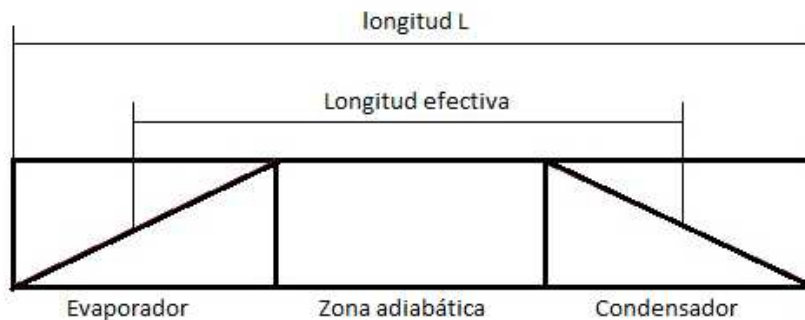
desprecian las caídas de presión debidas a la evaporación y condensación en la interface líquido-vapor.

El término a la izquierda de la ecuación es la presión capilar a partir de la ecuación de Young-Laplace, que se define como el resultado de la tensión superficial del líquido multiplicado por el coseno del ángulo de contacto sólido-líquido con radio de curvatura de la interface líquido vapor en el evaporador; luego viene el término de pérdida de presión en el vapor, luego la pérdida de presión en el líquido y luego el término de fuerza de cuerpo debido a la gravedad.

La longitud efectiva del tubo de calor está dada con la ecuación 1-11, en la cual para el tubo de calor en estudio es de $L_{ef}=0.26m$. Para plantear esta longitud efectiva se supone que el flujo de vapor y de líquido varía linealmente con la distancia axial del tubo de calor y que se tiene una adición y retiro de calor de una manera uniforme en la zona de evaporación y condensación respectivamente.

$$l_{ef} = \frac{l_e}{2} + l_{adiab} + \frac{l_c}{2} \quad (1-11)$$

Figura 1-8. Longitud efectiva del tubo de calor



Los tubos de calor presentan unos límites en su funcionamiento, tales como el límite viscoso, sónico, de arrastre, de condensación, capilar y de ebullición (Faghri 1995). Un método para hallar la mayor tasa de transferencia basado en la ley de Darcy, asumiendo permeabilidad constante dentro de la membrana (Ambrose et al. 1987).

$$P_{cap} = P_v - P_l = \frac{2\sigma}{r_c} \cos \theta \quad (1-12)$$

Donde la presión capilar debe ser como mínimo igual a la diferencia de la presión entre el vapor y el líquido, donde además se puede hallar por la expresión de la derecha que involucra la tensión superficial con el ángulo de contacto de una gota dentro de la membrana y con el radio crítico del poro.

La expresión para hallar la caída de presión del vapor a través del tubo es la que se presenta en la ecuación 1-13.

$$\left(\frac{C(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{lv}} \right) l_{eff} q \quad (1-13)$$

En la cual según (Amir Faghri 1995), para un tubo de calor circular y flujo laminar e incompresible se tiene que $f_v Re_v = 16$ y $C = 1$ y $r_{h,v}$ es el radio hidráulico del vapor. El coeficiente de fricción multiplicado por la longitud efectiva y el calor máximo de acuerdo a su límite capilar, para el flujo de líquido dentro de la membrana porosa se tiene la ecuación 1-14

$$\left(\frac{\mu_l}{\rho_l K A_w h_{lv}} \right) l_{eff} q \quad (1-14)$$

Donde K es la permeabilidad del medio poroso y las otras propiedades pertenecen al líquido evaluadas a la temperatura de referencia.

$$P_{cap} = \frac{2\sigma}{r_c} \cos \theta = \left(\frac{C(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{lv}} \right) l_{eff} q + \left(\frac{\mu_l}{\rho_l K A_w h_{lv}} \right) l_{eff} q + \rho_l g d \quad (1-15)$$

Con flujo laminar e incompresible, o sea $f_v Re_v = 16$ y $C=1$ $K=1$; se tiene que:

$$Ma = \frac{v_m}{c} = \frac{\dot{m} / \rho_v A_v}{\sqrt{\gamma R T_v}} = \frac{4q}{\rho_v h_{lv} \pi d_v^2} < 0.3 \quad (1-16)$$

Figura 1-9. Límite capilar del tubo de calor variando la inclinación del condensador

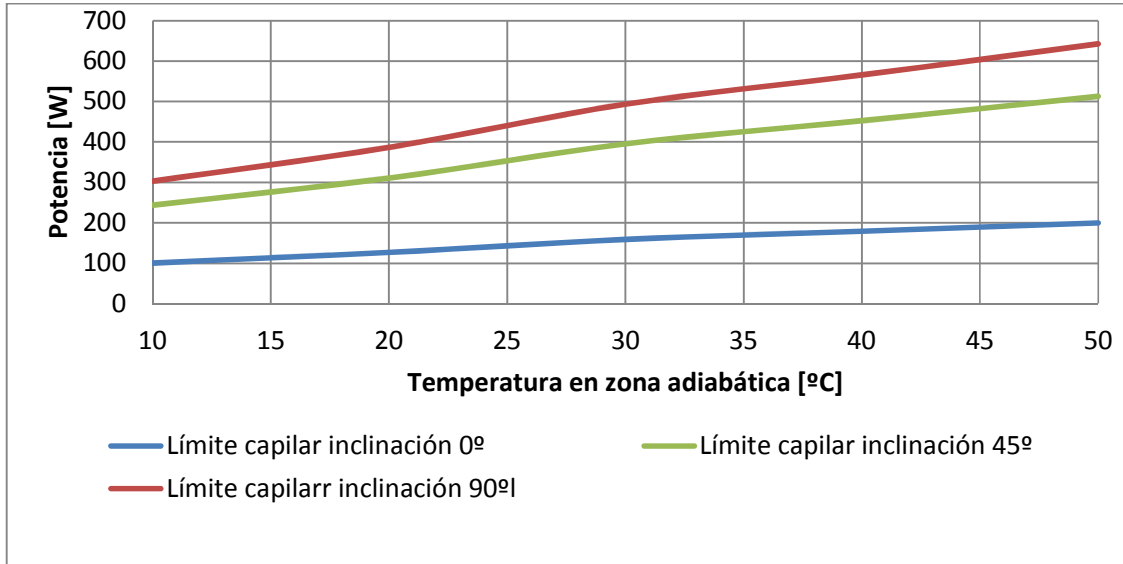
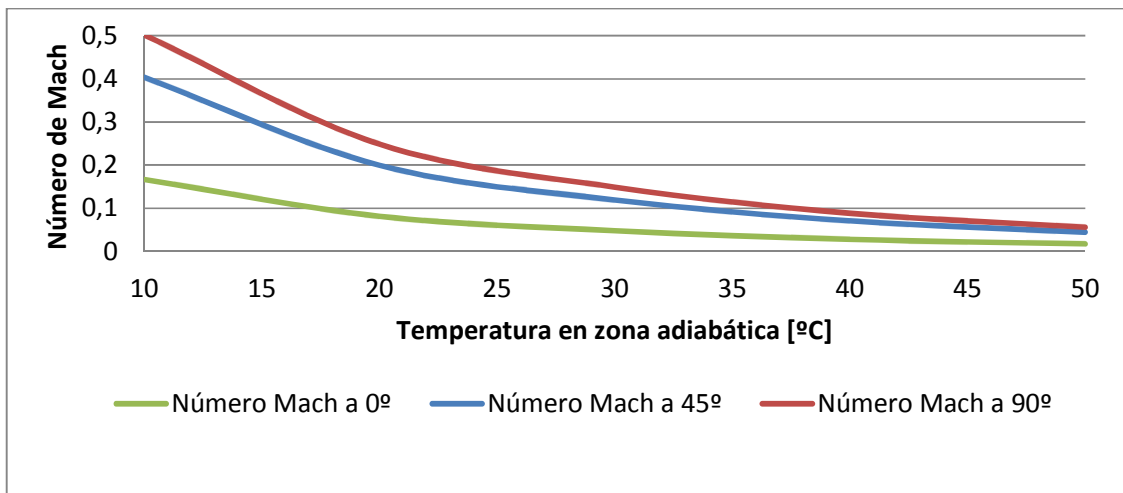


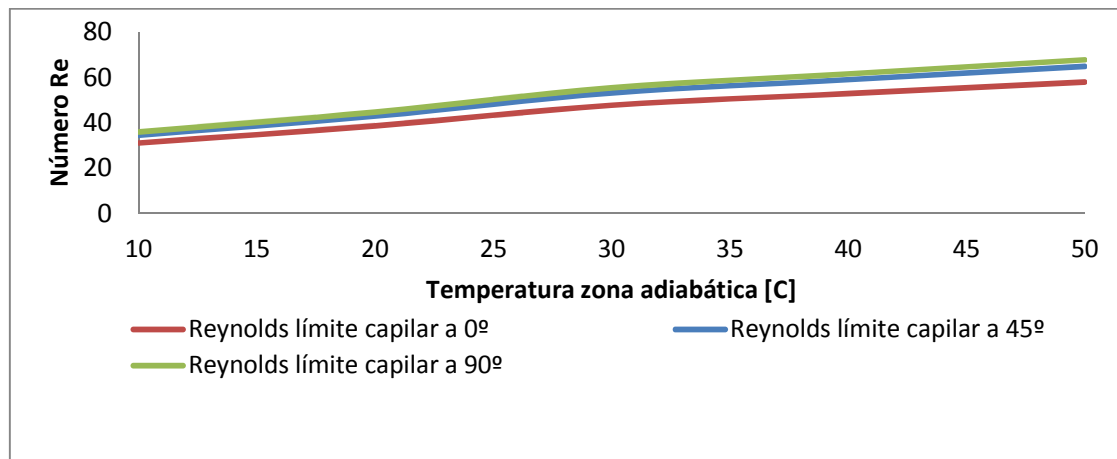
Figura 1-10. Número de Mach para el tubo de calor a diferentes temperaturas e inclinaciones



Para considerarse incompresible el Ma debe ser <0.3 , por lo que se tiene que según la **Figura 1-10**, se cumple para temperaturas de saturación de 25° para la inclinación de 45° y de 30° para la inclinación de 90° .

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d_v \mu_v} = 4 \frac{q}{\pi d_v \mu_v h_{lv}} \quad (1-17)$$

Figura 1-11. Número de Reynolds para el tubo de calor a diferentes temperaturas e inclinaciones



Según la Figura 1-11; el Reynolds para una temperatura de 30°C una inclinación de 45° se encuentra en régimen laminar y para una inclinación de 90° y la temperatura de operación de 30°C está en régimen laminar.

Límite de ebullición en el tubo de calor

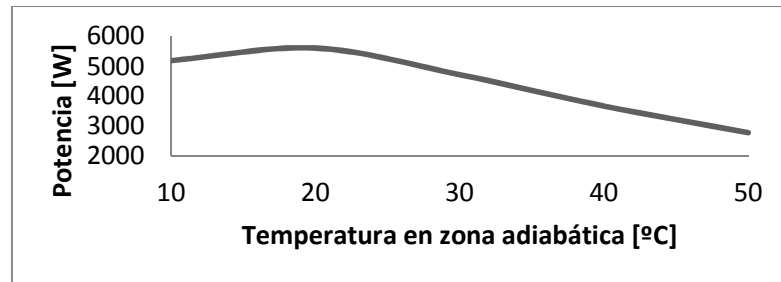
Cuando el flujo de calor en el evaporador supera este límite, la ebullición que se presenta en esta zona afecta la circulación del fluido de trabajo en el medio poroso, afectando la transferencia de calor. Este límite se puede calcular de la siguiente manera de acuerdo a la ecuación 1-18.

$$q = \frac{2\pi l k_{eff} T_v}{h_{lv} \rho_v \ln\left(\frac{r_l}{r_v}\right)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - p_{c,m} \right) \quad (1-18)$$

Donde $p_{c,m}$ Es la presión capilar máxima proporcionada por la estructura porosa, r_n es el radio de nucleación del fluido de trabajo, se encuentra entre 2.54×10^{-5} y 2.54×10^{-7} m para corazas metálicas que utilizadas comúnmente en la fabricación de tubos de calor (P. Dunn 1994). Donde k_{memb} es la conductividad térmica de la membrana y k_l es la conductividad térmica del líquido a la temperatura de referencia. La porosidad se debe

obtener experimentalmente con alguno de los métodos existentes. Para el caso del presente trabajo se utiliza una porosidad media de 0.5.

Figura 1-12. Límite de ebullición a diferentes temperaturas de saturación



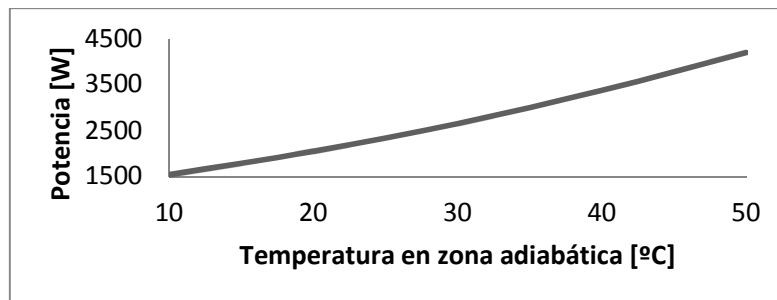
Límite de arrastre en el tubo de calor

Los límites de transferencia en un tubo de calor se han presentado haciendo la suposición que el líquido y el vapor sólo interactúan en la interface líquido vapor del evaporador y del condensador que es donde ocurre el cambio de fase. El límite de arrastre considera otra interacción entre el líquido y el vapor que se presenta a lo largo de toda la frontera de la membrana porosa y del área de flujo de vapor y tienen direcciones opuestas. Con el aumento de la velocidad del fluido de trabajo, se puede presentar arrastre del líquido en el vapor, haciendo que la cantidad de líquido que regresa al evaporador disminuya o llegue a desaparecer. Para hallar este límite se tiene la ecuación 1-19.

$$q_{\text{arrastre,max}} = A_v h_{lv} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{1/2} \quad (1-19)$$

Donde $r_{h,w}$ es el radio hidráulico del vapor y las otras propiedades son evaluadas a la temperatura de saturación del vapor.

Figura 1-13. Límite de arrastre a diferentes temperaturas de saturación

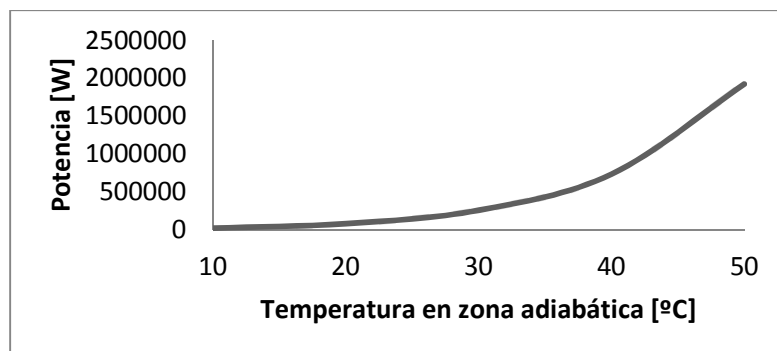


Límite viscoso en el tubo de calor

Se presenta este límite cuando las fuerzas viscosas son las dominantes en el flujo de vapor, en la cual se puede presentar que la presión de vapor en la zona de condensación llegue a cero. Se presenta principalmente en tubos de calor con metales líquidos como fluido de trabajo o en tubos de calor operando en temperaturas por debajo de las estimadas en el diseño y selección.

$$q = A_v \frac{d_v^2 h_{lv} \rho_v p_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (1-20)$$

Figura 1-14. Límite viscoso a diferentes temperaturas de saturación



Límite sónico en el tubo de calor

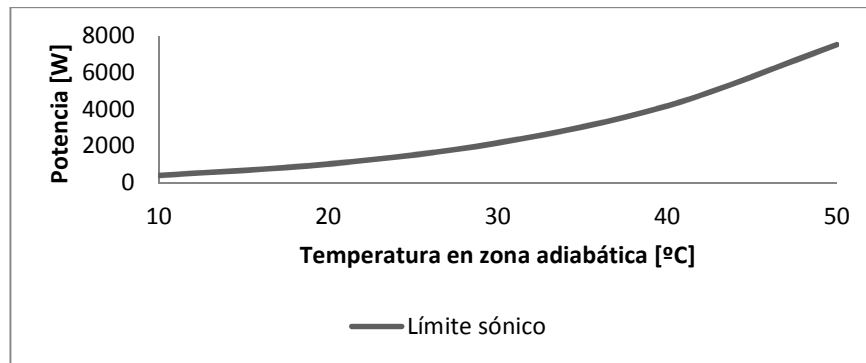
En el funcionamiento del tubo de calor, se tiene que al aumentar la transferencia de calor, el flujo de vapor debe aumentar, por lo que aumenta la velocidad de este de manera proporcional. Este aumento depende de la temperatura y se expresa de acuerdo a la ecuación 1-21.

$$q_{max,s} = A_v \rho_o h_{lv} \left(\frac{\gamma_v R_v T_o}{2(\gamma_v + 1)} \right)^{1/2} \quad (1-21)$$

Donde A_v es el área de flujo de vapor, ρ_o es la densidad inicial, $\gamma_v = 1,33$ se define como la razón de relaciones entre calor específico a volumen constante y a presión constante y R_v se define como el cociente entre la constante universal de los gases y le masa molar del agua, teniendo $\bar{R} = 8,314 \times 10^3 [\text{J/mol}\cdot\text{K}]$ y la masa molar del agua $M=18[\text{g/mol}]$.

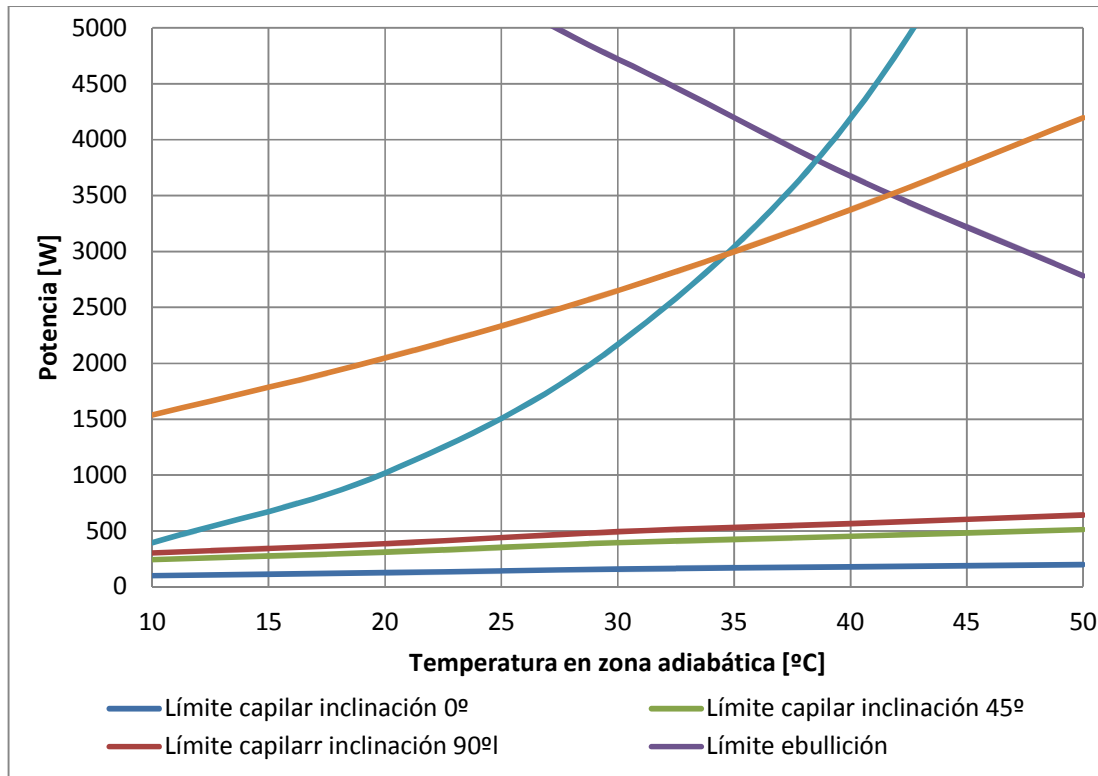
$$R_v = \frac{\bar{R}}{M} = \frac{8,314 \times 10^3}{18} \quad (1-22)$$

Figura 1-15. Límite sónico a diferentes temperaturas de saturación



La Figura 1-16 resume los límites de transferencia en el tubo estudiado. Se observa que el límite capilar es el que restringe la transferencia de calor en el tubo, siendo además el menor el límite capilar en el tubo de calor trabajando de manera vertical con el condensador en la parte superior, debido a la componente gravitacional que ayuda al retorno de condensado. Para las potencias y temperaturas en el rango de estudio, se tiene que el límite de ebullición es muy superior al límite capilar y que los otros límites no tienen ninguna incidencia en el transporte de calor. El límite capilar para las inclinaciones de 45 y 90° es mayor a 30W en el rango de temperaturas de saturación entre 10 y 50°C, por lo que el tubo cumple con las propiedades para transferir esta potencia térmica en este rango de temperatura y en esta inclinación de trabajo dada.

Figura 1-16. Límites de operación para el tubo de calor



De la **Figura 1-16** se observa que el límite que afectará el funcionamiento del tubo de calor en el rango de baja temperatura es el límite capilar, esto aplica para las inclinaciones del condensador estudiadas de 0, 45 y 90°.

1.7. Resistencias térmicas presentes en la transferencia de energía en un tubo de calor

La resistencia térmica de un tubo de calor es la sumatoria de una cantidad de resistencias térmicas presentes a lo largo de la fuente de calor hasta llegar al sumidero o receptor de esta energía. Al recibir energía de la fuente de calor, esta se encuentra con la primera resistencia presente en el tubo de calor, que es denominada la resistencia de pared en el evaporador y está expresada en la ecuación 1-23.

$$R_{pe} = \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2\pi l_e k_p} \quad (1-23)$$

Luego de la resistencia de pared en el evaporador, se encuentra otra resistencia en la combinación líquido medio poroso en el evaporador. Para esta se presenta la ecuación 1-24, en la cual la conductividad del medio debe ser hallada como la conductividad efectiva.

$$R_{liq-memb} = \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2\pi l_e k_{ef}} \quad (1-24)$$

La resistencia térmica en la interface líquido-vapor, se expresa en la ecuación 1-25, donde se tiene que ésta tiene un orden de magnitud menor que las resistencias predominantes y por ende se desprecia.

$$R_{ie} = R_{ic} = \frac{RT_s^2 (2\pi RT)^{1/2}}{h_{lv}^2 P_v A_v} \quad (1-25)$$

La resistencia térmica en el vapor se obtiene a partir de las expresiones de diferencias de presión y por la ecuación de Clapeyron presentadas en (Reay 2006).

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv}}{T_s (v_v - v_l)} \quad (1-26)$$

Donde v_v , v_l son volumen específico del vapor y del líquido respectivamente; si $v_l \ll v_v$, la ecuación 1-26 se puede simplificar de la siguiente manera:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv}}{T_s (v_v)} \quad (1-27)$$

Combinando la ecuación anterior con la ecuación de gas ideal, se tiene:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv} P}{RT_s^2} \quad (1-28)$$

$$R_v = \frac{\Delta T_v}{q} = \frac{RT_s^2 \Delta P_v}{h_{lv} P q} \quad (1-29)$$

$$R_v = \frac{T_v(P_{ve} - P_{vc})}{h_{lv}\rho_v q} \quad (1-30)$$

Donde R es la constante del gas \bar{R}/M y q es el calor máximo transferido de acuerdo al límite capilar por el tubo de calor a esa temperatura de saturación del vapor T_v .

La resistencia en la pared del condensador es similar a la presentada para la resistencia a la pared en el evaporador, teniendo en cuenta la longitud del condensador.

$$R_{pe} = \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2\pi l_e k_p} \quad (1-31)$$

El cálculo de las resistencias en cada uno de los componentes del tubo de calor permite luego plantear el circuito térmico equivalente, en el cual se harán simplificaciones, ya que algunas de estas resistencias tienen uno o varios órdenes de magnitud menos que las predominantes en el tubo, tal como se presenta a continuación.

1.8. Circuito térmico equivalente aplicado en tubos de calor

La analogía de la transferencia de calor con los circuitos eléctricos es de gran utilidad para el análisis de sistemas de transferencia con tratamiento unidimensional y en estado estacionario. La aplicación de esta analogía tiene gran precisión en el estudio de la transferencia por medio de tubos de calor. Para la aplicación del circuito térmico equivalente se debe determinar la resistencia térmica global del tubo de calor; esto con el fin de determinar la capacidad de éste para transferir calor, además de la diferencia de temperaturas que se tiene entre el evaporador y el condensador.

La resistencia térmica global se define en la expresión 1-32:

$$R_{TC} = \frac{T_e - T_c}{Q_{transf}} \quad (1-32)$$

Esta ecuación presenta que a una mayor diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador, el sistema tiene mayor dificultad de transferir calor. La resistencia

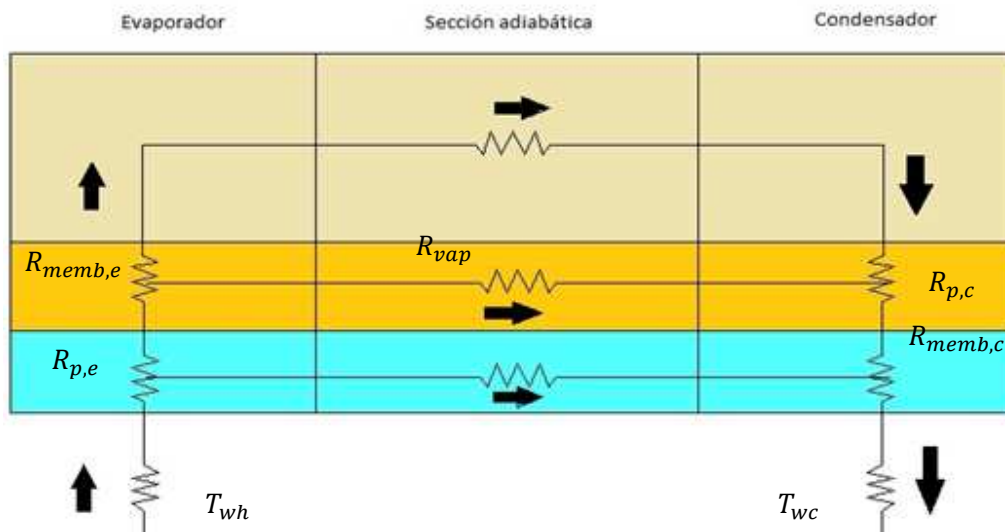
térmica equivalente se puede hallar con el circuito térmico equivalente para el tubo de calor que se vaya a trabajar.

El calor transferido al tubo de calor en el evaporador puede ser convección, radiación, conducción. Según sea el mecanismo de transferencia de calor, se calcula con los métodos conocidos para flujo externo a través de un tubo. La fuente de calor lo transferirá al tubo de calor generalmente por convección o radiación, por lo que se pueden utilizar los modelos conocidos para cálculo de coeficientes de transferencia entre un fluido y un tubo. Si la transferencia de calor se da por medio de conducción, se debe tener en cuenta una resistencia de contacto entre la fuente y la pared del tubo. Luego que el calor haya sido transferido al tubo de calor, éste se puede transferir de manera axial por la pared del tubo por conducción sin tener contacto con el fluido de trabajo. Por este mecanismo de transferencia se tiene que la conductividad térmica y la geometría del tubo hagan que sea poca la cantidad de calor transferida, por lo que generalmente es despreciada.

Otra forma que tiene el calor para transferirse es de manera radial, en la cual se transporta desde la pared exterior del tubo hasta la pared interna del tubo; al alcanzar la pared interna del tubo, el calor es transferido al medio poroso del tubo de calor; cabe anotar que las resistencias de contacto entre el tubo y el medio poroso generalmente es despreciado. Al llegar al medio poroso el calor puede continuar en manera de conducción axial por el medio poroso o en conducción radial, la cual es dominante debido a la geometría del medio poroso.

El cambio de fase del fluido de trabajo ocurre dentro del medio poroso; para el modelamiento de la resistencia térmica asociada al cambio de fase, se considera que se da en la zona de frontera entre el medio poroso y el canal hidráulico del vapor. De allí el fluido evaporado se dirige hacia la zona de condensación debido a un gradiente de presión del vapor. Al llegar a la región de condensación, el vapor debe pasar hasta la membrana porosa, entregando el calor, además considerando que tiene las mismas resistencias a la transferencia de calor contenida en el fluido hasta la fuente de sumidero. Las resistencias térmicas fuera del evaporador y del evaporador en el tubo de calor, influyen en la temperatura de trabajo del tubo; éstas además dependen del arreglo de tubos y del tipo de transferencia que se da entre el medio y el tubo.

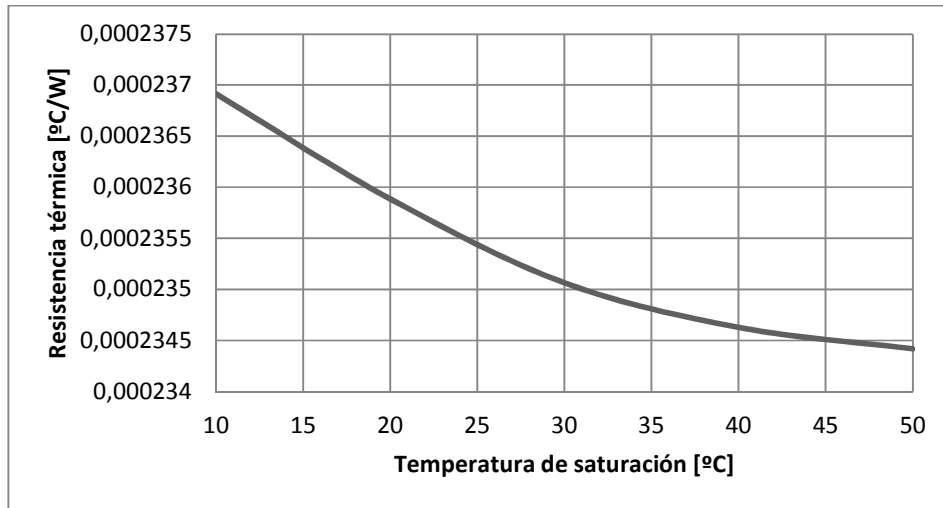
Figura 1-17. Resistencias térmicas en un tubo de calor



Según (Asselman & Green 1973), en su trabajo presentaron los órdenes de magnitud de las resistencias que componen el tubo de calor. De acuerdo a lo anterior, muchas de éstas se pueden despreciar, ya que no influyen en la precisión del resultado por tener menor orden de magnitud que las resistencias predominantes; por lo tanto, para el modelamiento de la resistencia del tubo de calor se calcularán la resistencia axial del vapor, la resistencia radial en el contenedor, la resistencia radial en el medio poroso y la resistencia radial tanto del vapor tanto en el condensador como en el evaporador.

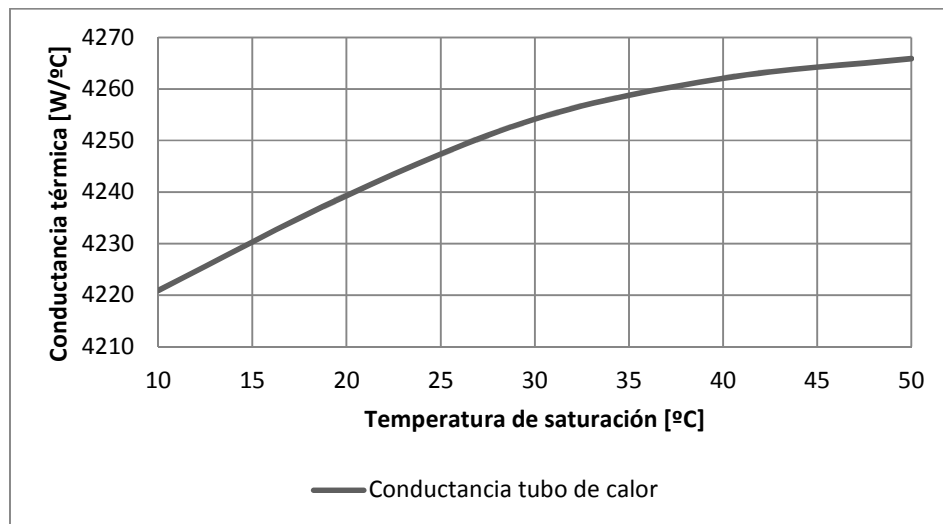
La resistencia térmica teórica del tubo de calor se halla sumando las resistencias de cada uno de los componentes que la integran, teniendo en cuenta si éstas se encuentran en serie o en paralelo. Siguiendo lo anterior la Figura 1-18 presenta la resistencia térmica teórica del tubo de calor en estudio.

Figura 1-18. Resistencia térmica teórica del tubo de calor



Teniendo que la conductancia térmica equivalente del tubo de calor es el inverso de la resistencia térmica, la Figura 1-19 presenta el comportamiento de ésta de acuerdo a la temperatura de saturación.

Figura 1-19. Conductancia térmica teórica del tubo de calor



De la **Figura 1-19** se observa que el tubo de calor se acerca teóricamente a un funcionamiento isotérmico, ya que puede transferir más de 4000W a las temperaturas de saturación presentadas en el gráfico con un gradiente de temperatura de 1°C.

1.9. Evaporación de película descendente

Los evaporadores de película descendente son ampliamente utilizados en la industria, debido a que estos pueden evaporar a diferencias de temperatura medias más pequeñas comparándolos con otros tipos de intercambiadores; esto se debe a que este tipo de evaporadores están libres de la cabeza estática presente en la columna líquida que sí existe en otros tipos de intercambiadores de evaporación (Chens 1998). Esta diferencia de temperatura está comúnmente entre 3-8°C otros tipos de evaporadores tienen la diferencia de temperatura entre 15-30°C. Además la evaporación de película (Chens 1998) presenta altos coeficientes de transferencia de calor, y, debido a la ausencia de una cabeza hidrostática las caídas de presión son muy pequeñas.

1.9.1. Principios de funcionamiento

En muchas aplicaciones en las cuales se trabaja con evaporación de película se tiene que la evaporación se da desde la superficie del tubo, con separación de líquido en la parte inferior del tubo. Los coeficientes de transferencia de calor por película dependen de la hidrodinámica de la película de refrigerante que rodea el tubo. Según (Hewitt 1995) este tipo de evaporación se puede dividir en puramente laminar, laminar ondulado y flujo completamente turbulento, enmarcados en cada uno de estos rangos por el número de Reynolds y el número de Kapitza. El mecanismo de transferencia de calor en película de flujo laminar es por conducción a través de la película; teniendo que a películas más delgadas a velocidades más bajas la transferencia de calor se incrementa. Los evaporadores de película descendente tienen una gran aplicación en los procesos de las industrias químicas, alimento y papel (Karimi & Kawaji 1998). Además, en este tipo de evaporadores no se tiene columna de líquido como en otro tipo de evaporadores, por lo que no se requieren grandes diferencias medias de temperatura para su funcionamiento; generalmente esta temperatura está entre los 3 y 8°C tal como se presentan en los estudios de (Tang et al. 2002) y (Krupiczka et al. 2002). Algunos tipos de evaporadores requieren de entre 15 y 30°C para lograr la evaporación. Este tipo de evaporadores tienen coeficientes generalmente altos, dado que se tiene una ebullición de superficie, y la ausencia de cabezas de presión debido a columnas de líquido hace que trabajen a presiones absolutas muy bajas. Los tiempos de residencia son relativamente cortos, debido a esto, se tiene que este tipo de evaporadores son utilizados particularmente para la evaporación de sustancias con una entalpía de evaporación baja, y aún más cuando

se desea hacer separación de sustancias (Palen, J.W., Wang, Q. and chen 1994) referenciado por (Chens 1998).

Bajo un diseño correcto de este tipo de evaporadores, se tiene la ausencia de ebullición nucleada y además, por las bajas diferencias de temperatura y una película uniforme sobre el tubo se tiene una reducción en la tendencia a formar capa de suciedad en la superficie (Morison et al. 2006). En resumen, este tipo de evaporador presenta un alto coeficiente de calor, un tiempo de residencia corto en la superficie del tubo; además este intercambiador se recomienda cuando se busca evitar ebullición nucleada, además para trabajar con caídas de presión muy pequeñas que generalmente se puedan despreciar.

Los evaporadores de película descendente generalmente son alimentados desde la parte superior de tubos con diferentes tipos de arreglos y el líquido a evaporar desciende por efecto de la gravedad formando la película en la pared (Du et al. 2002). El diseño de estos equipos generalmente ubica el fluido a evaporar dentro del tubo y se utiliza vapor a condensar como medio de calentamiento; además, el vapor se utiliza en contracorriente con la película líquida. Ambas corrientes se mantienen separadas por la pared de los tubos. Otros tipos de evaporadores de película son los evaporadores de película descendente horizontal, que son utilizados ampliamente en la desalinización y refrigeración, este tipo de intercambiador funciona haciendo fluir el líquido a evaporar por la parte externa de los tubos, haciéndolos pasar encima de un tubo a otro en forma de goteras, chorros o película continua (Binglu R., Huan L 2012). Debido a que el flujo de líquido pasa de un tubo a otro, la transferencia de calor es más alta que los evaporadores de película descendente vertical, además se tiene una caída de presión menor (Phong & Van 2009). Para este tipo de evaporadores se utilizan boquillas o placas perforadas para lograr la distribución de líquido en los tubos; además no es recomendable para utilización en equipos con tendencia a la recolección de suciedad.

1.10. Modelo de película descendente

Para el modelo de película descendente utilizado en el evaporador se define primero la tasa mínima de entrada de refrigerante a cada uno de los tubos de calor, ya que se debe cuantificar para evitar al máximo los parches secos en el tubo de calor, evitando la disminución del coeficiente global de transferencia de calor y la formación de película de

suciedad en el tubo. Luego se determina el flujo máximo para cada uno de los refrigerantes utilizados, dependiendo del calor que se debe transferir desde los tubos de calor. Por último, teniendo el flujo de refrigerante se debe hallar el coeficiente global de transferencia, partiendo de las correlaciones presentadas en la literatura, que permitan hallar la cantidad de calor transferida al refrigerante, que será crucial para el modelamiento de la bomba de calor.

1.10.1. Tasa mínima de mojado del tubo

Según (Morison et al. 2006); Para que el evaporador funcione correctamente bajo condiciones estables de operación se debe estimar una tasa mínima que se debe mantener sobre éste. Dado que si no se alcanza a suministrar el suficiente líquido, éste formará estelas sobre el tubo y dejará partes secas o parches que reducirán la tasa de transferencia de calor, además de aumentar la probabilidad de formación de capa de suciedad. La tasa mínima de refrigerante por unidad de circunferencia Γ_{min} se define como el flujo de líquido que se debe mantener para tener una película continua sobre el tubo. La tensión superficial y el ángulo de contacto juegan una fuerte influencia comparado con la viscosidad y la densidad.

(Hartley, D.E. and Murgatroyd 1964), en su trabajo, propusieron un modelo para hallar la tasa mínima de refrigerante, presentado en la ecuación 1-33,

$$\Gamma_{min} = 1.69 \left(\frac{\mu\rho}{g} \right)^{1/5} \sigma (1 - \cos(\theta))^{3/5} \quad (1-33)$$

Donde σ es la tensión superficial, θ es el ángulo de contacto, μ es la viscosidad dinámica y g es la gravedad. (El-Genk 2001), presentó una revisión acerca de los trabajos previos para desarrollar expresiones analíticas para tasas mínimas de mojado. De su trabajo obtuvo la expresión 2-40 para calcular la tasa mínima en la cual empieza a aparecer un parche seco sobre el tubo.

$$\Gamma_{min} = \left(\frac{\rho\mu\sigma^3}{g} \right)^{0.2} (0.67(1 - \cos(\theta))^{0.623} + 0.25(1 - \cos(\theta))^{2.09}) \quad (1-34)$$

Para los alimentadores del refrigerante sobre el tubo, se tiene que el flujo a través de un agujero se describe por la ecuación de Torricelli, tal como se presenta en la ecuación 1-35.

$$Q = C_d A \sqrt{2gh} \quad (1-35)$$

Donde h es la altura del líquido desde la base del agujero hasta la superficie del líquido, C_d es el coeficiente de descarga que varía con el Re , con el espesor de la placa y el radio de la placa en la entrada del agujero.

Para estimar $\sqrt{2gh}$ se calcula un Re alternativo que depende de h , de la siguiente manera

$$Re_h = \frac{D \sqrt{2gh\rho}}{\mu} \quad (1-36)$$

1.10.2. Balance de energía en el evaporador

Asumiendo que el calor ganado por el refrigerante es el mismo transferido por el arreglo de tubos, se tiene la ecuación 1-37

$$(\dot{m} * \Delta h)_{ref} = Q_{ahorrado} \quad (1-37)$$

La piscina de dosificación trabaja distribuyendo el refrigerante entre todos los tubos de calor, por lo tanto, para cada uno corresponde evaporar la misma cantidad de líquido. El régimen en la evaporación de película descendente está definido por el número de Reynolds del flujo en su funcionamiento, expresado en la ecuación 1-38.

$$Re_{película} = \frac{\Gamma}{\mu} \quad (1-38)$$

Donde Γ representa el flujo másico alrededor del tubo y μ la viscosidad dinámica del fluido. Según (Chens 1998), Para Reynolds de película menores a 30, el régimen de la película se encuentra en flujo laminar, el cual presenta una correlación empírica presentada en la ecuación 1-39.

$$Nu_{pel\acute{u}cula,laminar} = 1.1Re_{pel\acute{u}cula}^{(-\frac{1}{3})} \quad (1-39)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusi3n de cantidad de movimiento}}{\text{velocidad de difusi3n de calor}} = \frac{C_p\mu}{k} \quad (1-40)$$

En estas correlaciones aparece el n3mero de kapitza, que se define como $Ka = \frac{g\mu_l^4}{\rho_l\sigma^3}$, el cual adem3s presenta la ventaja de ser un n3mero que depende del fluido mas no del flujo (Chang 1994). (Chun, K. R. and Seban 1971), realizan experimentos con diversas sustancias y hayan la correlaci3n de los datos obtenidos para la regi3n laminar ondulada, de la siguiente manera:

$$h^* = h \frac{(\nu^2/g)^{1/3}}{k} = Nu_{pel\acute{u}cula,laminar\ ondulado} = 0.82Re_{pel\acute{u}cula}^{(-0.22)} \quad (1-41)$$

Donde ν es la viscosidad cinem3tica del fluido, g la gravedad y k la conductividad t3rmica del fluido. Por 3ltimo, para flujo turbulento, se obtiene la expresi3n 1-42.

$$h^* = Nu_{pel\acute{u}cula,turbulento} = 0.0038Re_{pel\acute{u}cula}^{(0.4)}0.0038Pr_{pel\acute{u}cula}^{(0.65)} \quad (1-42)$$

El Reynolds de transici3n cr3tica para definir el r3gimen del flujo entre laminar ondulado y turbulento, est3 dando por la siguiente expresi3n:

$$Re_c = 5900/Pr^{1.06} \quad (1-43)$$

$$Re_c = 0.215/Ka^{1/3} \quad (1-44)$$

Las anteriores relaciones aplican para Pr menores de 7. El Pr promedio para el intervalo de temperaturas de saturaci3n estudiadas es de 2.7, por tanto se pueden aplicar estas correlaciones.

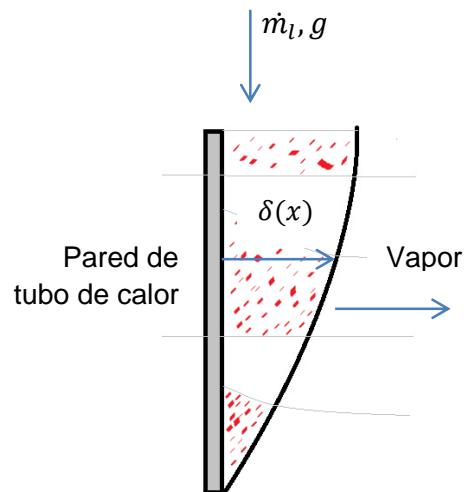
La pared del tubo de calor transfiere el calor al refrigerante de acuerdo a la Ley de Newton, de la siguiente manera:

$$q''_{pared} = h(T_{sat} - T_{pared}) = h\Delta T_e \quad (1-45)$$

$$\Delta T_e \equiv (T_{sat} - T_{pared}) = \text{exceso de temperatura} \quad (1-46)$$

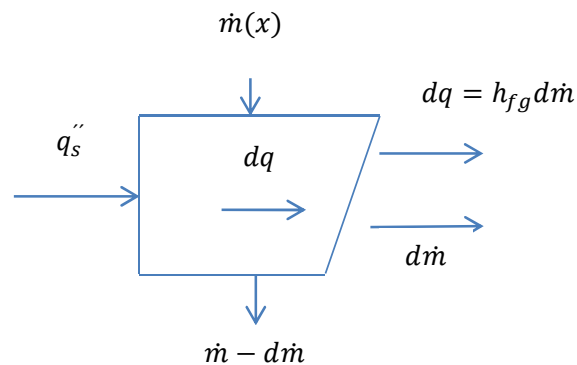
La película de refrigerante se origina en la parte superior del tubo, ya que esta parte es donde se va a recibir de la piscina de distribución. En dirección descendente, el flujo másico \dot{m} de refrigerante y el espesor ε disminuye a medida que desciende, debido a la evaporación que se presenta en la interfaz líquido-vapor que está en la temperatura de saturación T_{sat} . Se presenta una transferencia de calor desde la superficie del tubo a la película, ya que la superficie tiene una temperatura mayor a la temperatura de saturación del refrigerante. Se espera que la temperatura de la película lleve al refrigerante a vapor saturado.

Figura 1-20. Perfil de evaporación de película descendente



Para el análisis de la evaporación se asume flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida, además líquido como sustancia pura y temperatura uniforme igual a T_{sat} . Y Las propiedades escalares no variarán en un punto dado un campo gravitacional, o sea, por efectos de advección, dado a las bajas velocidades en las que se presentará la película. La transferencia de calor en la película sólo se dará por conducción, teniendo la distribución de temperaturas en el líquido de manera lineal.

Figura 1-21. Elemento diferencial para el análisis de transferencia de calor



Para el cálculo de la velocidad de evaporación del fluido de trabajo se tiene la expresión 1-47:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{q}}{h_{fg}} \quad (1-47)$$

Tabla 1-1. Propiedades del refrigerante R22

Temperatura de saturación [°C]	Presión [kPa]	Densidad [kg/m ³]		entalpía [J/kg]		
		liquido	vapor	liquido	calor latente	vapor
0	498	1285	21,215	44624	205520	250143
5	584	1268	24,779	50531	201413	251945
10	681	1250	28,808	56523	197098	253621
15	789	1232	33,348	62557	192656	255213
20	910	1213	38,457	68716	187963	256679
25	1,044	1194	44,2	74959	183103	258062
30	1,192	1174	50,654	81328	177991	259319

1.11. Análisis de intercambiador de tubos de calor

El presente trabajo presenta un método por diferencias finitas basado en el modelo de conductancia (B.J. Huang 1985) en el cual se estudia la transferencia de calor general del intercambiador. Se divide el intercambiador en N secciones, la cual tiene una fila de tubos homogéneos en sus propiedades físicas; además se desprecian las pérdidas en las paredes hacia el ambiente, por lo que se tiene la ecuación 1-48.:

$$q_{TC,j} = n_j \left(\frac{1}{R_j} \right) (\bar{T}_{h,j} - \bar{T}_{c,j}) \quad (1-48)$$

El calor transferido por cada fila j es la suma de los n tubos que la conforman, Donde R_j es la resistencia térmica de cada tubo de la fila j y $\bar{T}_{h,j}$, $\bar{T}_{c,j}$ son las temperaturas promedio del lado caliente y frío respectivamente en la fila j .

$$\bar{T}_{h,j} = \frac{\bar{T}_{h,j} - \bar{T}_{h,j-1}}{2} \text{ y } \bar{T}_{c,j} = \bar{T}_{c,j-1} \quad (1-49)$$

Considerando el lado frío en el intercambiador como la temperatura del vapor del tubo de calor, suponiendo que ésta es constante, se tiene que la temperatura del sumidero de la fila j_n , es igual a la fila j_{n-1} .

$$R_j = \left(\frac{1}{h_e A_e} \right)_j + \left(\frac{1}{UA} \right)_{hp} + \left(\frac{1}{h_c A_c} \right)_j \quad (1-50)$$

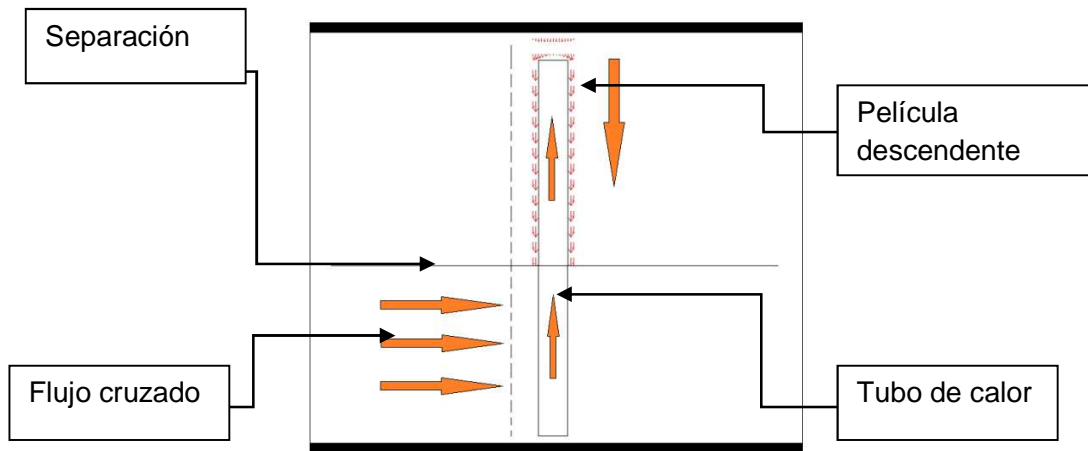
La resistencia térmica global del intercambiador de calor se define entonces como un circuito en serie, donde el primer término es el $1/h_e A_e$ y depende del coeficiente convectivo para flujo externo en un banco de tubos de calor. El término $(1/UA)_{TC}$ se calculó teóricamente y se halló experimentalmente. El tercer término $1/h_c A_c$ para el intercambiador del presente trabajo se halla por coeficientes de transferencia de calor hallados experimentalmente y reportados en la literatura para película descendente y presentados en el capítulo anterior.

El calor total que puede transferir el banco de tubos se define como la sumatoria de la transferencia de calor de todas las filas que conforman el banco de tubos, tal como se presenta en la ecuación 1-51.

$$Q = \sum_{j=1}^N q_{hp,j} \quad (1-51)$$

$$T_{h,j} - T_{h,j-1} = -n_j \left(\frac{1}{R_j} \right) (\bar{T}_{h,j} - \bar{T}_{c,j}) \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} \quad (1-52)$$

Figura 1-22. Diagrama del intercambiador de calor utilizado



1.11.1. Modelo de cálculo para el dimensionamiento del equipo

En el diseño del equipo se debe tener en cuenta las temperaturas de entrada y salida de las corrientes caliente y frías; por lo general se cuenta con la temperatura de entrada, por lo que se debe definir las temperaturas de salida calculando una transferencia de calor deseada o fijando una temperatura para realizar los cálculos. Con lo anterior se logran obtener los coeficientes globales de transferencia y el área requerida de intercambio. Para el modelo se desprecian pérdidas de calor al ambiente y se supone cambio de fase únicamente en el intercambio de calor al refrigerante.

El proceso de transferencia en el banco de tubos de calor se modelará en dos partes; la primera es la transferencia de calor desde la fuente de desecho hasta la zona de evaporación del tubo de calor; la segunda es la transferencia de calor desde la zona de condensación del tubo de calor hasta la fuente fría. Estos dos procesos estarán unidos luego por una resistencia térmica que es la resistencia térmica del tubo de calor.

La cantidad de calor a retirar será la cual sólo utilice el calor sensible del agua contenida en el aire húmedo que se utiliza como fuente de calor. Por tanto, se parte de la recuperación de calor de una temperatura inicial de 45°C hasta llevarlo a una temperatura final de 35°C.

$$Q = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{cal} - T_{frio}) = UA \Delta T_{ml} \quad (1-53)$$

Definiendo la temperatura de entrada y salida de la fuente de energía, se obtiene el calor a recuperar

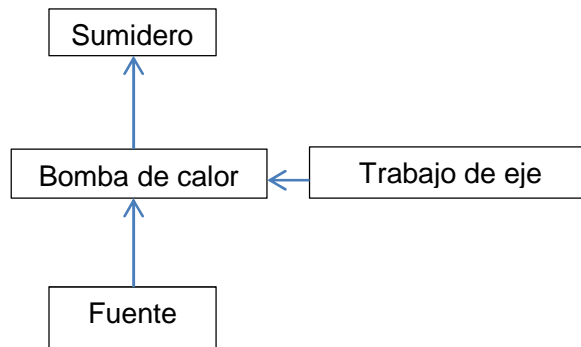
$$Q = \dot{m}_{aire} \bar{C}_{p_{aire}} (T_{cal} - T_{frio}) \quad (1-54)$$

1.12. Bombas de calor

Las bombas de calor son ampliamente utilizadas en los procesos de recuperación de calor de desecho en las industrias para reducir la energía en la línea de desecho y utilizado como medio de calentamiento o precalentamiento (Wongsuwan et al. 2001). Estas son utilizadas en diferentes sectores industriales, tanto en ciclo de compresión de vapor en ciclo abierto como en ciclo cerrado (Chua et al. 2010). Este mismo autor realiza una clasificación de las áreas que se vienen dando los nuevos avances en la tecnología de las bombas de calor, entre las cuales se encuentra la eficiencia energética, que abarca la recuperación de energía y el mejoramiento del desempeño y el estudio de nuevos refrigerantes. Para aplicación en el rango de temperaturas dada en el planteamiento del problema, la bomba de calor que se utilizará permite el uso del refrigerante R22, así como otro tipo de refrigerantes o la mezcla de éstos, debido a que, de manera inicial el equipo está proyectado para trabajar bajo varias condiciones de fluido refrigerante, debido a los convenios internacionales que intentan disminuir la utilización de los compuestos fluorocarbonados.

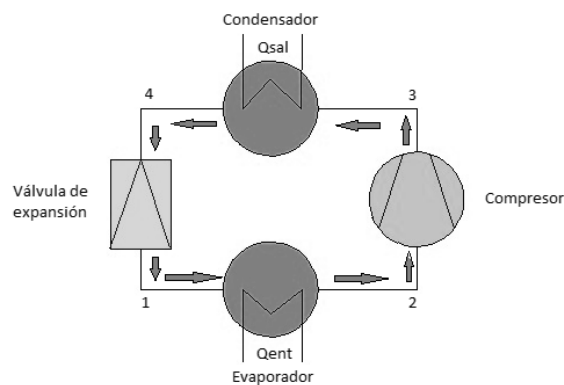
Una bomba de calor es una máquina térmica que es capaz de transportar energía en forma de calor desde una fuente fría a una más caliente, agregándole trabajo a un compresor. El funcionamiento consiste en mover el calor de un lugar a otro aprovechando la propiedad de cambio de fase de una sustancia, la cual es la que recibe y cede el calor en el proceso. La bomba de calor por lo tanto tiene una sustancia que cambia de estado cuando cede o entrega calor.

Figura 1-23. Funcionamiento de una bomba de calor



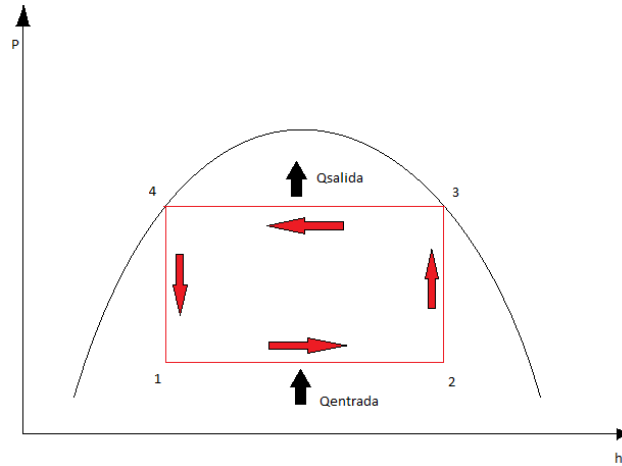
Para lograr lo anterior, la bomba de calor consta de elementos que le permita llevar a cabo su función, los cuales se observan en la Figura 1-24.

Figura 1-24. Diagrama bomba de calor



El fluido refrigerante entra al compresor desde el punto 2 al punto 3, el cual le aumenta la presión y la temperatura, por ende aumentándole la entalpía; luego se dirige al condensador desde el punto 3 al punto 4, en el cual éste entrega el calor a un sumidero, logrando bajar su temperatura y condensándose, para luego pasar a una válvula de expansión isoentálpica desde el punto 4 al punto 1, que hace que el refrigerante al pasar por ésta, disminuya su presión y pase en estado líquido; esto con el fin de entrar luego al evaporador en estado líquido y ganar el calor que se transfiere de la fuente desde el punto 1 al punto 2, para ser evaporado como vapor saturado y así entrar nuevamente al compresor.

Figura 1-25. Diagrama P-h del ciclo de Carnot reversible



Del diagrama P-h se observa que el COP se puede expresar como $COP = (h_3 - h_2) / (h_2 - h_1)$ y donde $h_3 = h_2 + W$ y donde $h_4 = h_1 = h_2 - Q_{entrada}$ se tiene entonces que el $COP = 1 + Q_e / W$. W es el trabajo del compresor, Q_e , Q_s son los calores de entrada y salida respectivamente.

La ventaja que presentan las bombas de calor, es lo que se conoce como el COP o coeficiente de desempeño, el cual se define como la cantidad de unidades de energía transferida por unidad de energía consumida para realizar la compresión; tal como lo describe la siguiente expresión

$$COP = \frac{Q_{condensador}}{W_{compresor}} \tag{1-55}$$

Además las bombas de calor se pueden clasificar en dos grupos que son: bombas con intercambio aire-aire y bombas con intercambio aire-agua. Las primeras consisten en sistemas de obtención de la energía a partir de una corriente de aire y la transfieren a un sumidero de aire en terminal o sistema centralizado; la segunda obtiene energía de una fuente de aire y la transfiere a un sumidero en fase líquida, que luego puede servir para intercambiar calor a corrientes de aire.

El cálculo del refrigerante específico neto q_{om} es el resultado de la diferencia que tienen que las entalpías del refrigerante a las presiones de entrada y salida h_{in} h_{sal} [kJ/kg]

$$q_{om} = h_2 - h_1 \tag{1-56}$$

El caudal másico de refrigerante es la cantidad de refrigerante que debe circular por el evaporador por unidad de tiempo para captar el calor y transferir la potencia térmica que se requiere. El refrigerante que se requiere para esto es movido por el compresor. El caudal másico C_m [kg/h] es el cociente entre la potencia térmica P_f y el efecto refrigerante específico neto q_{om} .

$$C_m = \frac{P_f}{q_{om}} = \frac{P_f}{h_2 - h_1} \quad (1-57)$$

La diferencia entre la entalpía de salida y la entalpía de entrada en el compresor multiplicado por el flujo másico da la potencia teórica.

$$\Delta h_{compresor} = h_{salida} - h_{entrada} \quad (1-58)$$

$$P_{teórica} = \Delta h_{compresor} * C_m \quad (1-59)$$

2. Estudio experimental

El estudio experimental consistió esencialmente de dos partes; la primera fue el estudio de la transferencia de calor del tubo de calor en laboratorio basado en el estudio de (Loh et al. 2005), en la cual se varió la inclinación del tubo desde 0° a 45° y luego a 90°; además en cada inclinación se varió la potencia eléctrica hasta máximo de 300 vatios y la temperatura del baño térmico en 15°C, 30°C y 40°C. En cada una de estas condiciones a las que se sometió el tubo de calor, se midió la temperatura de la pared a través del tubo, la temperatura del baño térmico a la entrada y a la salida.

La segunda parte fue la medición de las variables del intercambiador de calor con tubos de calor que permitieran realizar los balances para cuantificar el ahorro energético con el sistema de recuperación de calor. Estas variables medidas a la entrada y salida del intercambiador fueron la velocidad del aire, humedad relativa y la temperatura. Otras variables del sistema de recuperación se midieron con la instrumentación diseñada para el equipo, entre las que se cuenta las temperaturas y presiones del refrigerante a través del ciclo. Como mediciones complementarias se efectuó el seguimiento a la temperatura y al caudal del agua, temperatura de los quemadores y temperatura del ambiente.

2.1. Medición de la resistencia térmica de un tubo de calor

En un intercambiador de calor por tubos de calor, el calor transferido se puede definir en la expresión 2-1 (B.J. Huang 1985) :

$$q_{hp} = \left(\frac{1}{R}\right)(\bar{T}_h - \bar{T}_c) \quad (2-1)$$

Donde R es la resistencia térmica del tubo de calor y \bar{T}_h , \bar{T}_c son las temperatura promedio de la fuente y del sumidero de energía. Dada la anterior ecuación, la utilización

de los tubos de calor como intercambiadores de calor, requiere que se conozca la resistencia térmica total del sistema, dado por la siguiente ecuación (B.J. Huang 1985):

$$R = \left(\frac{1}{h_e A_e}\right) + \left(\frac{1}{UA}\right)_{hp} + \left(\frac{1}{h_c A_c}\right) \quad (2-2)$$

Donde h_e y h_c son coeficientes de transferencia de calor en el evaporador y condensador que se pueden determinar con las ecuaciones y correlaciones ampliamente descritas en la literatura. El objetivo del presente capítulo es presentar el procedimiento que se siguió para medir la resistencia térmica de un tubo de calor a diferentes condiciones de operación, esto es, variando la potencia eléctrica, la temperatura del sumidero y la inclinación del tubo. Para lograr lo anterior, se realizó lo siguiente:

- Programar temperatura del baño térmico (15°C, 30°C, 40°C)
- Aplicar potencia eléctrica de 10-300W de manera escalonada cada 20 minutos
- Realizar mediciones a 0°, 45° y 90° de inclinación y repetir los pasos anteriores.

En el proceso de realizar la experimentación realizando el cambio en las variables anteriores, se requieren algunas ecuaciones que permitan hallar los valores que se requieren para realizar los balances de transferencia de los tubos de calor; por tanto, el calor transferido por un tubo de calor se define con la siguiente ecuación (A Faghri 1994),(B.J. Huang 1985):

$$q_{TC} = (UA)_{TC}(T_{pe} - T_{pc}) \quad (2-3)$$

Donde T_{pe}, T_{pc} son las temperaturas de pared en el evaporador y condensador respectivamente y $(UA)_{TC}$ es la conductancia específica desde la sección de evaporación hasta la sección de condensación, por lo que se puede calcular experimentalmente con la siguiente ecuación:

$$(UA)_{TC} = \frac{q_{TC}}{(T_{pe} - T_{pc})} \quad (2-4)$$

$$R_{TC} = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{P_e} \quad (2-5)$$

Donde R_{TC} es la Resistencia térmica global del tubo de calor, \bar{T}_{eva} es la temperatura media en el evaporador, \bar{T}_{cond} y la temperatura media en el condensador, medidas en la superficie del tubo y donde P_e es la potencia efectiva transferida por el tubo.

La temperatura de referencia para la zona adiabática se define en la expresión 2-6.

$$T_v = \frac{T_{wh}l_e + T_{wc}l_c}{l_e + l_c} \quad (2-6)$$

Para el presente estudio, se utilizó un tubo de calor comercial de la empresa Thermacore que tiene las mismas especificaciones de los tubos de calor utilizados en el sistema de recuperación de energía, el cual tiene las dimensiones y materiales presentadas en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1. Dimensiones y materiales del tubo de calor

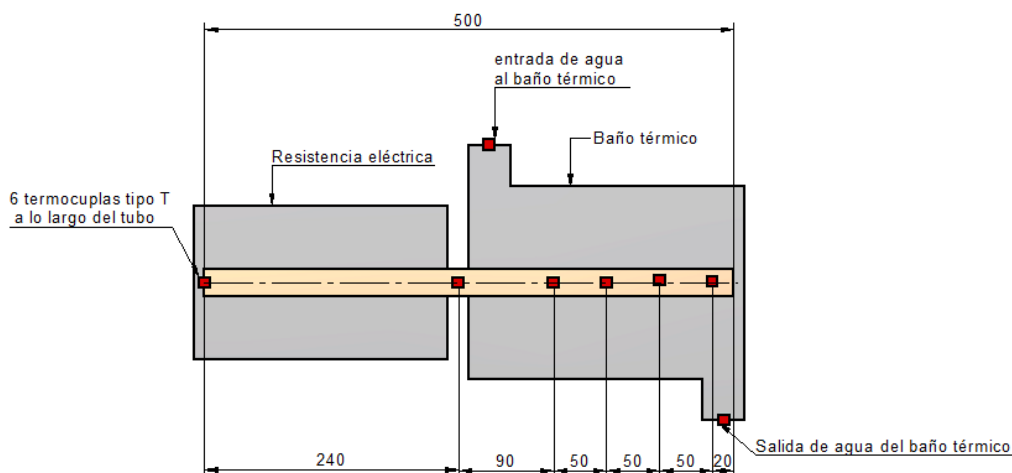
ESPECIFICACIONES DEL TUBO DE CALOR	
Longitud efectiva	0.500 [m]
Diámetro externo	0.0254 [m]
Espesor de la pared	8.128×10^{-4} [m]
Material de la pared	Cobre
Estructura de la membrana	Sinterizado
Material de la membrana	Cobre
Fluido de trabajo	Agua

Otras propiedades del tubo de calor, como la porosidad, diámetro de poro, diámetro de partícula metálica, permeabilidad, entre otras, serán tomadas a partir de la revisión bibliográfica y se propone realizar las mediciones para un estudio posterior.

2.1.1. Montaje experimental para medición de la resistencia térmica en el tubo de calor

La distribución de los termopares en el montaje obedece a las limitaciones que presentan los dispositivos experimentales para su montaje, tal es el caso de la resistencia térmica, el cual sólo permite ubicar un termopar en el extremo del tubo y otra en la zona adiabática del tubo de calor; para el balance de energía en el baño térmico se cuenta con el aforo de caudal en éste y un termopar a la entrada y a la salida. Los termopares tipo T son conectados a una tarjeta de adquisición National Instruments NSX2000, la cual se comunica con un ordenador y presenta los datos y los procesa en el Software Labview® 9.0. El diagrama de instrumentación del tubo de calor se presenta en la Figura 2-1.

Figura 2-1. Diagrama de la ubicación de termopares en el montaje experimental



En el montaje anterior, se observan 6 termopares tipo T a lo largo del tubo; además de dos termopares ubicados a la entrada y salida del baño térmico. Todos estos se conectan a una tarjeta de adquisición de datos para almacenar las mediciones realizadas. Para el análisis del tubo, se dispondrá una zona de evaporación y condensación de 240 mm cada una, una zona adiabática de 20mm, para un total de 500 mm. De longitud total. El montaje experimental fue realizado en el Laboratorio LABTUCAL, de la Universidade Federal de Santa Catarina (Florianópolis-Brasil) y se presenta desde la Figura 2-2 hasta la Figura 2-4.

Figura 2-2. Montaje de los termopares en el tubo de calor



En la **Figura 2-2** se presenta la ubicación de los termopares, las cuales se realizan con cinta de alta conductividad y luego se aíslan puntualmente con teflón, para que la medición de temperatura se realice en la superficie del tubo y no en la temperatura del agua. La **Figura 2-3** presenta el montaje ya con la resistencia eléctrica y el baño térmico, todo pivotando sobre una prensa que será la que permita variar el ángulo de inclinación.

Figura 2-3. Montaje experimental sin aislamiento.



El baño térmico utilizado es un Lauda Ecostar E200 que permite variar la temperatura del baño, además se ubican la entrada y la salida de agua de manera que el baño térmico

siempre mantenga el tubo sumergido en éste. La Figura 2-4, presenta además el sistema aislado con silicato de calcio para disminuir las pérdidas de calor.

Figura 2-4. Montaje experimental aislado

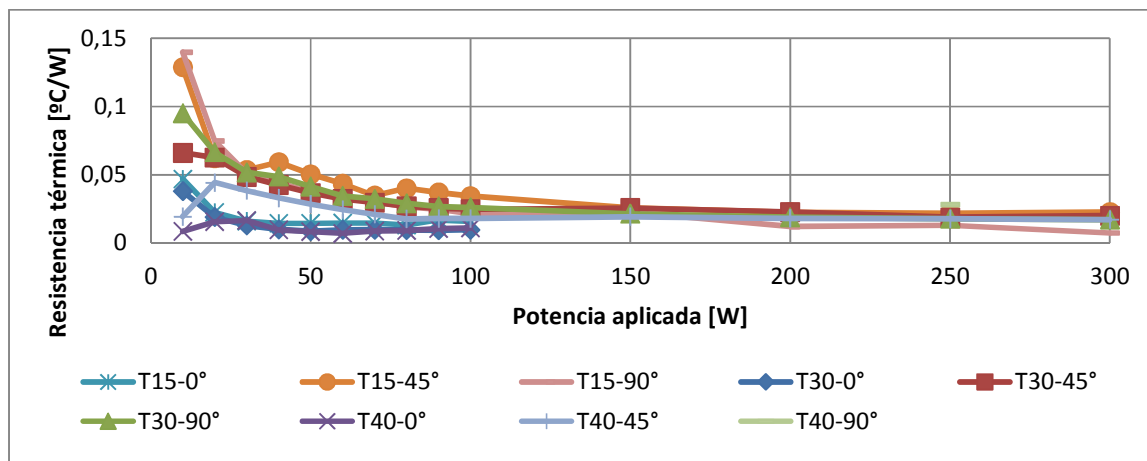


La Figura 2-4 presenta el montaje del aislamiento, realizado con silicato de calcio. Además del baño térmico utilizado para mantener constante las temperaturas de entrada a la zona de condensación

2.2. Resistencia térmica en el tubo de calor

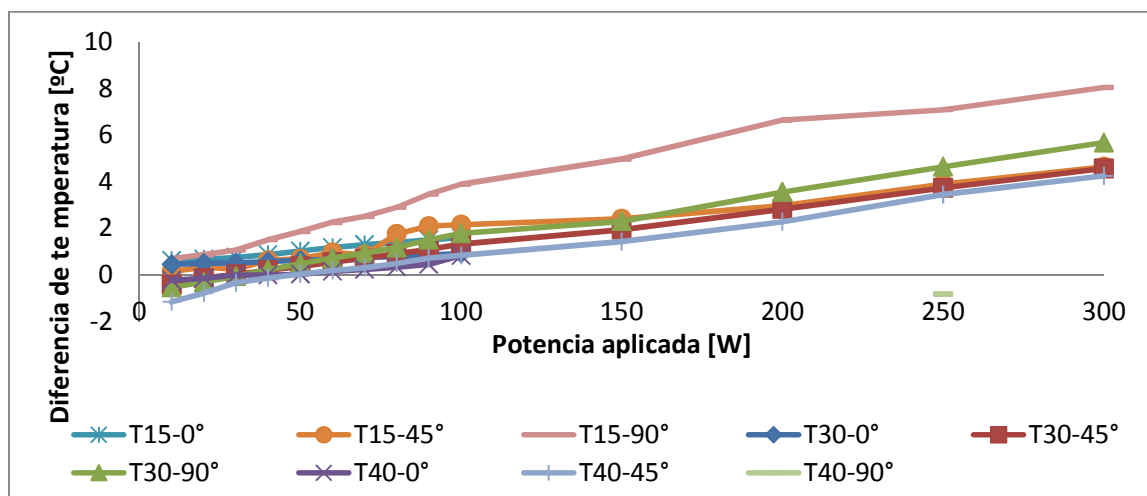
En el tubo sobre el cual se realizó el experimento en laboratorio, se tiene que para todo el rango de potencia aplicado (10W-300W) se tiene un comportamiento similar en la resistencia térmica, pudiéndose observar que a partir de la potencia de 100W se tiene un comportamiento asintótico de la resistencia en el intervalo dado. Los resultados del tubo de calor en sentido horizontal presentaron una temperatura muy alta en los experimentos, por esto sólo se pudo aplicar la potencia máxima de 100W, ya que la temperatura del tubo se incrementó de más de 150°C que es el máximo valor para utilizar las termopares tipo T y además se llega al límite del rango de temperatura de operación del tubo de calor estimado.

Figura 2-5. Resistencias térmicas del tubo de calor bajo diferentes condiciones de funcionamiento



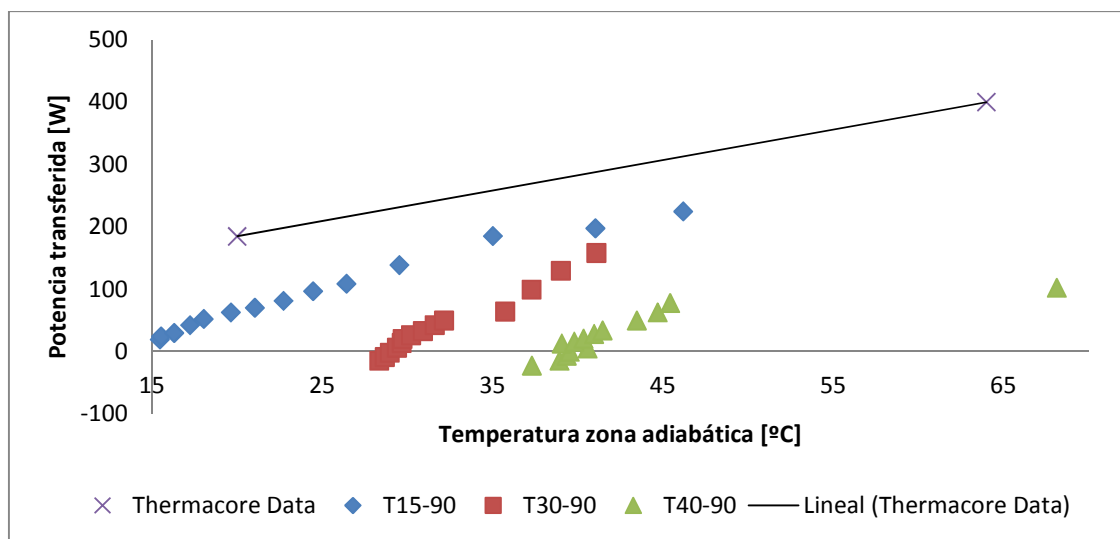
El inverso de la resistencia térmica es la conductancia. En la gráfica se puede observar que la mayor conductancia la presenta el tubo en posición de trabajo vertical y aumenta con la disminución de la temperatura del baño térmico. La diferencia de temperatura en el baño térmico se mide a la entrada y salida de éste, con el fin de cuantificar la cantidad de energía transferida a la corriente de agua y poder hallar el coeficiente global de transferencia de calor en el sumidero del montaje, que en este caso es el baño térmico. Se tiene que la mayor diferencia se presenta en el tubo en posición vertical con menor temperatura de entrada al baño térmico.

Figura 2-6. Diferencia de temperatura en la entrada y la salida del baño térmico



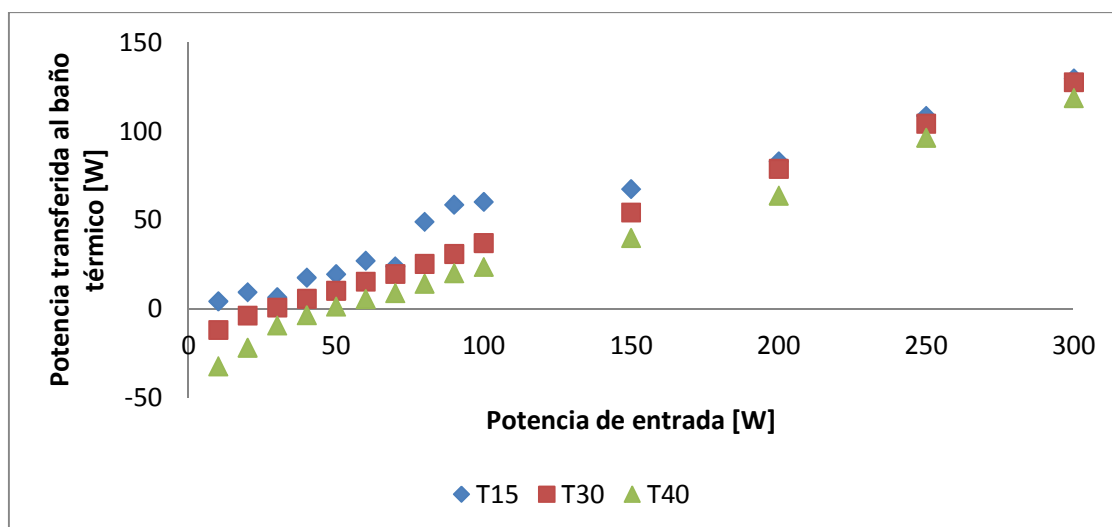
En la **Figura 2-6** se tiene la potencia transferida en el tubo de calor para cada una de las temperaturas de baño térmico de los experimentos, además la línea superior del gráfico se toma de la información del límite capilar que proporciona el fabricante del tubo. En esta gráfica se toma la potencia transferida al agua. Para la inclinación de 90° se tiene un coeficiente global de transferencia de calor de $1455 \text{ W/m}^2\text{K}$, mientras que para la posición horizontal se tiene un coeficiente de $700 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Figura 2-7. Comparación datos experimentales para tubo de calor a 90° con límite capilar del tubo de calor



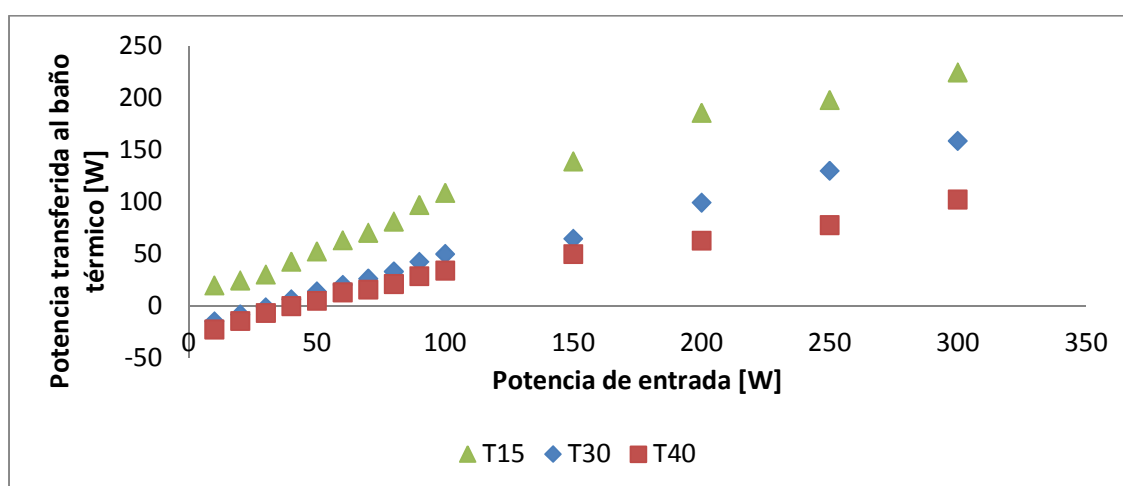
En la **Figura 2-7** se presenta la potencia de entrada con respecto a la potencia transferida al agua del baño térmico en posición 45° y 90° con respecto a la horizontal. En este resultado juega un papel el coeficiente de transferencia en el baño térmico y las pérdidas por aislamiento en el evaporador del tubo, que es donde se ubica la resistencia eléctrica.

Figura 2-8. Potencia de entrada del tubo de calor Vs potencia transferida al agua del baño térmico en posición 45°



En la Figura 2-8 y Figura 2-9 se observa un incremento en la potencia transferida, que debe estar ligado directamente al aumento en el coeficiente global de transferencia. Se tiene además una transferencia de potencia en sentido inverso, en la cual esto se explica porque la temperatura del baño térmico es mayor que la temperatura de la fuente de calor.

Figura 2-9. Potencia de entrada del tubo de calor Vs potencia transferida al agua del baño térmico en posición 90°.



2.3. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para diferentes inclinaciones

El funcionamiento adecuado del tubo de calor depende de la manera cómo se refleje el gradiente de temperatura a través de la longitud axial de éste; para un material de alta conductancia se espera un comportamiento muy cercano al isotérmico. Esta sección presenta gráficamente este comportamiento del tubo de calor estudiado bajo las condiciones experimentales descritas en el capítulo 2.

2.3.1. Mediciones de temperatura para inclinación de 0°

mediciones de temperatura en la pared externa se realizaron para tres inclinaciones y temperaturas de baño térmico, y la potencia sólo se incrementó hasta los 100W, ya que la temperatura empezó a medir 150W, hecho que limitaba el experimento por parte de las termopares tipo T que trabajan hasta esa temperatura (150°C).

Figura 2-10. Temperatura baño térmico 30°, inclinación 0°

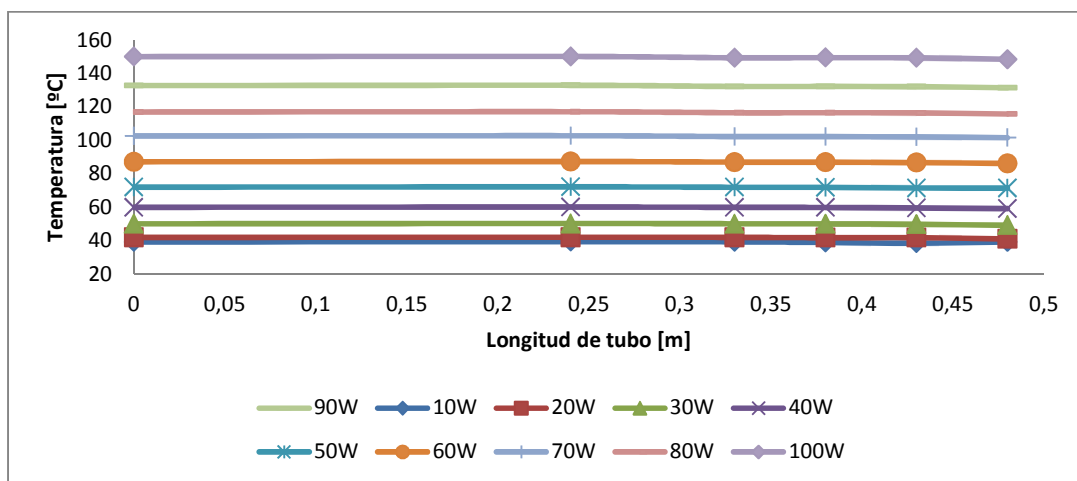


Figura 2-11. Temperatura baño térmico 40°, inclinación 0°

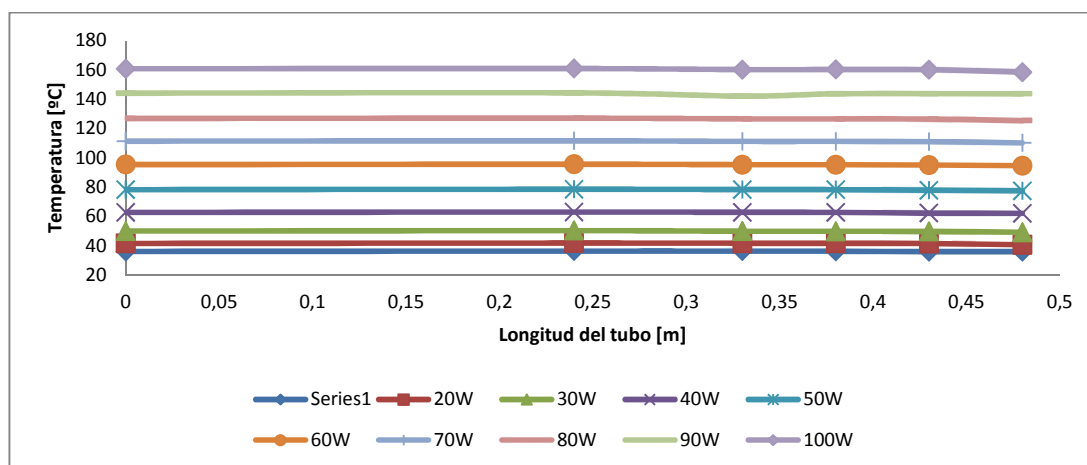
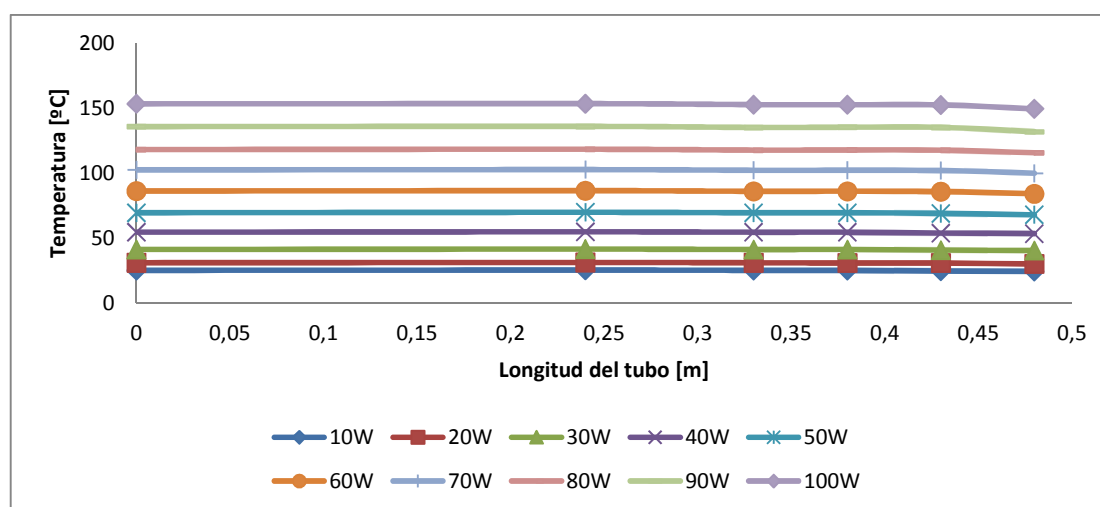


Figura 2-12. Temperatura baño térmico 15°, inclinación 0°



2.3.2. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para mediciones en inclinación de 45°

Para la inclinación de 45°, se realizan las pruebas experimentales en el tubo con la potencia desde 10 hasta 300W, ya que el tubo sí permitió el aumento hasta esa potencia manteniendo la temperatura de trabajo bajo los límites de funcionamiento de los termopares. Se observa la caída de la temperatura en la zona de evaporación, ya que ésta se encuentra en contacto con el baño térmico.

Figura 2-13. Temperatura del baño térmico de 15°C, inclinación 45°

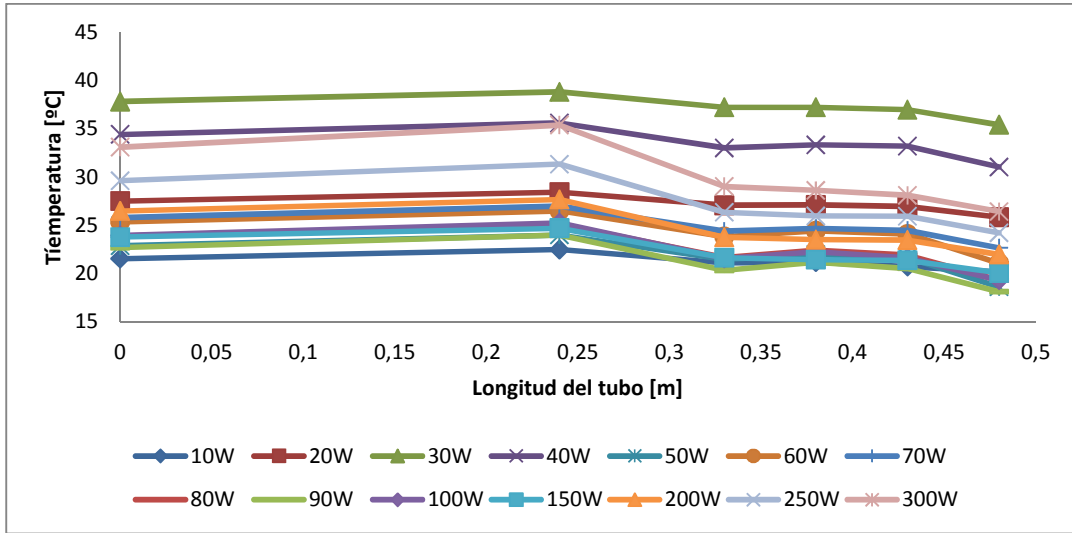


Figura 2-14. Temperatura del baño térmico 30°C, inclinación 45°

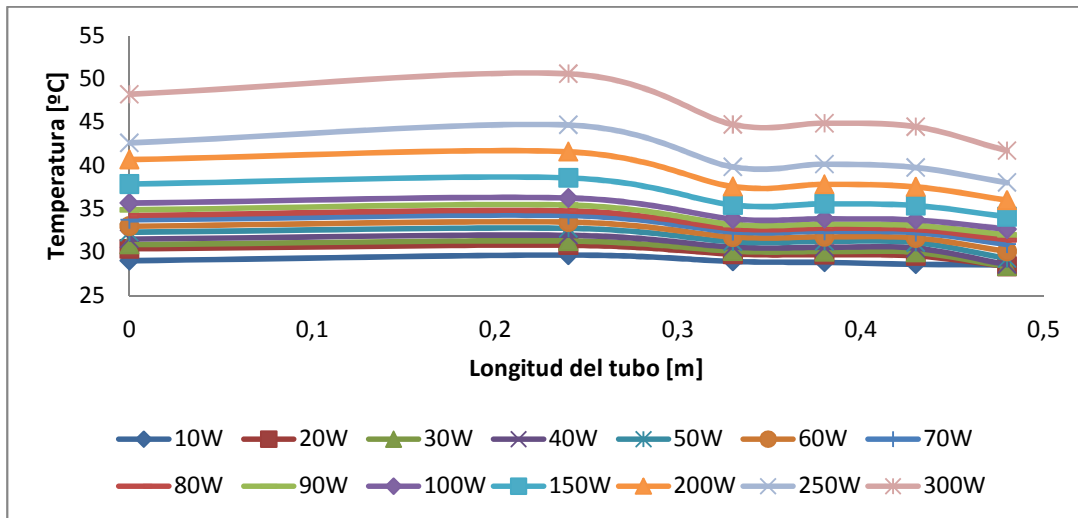
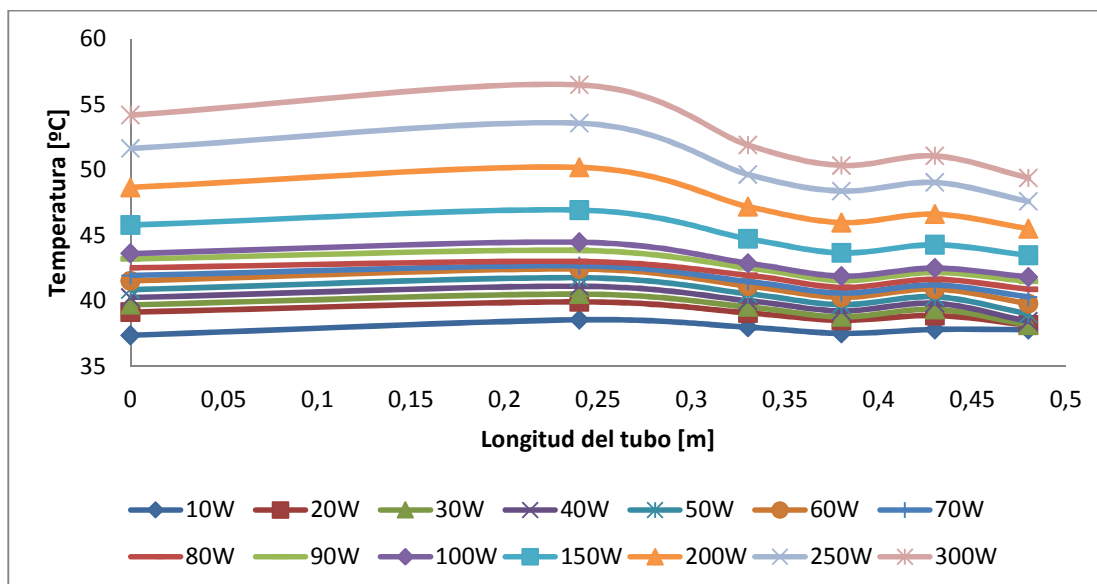


Figura 2-15. Temperatura del baño térmico 40°C, inclinación 45°



2.3.3. Temperatura en la superficie a lo largo del tubo para mediciones en inclinación de 90°

Figura 2-16. Temperatura del baño térmico 15°C, inclinación 90°

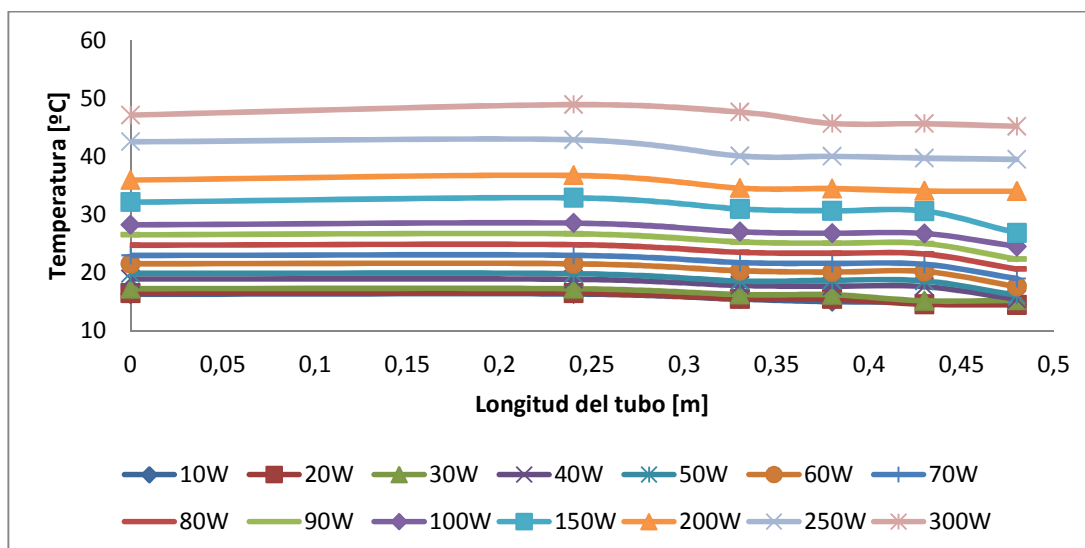


Figura 2-17. Temperatura del baño térmico 30°C, inclinación 90°

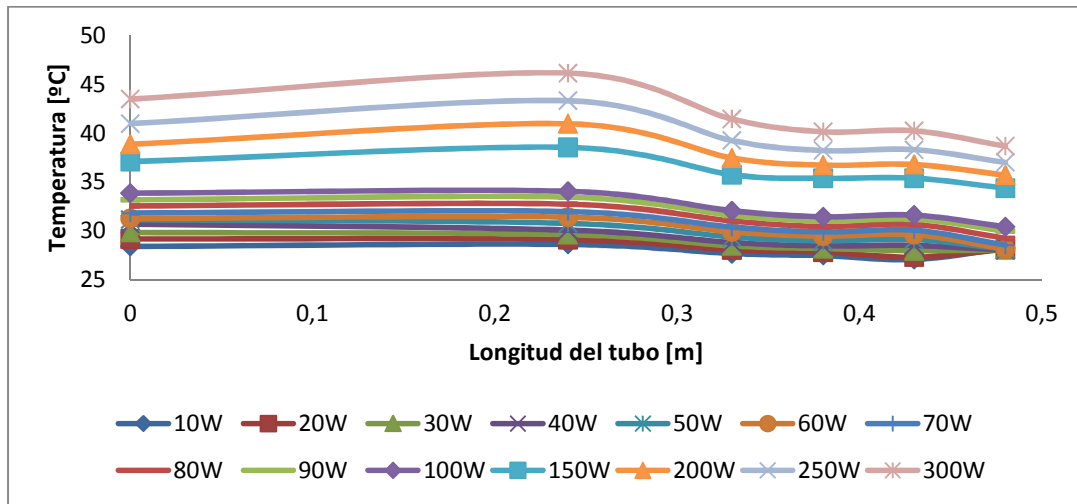
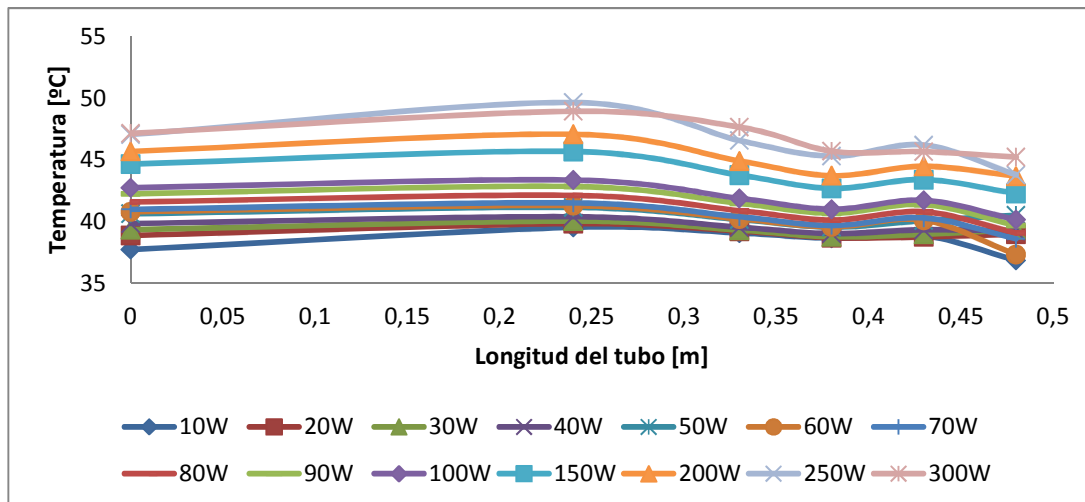


Figura 2-18. Temperatura del baño térmico 40°C, inclinación 90°



De los gráficos presentados desde la **Figura 2-10** hasta la **Figura 2-18** se resalta el comportamiento del tubo de calor muy cercano al isotérmico. Sin embargo el comportamiento del tubo en posición horizontal se debe analizar más a fondo, ya que no presenta un gradiente de temperatura típico en los tubos de calor tipo escalón y además, en la medición de las temperaturas de la superficie sus valores estaban muy elevados comparados con las otra posiciones, por lo que puede ser un problema del montaje experimental para la medición de la temperatura en esta posición.

En el rango de aplicación de bajas temperaturas se tiene que la resistencia térmica es similar para todas las inclinaciones y potencias aplicadas, donde la posición vertical es la que permite una mayor tasa de transferencia, ya que el tubo de calor además de tener un retorno de condensado por presión capilar tendrá ayuda de la fuerza gravitacional. Además La diferencia de temperatura en la entrada y salida del baño térmico es un reflejo de la cantidad de energía transferida, por ende, la mayor diferencia se presenta en la posición vertical cuando la temperatura de entrada del baño térmico es menor (Temperatura de baño térmico 15C).

3. Simulación del banco de tubos de calor

El banco de tubos de calor se simuló como un intercambiador de flujo cruzado, en el cual los tubos de calor van a trabajar a la temperatura de saturación de vapor del fluido de trabajo. La temperatura de saturación del refrigerante a evaporar en la zona de evaporación de la bomba de calor a la que se está acoplada fue de $T_{sat}=303[K]$.

3.1. Modelo matemático

EL modelo propuesto para el banco de tubos cruzados se basó en las ecuaciones de transporte de masa, momento y energía en una corriente. El modelo propone un término para hallar la cantidad de agua condensada en el banco de tubos para transferir el calor latente a los tubos de calor, sin embargo para el caso en estudio, este término se despreció ya que la cantidad de energía procedente de la condensación de agua es muy pequeña comparada con respecto al calor sensible transferido a los tubos de calor.

3.1.1. Ecuación de masa, momento y energía para el fluido de aire caliente alrededor de los tubos

La ecuación de energía para el corriente de aire de desecho con un contenido de vapor de agua, escrito en términos de su entalpía, se expresa en la ecuación 3-1.

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} = -div(\rho \vec{v} h) + \frac{DP}{Dt} - div(\dot{q}_k'')$$
 (3-1)

Esta ecuación evaluada en localmente, donde va a haber un intercambio de energía entre ésta y el tubo de calor, se expresa en la ecuación (3-1a).

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} = -div(\rho \vec{v} h) + \frac{DP}{Dt} - div(\dot{q}_k'') + \dot{q}_{TC}'' A_{esp}$$
 (3-1a)

Donde \dot{q}_{TC}'' es el flux de calor en la frontera con el tubo de calor; A_{esp} es el área específica definida como el área superficial dividida por el volumen en unidades de

[m²/m³], y el divergente del flujo de calor es igual a cero, debido a que predominan los procesos convectivos, por lo que se tiene la ecuación 3-2.

$$\text{div}(\dot{q}_k'') = 0 \quad (3-2)$$

Para un fluido que circula con un cambio de presión despreciable, se tiene la expresión 3-3.

$$\frac{DP}{Dt} \approx 0 \quad (3-3)$$

Donde la densidad del aire húmedo está dada por la suma de las densidades del aire seco y del vapor de agua, cada una multiplicada por su fracción volumétrica.

$$\rho = X_{\text{aire}}\rho_{\text{aire}} + \rho_{\text{agua}}X_{\text{agua}} \quad (3-4)$$

La entalpía del aire húmedo se expresa de acuerdo a la fracción másica del aire y del vapor, tal como se presenta en la ecuación 3-5.

$$h = \frac{\rho_{\text{aire}}h_{\text{aire}}}{\rho} + \frac{\rho_{\text{agua}}h_{\text{agua}}}{\rho} = X_{\text{aire}}h_{\text{aire}} + (1 - X_{\text{aire}})h_{\text{agua}} \quad (3-5)$$

Al variar la entalpía y la densidad, la ecuación 3-6 se puede expresar de la siguiente manera:

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial h}{\partial t} = -\text{div}(\rho \vec{v} h) \quad (3-6)$$

Evaluada localmente en el punto de intercambio con el tubo de calor, se tiene que la ecuación (3-6a).

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial h}{\partial t} = -\text{div}(\rho \vec{v} h) + \dot{q}_{TC}'' A_{esp} \quad (3-6a)$$

Además el cambio de la presión tiende a cero, por lo que con las anteriores simplificaciones se tiene que

$$h = \frac{\rho_{\text{aire}}}{\rho} C p_{\text{aire}} T + \frac{\rho_{\text{agua}}}{\rho} [C p_{\text{agua}} T + \lambda] \quad (3-7)$$

La entalpía del aire húmedo se expresa de acuerdo a la ecuación 3-8.

$$h = (X_{aire}Cp_{aire} + (1 - X_{aire})Cp_{agua})T + \lambda(1 - X_{aire}) \quad (3-8)$$

En la cual para calor sensible se tiene un Cp promedio representado por \overline{Cp} y un calor latente de vaporización del agua λ , que es contenido en la cantidad de vapor presente en el aire húmedo

$$h = \overline{Cp}T + X_{agua}\lambda \quad (3-9)$$

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \overline{Cp} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \lambda \frac{\partial X_{agua}}{\partial t} \quad (3-10)$$

La densidad tiende a permanecer constante, por lo que se puede expresar;

$$\rho = \rho_{aire} + \rho_{agua} \approx cte \quad (3-11)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} \quad (3-12)$$

La variación de la densidad se debe principalmente al cambio de ésta debido al contenido de humedad que está entregando calor a través del banco y que hace que se aproxime a la temperatura de saturación. El cambio de la fracción volumétrica del agua a través del tiempo se expresa en la ecuación 3-13.

$$\frac{\partial X_{agua}}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} \quad (3-13)$$

$$[h + \lambda] \frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} + \rho \overline{Cp} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial \rho h}{\partial t} \quad (3-14)$$

$$h^* = [\overline{Cp}T + (1 - X_{agua})\lambda] \quad (3-15)$$

$$h^* \frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} + \rho \overline{Cp} \frac{\partial T}{\partial t} = -div(\rho \vec{v} h^*) \quad (3-16)$$

Expresada de manera local en la zona de intercambio, la ecuación 1-16a se rescribe según la ecuación 3-17.

$$h^* \frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} + \rho \overline{Cp} \frac{\partial T}{\partial t} = -div(\rho \vec{v} h^*) + \dot{q}''_{TC} A_{esp} \quad (3-17)$$

$$\frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} = -div(\rho_{agua} \vec{v}) - div(J_{agua}) - \dot{\gamma}'''_{agua} \quad (3-18)$$

Realizando las simplificaciones de los términos de $div(\rho_{agua} \vec{v}) = 0$ y $div(J_{agua}) = 0$ y planteando el cambio de densidad del agua como la tasa de condensación de ésta $\dot{\gamma}'''_{agua}$, se tienen las siguientes expresiones.

$$\frac{\partial \rho_{agua}}{\partial t} = -\dot{\gamma}'''_{agua} \quad (3-19)$$

$$h^* \dot{\gamma}'''_{agua} = -div(\rho \vec{v} h^*) + \dot{q}''_{TC} A_{esp} \quad (3-20)$$

Para un flujo sin condensación de vapor de agua se tiene.

$$div(\rho \vec{v} h^*) = 0 \quad (3-21)$$

Evaluado localmente en la frontera con el tubo de calor se tiene la ecuación 3-24.

$$div(\rho \vec{v} h^*) + \dot{q}''_{TC} A_{esp} = 0 \quad (3-22)$$

Cuando la temperatura alcanza el punto de rocío, hay condensación localmente y se expresa de la siguiente manera;

$$\dot{\gamma}'''_{agua} = \frac{div(\rho \vec{v} h^*)}{h^*} \quad (3-23)$$

$$\dot{\gamma}'''_{agua} = \frac{div(\rho \vec{v} h^*) + \dot{q}''_{TC} A_{esp}}{h^*} \quad (3-24)$$

3.2. Estrategia de solución

Para la solución del modelo propuesto en el flujo cruzado a través del banco de tubos se utilizó el software Comsol 4.2a ® En el cual se utilizaron las ecuaciones del módulo de Flujo no isotérmico en régimen permanente, teniendo como condiciones iniciales del aire a la entrada del banco, temperatura de 318K, humedad relativa del 85% [0.006kg/kg de aire seco para una presión atmosférica de 85kPa]; temperatura de saturación de 308K del vapor de agua a la presión atmosférica dada y una velocidad lineal de entrada de 2.73 [m/s] en un área de 0.457[m]x0.25[m]. Para las condiciones de frontera en el banco se tiene que la temperatura de pared del tubo se mantiene constante y es igual a la temperatura de saturación del refrigerante que tiene de la bomba de calor, por lo que la temperatura de pared del tubo es de 303K. Se desprecia la resistencia del tubo, ya que tiene un orden de magnitud teórico que puede ser despreciado. Las paredes laterales del banco de tubos tienen una velocidad igual a cero y se suponen adiabáticas $\Delta Q = 0$. Por último para las condiciones de descarga se supone que se hace al ambiente sin resistencia viscosa.

3.2.1. Predicción del perfil de temperatura

Teniendo en cuenta las condiciones iniciales y de frontera de la sección 2-3 se procedió a ejecutar la simulación, en la cual se observa una disminución de la temperatura en el aire que va decreciendo conforme avanza en el banco de tubos.

Figura 3-1. Perfil de temperaturas a través del banco de tubos de calor

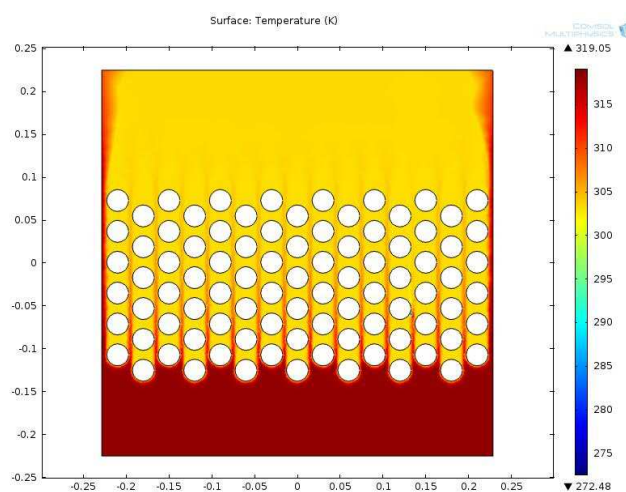
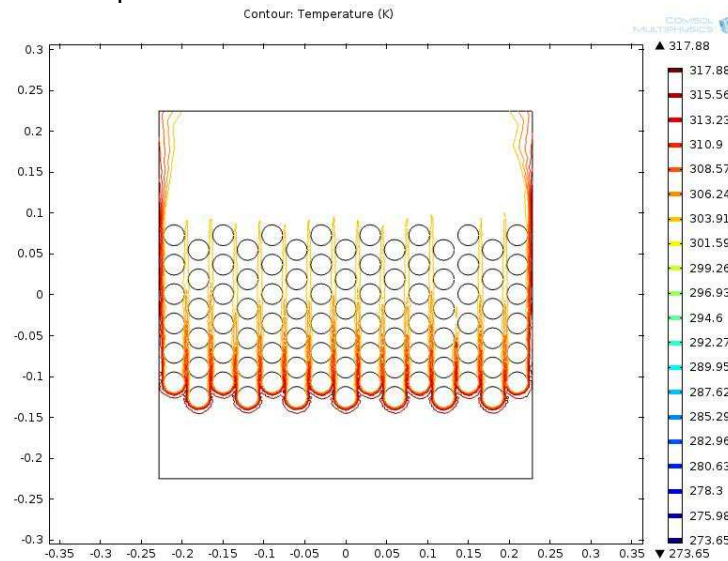


Figura 3-2. Perfil de temperaturas a través del banco de tubos de calor



El resultado presentado en la Tabla 3-1 de la simulación presenta un intercambio de calor de 6.23kW entre la corriente de desecho y los tubos de calor, con lo cual se tiene un coeficiente convectivo promedio de 19.7 [w/m².K] sobre cada tubo. La humedad tuvo una diferencia despreciable, esto debido a que la corriente no alcanza su punto de rocío en el banco de tubos. El coeficiente global de transferencia de calor en la zona de recuperación de energía es de 171 [W/m².K]. Si bien los tubos de calor transfieren diferente cantidad de energía de acuerdo a su posición en el arreglo de tubos, se toma un promedio de potencia transferida por cada uno, el cual da una potencia de 69.2W/tubo. En la simulación se trabaja la temperatura del lado frío como la temperatura de saturación del vapor, la cual es $T_{\text{sat}}=303\text{K}$ [30°C].

Tabla 3-1. Resultados de la simulación del banco de tubos en flujo cruzado

	Potencia [W]	Humedad absoluta [kg/kg]	Entalpía [kJ/kg]	Temperatura promedio [K]
Entrada banco de tubos	165348	0,006	176.566	318
Salida banco de tubos	159118	0,006	169.912	303.5

Los resultados presentados en la **Tabla 3-1** son obtenidos en la entrada y en la salida del banco de tubos, donde se observa que la condensación no tuvo un efecto considerable en la transferencia de calor en el sistema.

3.2.2. Predicción del perfil velocidad

El perfil de velocidades presenta un incremento de velocidad a través de los tubos de 2.7 [m/s] hasta 7.5 [m/s], lo que hace que el coeficiente de transferencia aumente. Se notan unas zonas de mayor aumento de velocidad en los costados del banco de tubos, pero se desprecian, ya que se consideran como condición de frontera lateral adiabática.

Figura 3-3. Perfil de velocidad a través del banco de tubos de calor

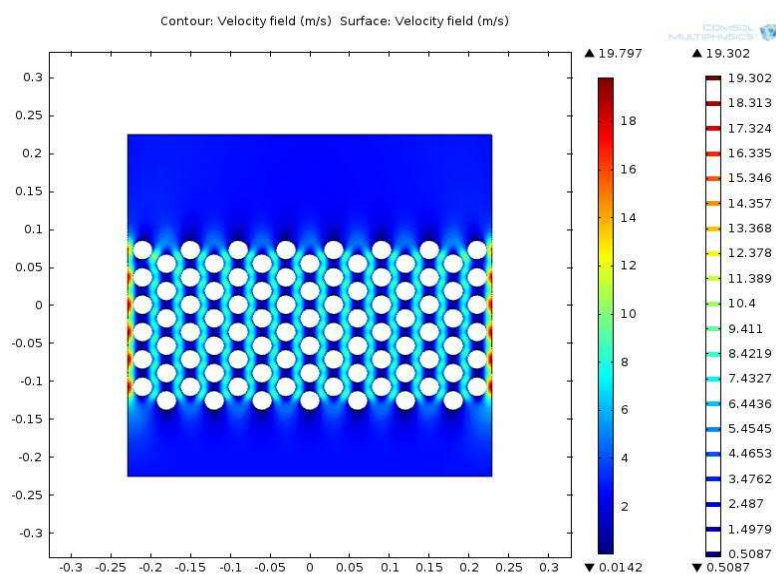
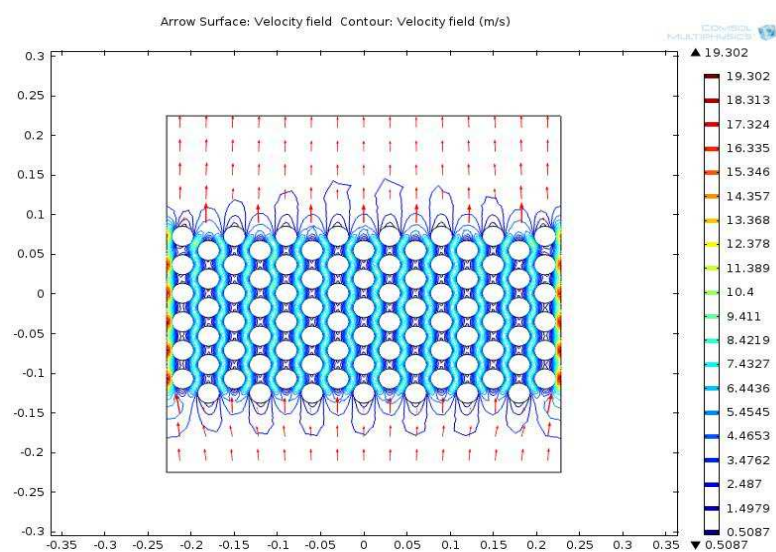


Figura 3-4. Perfil de velocidad a través del banco de tubos de calor



La velocidad en el banco de tubos experimental hace que el flujo tenga un Re 30696, haciendo que éste se encuentre en régimen turbulento, lo cual incrementa la cantidad de energía transferida comparada con un flujo laminar en el banco de tubos.

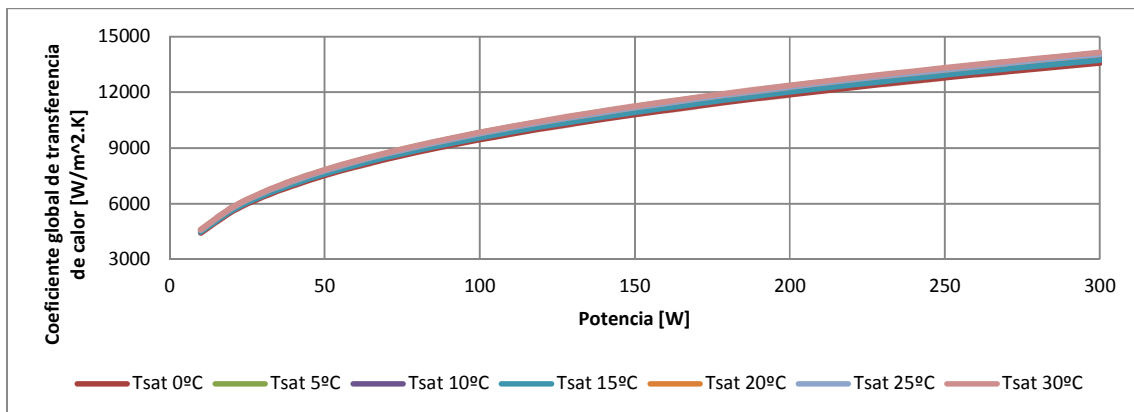
3.2.3. Predicción del perfil de presión

La cuantificación de la caída de presión en el banco de tubos es un factor importante, ya que puede conllevar un mayor consumo energético de otros equipos y por consiguiente la disminución de la eficiencia del funcionamiento de todo el conjunto. Para estimar la caída de presión en el banco se utilizó la diferencia de presión en la simulación entre la entrada y la salida, además del modelo de caída de presión presentado por (Amir Faghri 1995). La caída de presión estimada en la simulación desde la entrada a la salida es de 4.83kPa. Para verificar la caída de presión en el banco de tubos, se realiza además el cálculo de la caída de presión con la expresión propuesta por (Faghri 1995) para un banco de tubos, el cual presenta un valor de 800Pa.

3.3. Cálculo de la cantidad de refrigerante evaporado a partir de la energía recuperada

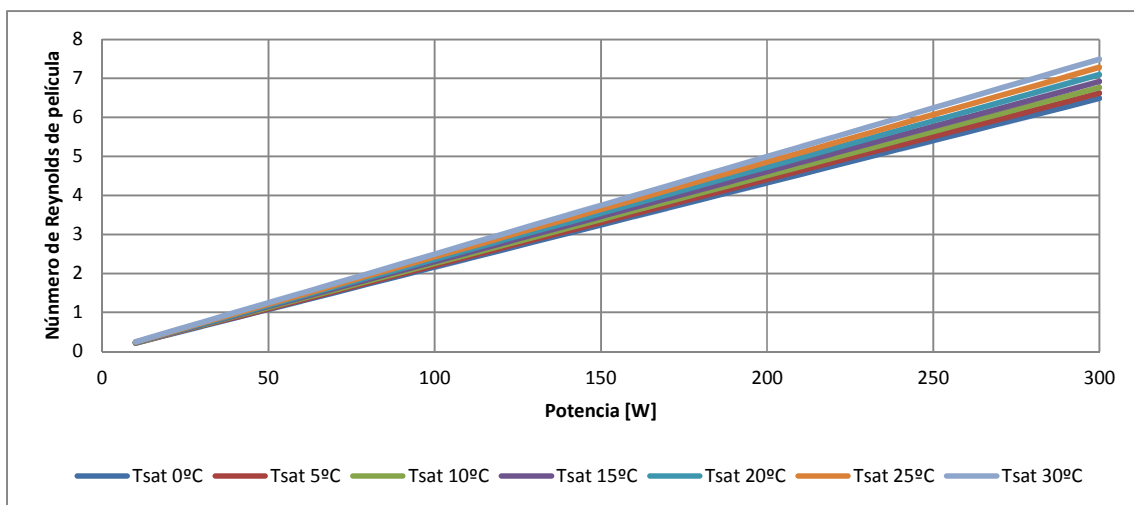
Luego de obtener la cantidad de energía recuperada, se procede a cuantificar la cantidad de refrigerante evaporado de acuerdo a la potencia transferida. Para una potencia promedio que transfiere cada tubo de calor, se tiene que la zona de evaporación de la bomba de calor, o sea en la zona externa a la zona de condensación del tubo de calor, se tiene que la película descendente presenta un coeficiente de transferencia de calor de 10000 [W/m².K]. Nótese además que las propiedades fisicoquímicas no tienen una gran incidencia en el coeficiente global dentro del rango de temperatura de saturación y de potencia estudiados.

Figura 3-5. Coeficiente de transferencia de calor dependiente de la potencia y temperatura de saturación del refrigerante.



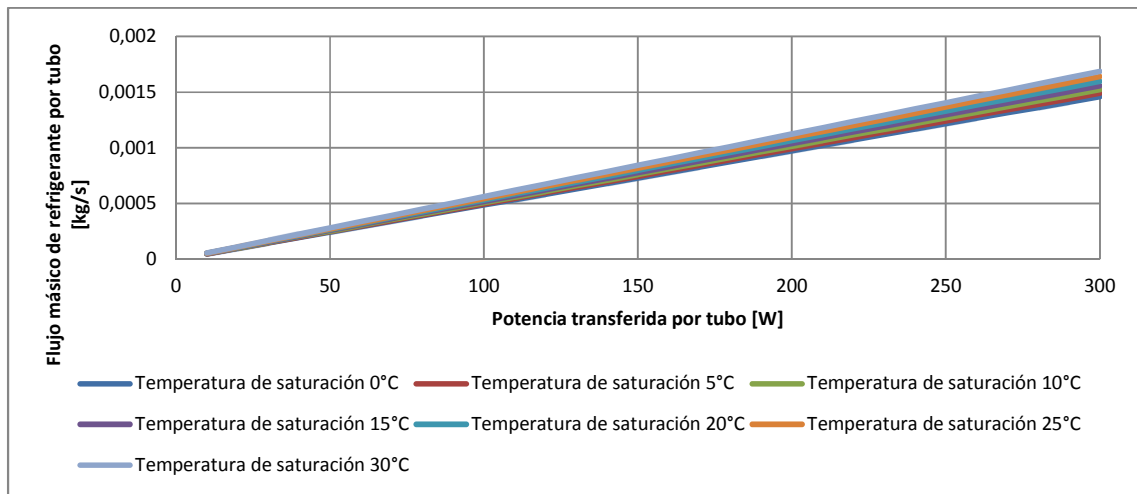
La **Figura 3-5** es válida para Reynolds de película menores a 30, lo que se verifica con la **Figura 3-6**.

Figura 3-6. Número Re de película de acuerdo a la potencia transferida a diferentes temperaturas de saturación



De la **Figura 3-7** se obtiene la cantidad de refrigerante requerida para transferencia de la cantidad de energía recuperada.

Figura 3-7. Flujo másico dependiente de la potencia transferida



Al variar la potencia transferida por cada tubo, varía la cantidad de refrigerante evaporado por cada uno; se realizan los cálculos otra vez para una potencia de 69.2W/tubo y se realiza la sumatoria para los 90 tubos que componen el banco de tubos. Obteniendo de esta manera un flujo másico por tubo de 3.3×10^{-4} [kg/s] para un total del banco de tubos de 109.1 [kg/h].

4. Simulación del sistema de recuperación de energía en el proceso de secado

Para la simulación del sistema de recuperación de energía se deben definir los elementos que lo componen y además las condiciones de operación del secador en el cual será instalado. Esto con el fin de simplificar el problema centrándose en las variables que repercuten en el desempeño del equipo. El capítulo se compone de una introducción a los equipos de la bomba de calor que son compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión; luego se hace una descripción del secador donde se ubicará el sistema de recuperación para conocer las variables utilizadas para cuantificar el calor de desecho. Posteriormente se hace una descripción de la operación del equipo acoplado al secador para poder llevar a cabo la simulación con estos parámetros, para que por último se realice la simulación del equipo operando sin sistema de recuperación y con sistema de recuperación, que permita cuantificar el ahorro y comparar luego con los resultados experimentales obtenidos.

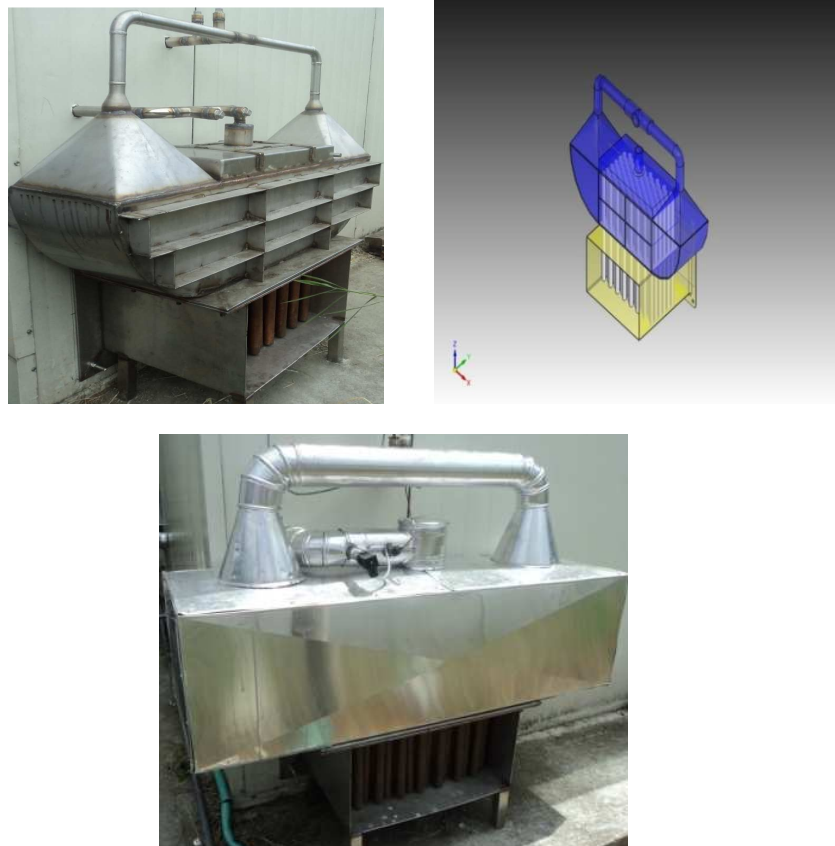
4.1. Sistema de recuperación de energía

El sistema de recuperación de energía instalado en el secador de citropulpa consiste en un banco de tubos de calor que recuperan la energía del aire desechado del proceso, el cual evapora un refrigerante y se hace pasar por el compresor, para luego entregar su ganancia energética en el condensador que precalienta el agua del proceso, para luego cerrar su ciclo pasando por una válvula de expansión y entrando nuevamente al evaporador. A continuación se describen estos 4 elementos utilizados en el análisis experimental.

4.1.1. Banco tubos de calor

El banco de tubos de calor experimental hace parte del sistema de recuperación de energía. Este arreglo cumple su función como recuperador de calor de energía de la Corriente de aire caliente y húmedo de desecho para evaporar el refrigerante que va a operar la bomba de calor.

Figura 4-1. Evaporador con tubos de calor



El banco consta de 90 tubos con las mismas dimensiones del tubo estudiado en laboratorio; además el banco se encuentra instrumentado para medir la temperatura y presión, tanto a la entrada como a la salida del evaporador. Esta señal de medida se dirige a un tablero de visualización, que permite observar el comportamiento de las variables en tiempo real, así como de realizar una conexión a un ordenador para almacenar estas mediciones.

4.1.2. Compresor

Para la bomba de calor, se selecciona un compresor abierto de pistón, marca Dorin modelo VS41, con una potencia teórica de compresión de 7.5hp (5.6kW). El compresor es tipo abierto, ya que este tipo de compresores permiten utilizar varios tipos de refrigerantes, incluso mezclas de éstos. El compresor tiene un volumen de aspiración de $11m^3/h$ y un volumen de barrido de $14m^3/h$ para el funcionamiento con R22 a las presiones dadas. El compresor trabaja en un rango de temperaturas entre 20 y $100^{\circ}C$.

Figura 4-2. Compresor Dorin VS41



El compresor tiene un variador de velocidad y un sistema de control start-stop de acuerdo a un set point de presión que se le programa en el lado de presión de alta del sistema. Esto permite reducir el consumo eléctrico del sistema, además de disminuir el riesgo de una sobrepresión del sistema. La temperatura y presión de entrada y salida tienen visualización en el tablero de instrumentos para observar su comportamiento y también para almacenamiento en un ordenador.

4.1.3. Condensador

El condensador de la bomba de calor es un intercambiador tipo tubos y coraza, en el cual se hará pasar el refrigerante sobrecalentado después del paso por el compresor. El agua fría que entra al intercambiador se supone a temperatura ambiente, ya que el tanque tiene una gran cantidad de almacenamiento ($12m^3$), con lo que para las mediciones

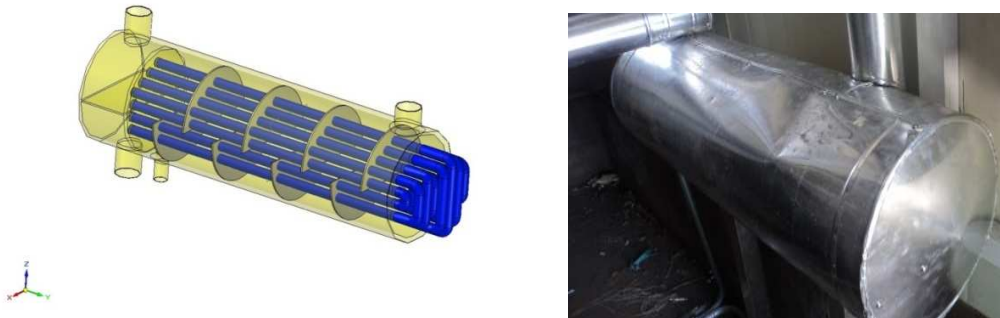
realizadas se parte de agua a temperatura ambiente. La Tabla 4-1 resume las especificaciones de diseño del intercambiador de calor.

Tabla 4-1. Especificaciones del intercambiador de calor

Características del condensador	
Diferencia de temperaturas (ΔT) dada $^{\circ}\text{C}$ o K	25
Área de transferencia para el condensador (m^2)	1,5
Número de tubos del condensador	32
Número de pasos en los tubos.	2
BWG	18
Diámetro exterior de los tubos (m)	0,02
Diámetro interior de los tubos (m)	0,02
Diámetro de la coraza (m)	0,2
Número de deflectores	8
Espaciado entre deflectores (m)	0,08
Coefficiente de transferencia de calor global de diseño (Ud).	574
Caída de presión en la coraza (kPa)	44
Caída de presión total en los tubos (kPa)	0,06

El diseño contempla que el refrigerante vaya por la coraza y el agua pase por dentro de los tubos, teniendo en cuenta que los deflectores hacen que el refrigerante aumente su tiempo de residencia y logre ceder al máximo su calor latente.

Figura 4-3. Condensador del sistema de recuperación para precalentamiento de agua de trabajo del sistema



El material de la coraza es acero inoxidable A304 para de 8" de diámetro con 0.7 metros de longitud, y los tubos son en tubería de cobre BWG de 1.8 mm de espesor sin costura, que permiten alta conductividad térmica.

4.1.4. Válvula de expansión

La válvula de expansión termostática presenta ventajas técnicas frente a otros tipos de sistemas de expansión como tener orificios intercambiables, con lo que se puede trabajar con varios refrigerantes. La válvula es marca Danfoss referencia TE-5.

Figura 4-4. Válvula de expansión termostática



Fue seleccionada este tipo de válvula, ya que para trabajos futuros se espera realizar experimentación con diferentes mezclas de refrigerantes, además variando el caudal de refrigerante, por lo que este tipo de válvula se presta para realizar dichos cambios.

4.2. Secador de citropulpa

El sistema de recuperación de energía se instaló en un secador destinado al secado de citropulpa en la empresa Itacol de Occidente. El proceso de secado no es el objeto de estudio de este trabajo y sólo se cuantificaron las variables necesarias para el estudio de recuperación de calor de este proceso. El proceso en sus primeras horas de funcionamiento es donde más humedad puede retirar debido a la gran cantidad de agua presente en la citropulpa; debido a esto, se hicieron las siguientes suposiciones:

1. Humedad relativa del aire constante en el intervalo de tiempo de medición, tanto en el aire de entrada como de salida del secador.
2. Flujo de aire de salida constante en el intervalo de medición
3. Área de salida del secador constante
4. Temperatura ambiente y temperatura de salida del secador constante.
5. Temperatura de entrada del agua antes de los calentadores es igual a la temperatura ambiente

6. Temperatura de salida del agua de los quemadores es constante
7. Temperatura de salida del agua del secador es despreciada, ya que la cantidad de agua contenida en el tanque de almacenamiento es muy alta, por lo que no tiene incidencia en la temperatura de entrada nuevamente al secador en el intervalo de tiempo estudiado.

De acuerdo a las suposiciones anteriores, las mediciones de las variables requeridas son presentadas en la **Tabla 4-2**.

Tabla 4-2. Condiciones de operación del secador

DATOS	ENTRADA	SALIDA
Temperatura (°C)	30	45
Humedad relativa %	70	85
Humedad absoluta	0.02	0.07
Entalpía (kJ/kg)	88.50	218
Flujo de aire (kg/s)	0.29	0.30
Ancho de la salida (m)	0.457	0.457
Alto de la salida (m)	0.25	0.25
Área de la salida (m) ²	0.11425	0.11425
Velocidad lineal (m/s)	--	2.73

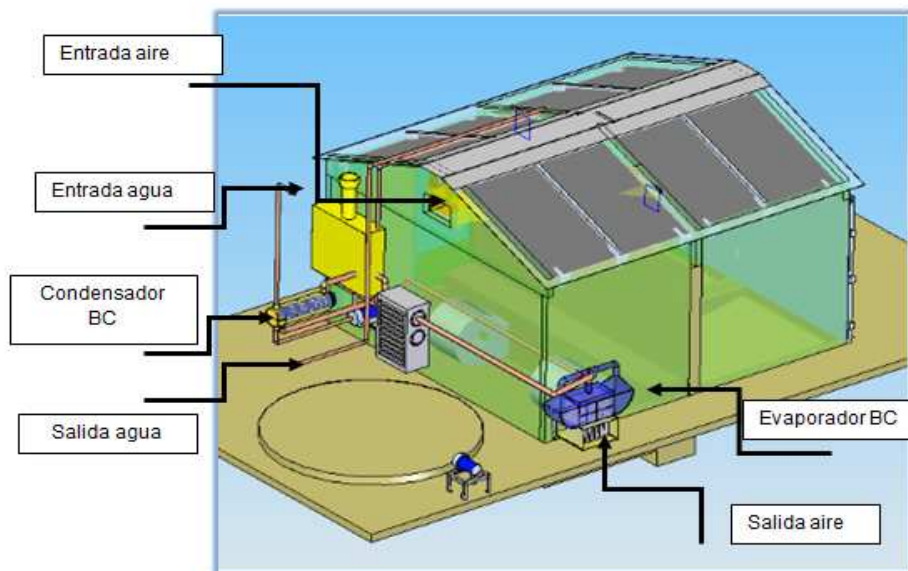
4.3. Instalación y pruebas del sistema de recuperación de calor

Después de diseñado el sistema de recuperación de calor, éste fue montado en un secador ubicado en la empresa Itacol de Occidente S.A; en el cual se realizaron pruebas de secado con citropulpa como materia prima; estas pruebas se realizaron bajo diferentes condiciones de operación, tales como la operación del equipo para secado de citropulpa sin sistema de recuperación, operación del equipo con sistema de recuperación y además, operación del equipo con sistema de recuperación sin material a secar.

La **Figura 4-5** presenta el isométrico donde se observa la ubicación de la entrada y la salida del aire, además de los elementos que componen el sistema de recuperación y su montaje acoplado a los elementos existentes del secador. Los componentes del sistema de recuperación fueron acoplados de acuerdo al espacio disponible y realizando

cambios mínimos en la disposición de los equipos, para no cambiar las condiciones de diseño inicial del equipo

Figura 4-5. Entradas y salidas de aire t agua en el secador



En la **Figura 4-6** se observa los quemadores de GLP, que calientan el agua procedente del tanque de almacenamiento. Antes de ingresar a los quemadores, el agua tiene la temperatura de entrada igual a la del tanque, lo que para el caso en estudio se supuso igual a la temperatura ambiente. Con el sistema de recuperación, esta temperatura del agua se aumentó debido al sistema de precalentamiento con el sistema de recuperación.

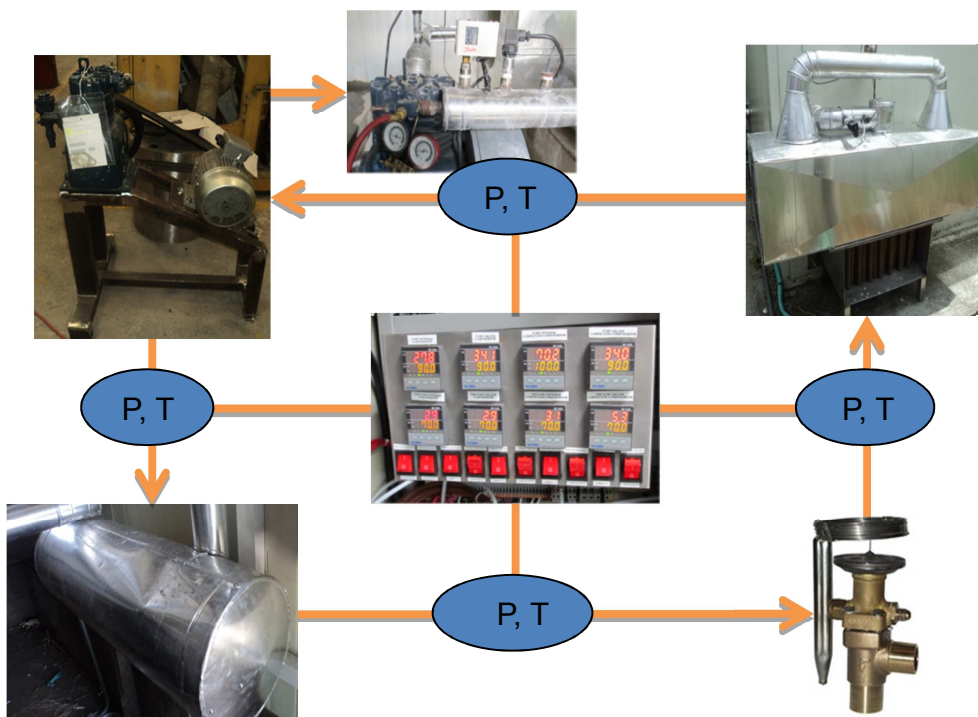
Figura 4-6. Sistema de recuperación de energía por medio de bomba y tubos de calor



Los componentes descritos en la sección 4.1. Fueron instrumentados para medir la presión y la temperatura en cada línea que unió a estos elementos en el sistema de recuperación. **La Figura 4-7** presenta la ubicación de cada uno de estos puntos de medición, además se observa que el compresor tiene un sistema de control basado en un presóstato que permite la regulación de la presión máxima y además la caída de presión permitida antes que éste comience nuevamente el ciclo de compresión. La medición de cada una de las variables se presentó en tiempo real en un tablero análogo ubicado en el secador, además de permitir comunicación por puerto COM hacia un computador portátil.

El sistema de recuperación consiste de un banco de tubos con arreglo vertical y distribución horizontal, por el cual pasa una corriente de aire húmedo y caliente desechado del proceso de secado. Las condiciones de salida del aire utilizado en la simulación fueron 85% de humedad relativa, temperatura de 45°C, flujo másico de aire de 0.3kg/s, velocidad lineal de 2.73m/s, temperatura atmosférica de 25°C y presión atmosférica de 85kPa.

Figura 4-7. Diagrama de instrumentación del equipo de recuperación



El sistema de recuperación consta de 90 tubos de calor de 1" de diámetro y 500mm de longitud, el sistema de evaporación de refrigerante es el condensador del tubo de calor y permite transferir a la bomba de calor el calor recuperado. Los tubos de calor pueden transferir cada uno más de 300 vatios, acorde a lo que se vio en el límite capilar estudiado en el capítulo 1, por lo que en total se tiene una potencia máxima transferida en el banco de 27kW en el banco de tubos. Se utilizarán las propiedades del refrigerante R22 para validar el modelo con las pruebas experimentales que se hicieron al equipo con éste. El evaporador y del condensador son diseños propios y se tienen un coeficiente global de transferencia de calor de $171 W/m^2K$ y $550 W/m^2K$ respectivamente. El compresor es de tipo abierto con una potencia máxima de 5.96 kW y la válvula de expansión es del tipo termostática de cuerpo variable para realizar mezcla con diferentes refrigerante.

4.4. Simulación del proceso de secado sin sistema de recuperación

Para el estudio de utilización de un sistema de recuperación que consista en bombas y tubos de calor, se desarrolló una simulación en el programa Aspen 7.2 ®, en el cual se realizó la simulación del proceso de secado sin utilizar sistema de recuperación y otro utilizando el sistema de recuperación. Para hallar la potencia transferida por el banco de tubos, se halló el coeficiente global de transferencia de calor en el banco de tubos en el software comercial Comsol ® 4.2a y éste resultado se ingresa al evaporador del sistema de recuperación planteado en Aspen.

La simulación del proceso de secado se realiza con las especificaciones del equipo existente, que consta de dos quemadores de GLP regulables en flujo de agua y temperatura, con un consumo de combustible de 1.9kg a su potencia térmica máxima de 22.6kW [12kW/kg]. Las bombas de agua trabajan con un motor de 1.1kW para entregar un caudal máximo de 7000l/hora y a una temperatura máxima de trabajo de 80°C. El agua calentada por los quemadores son entregadas al aire circulante del secador por medio de unos intercambiadores tipo radiadores agua-aire, los cuales entregan una potencia térmica máxima de 35kW cada uno. La siguiente tabla resume los equipos y las especificaciones utilizadas en la simulación.

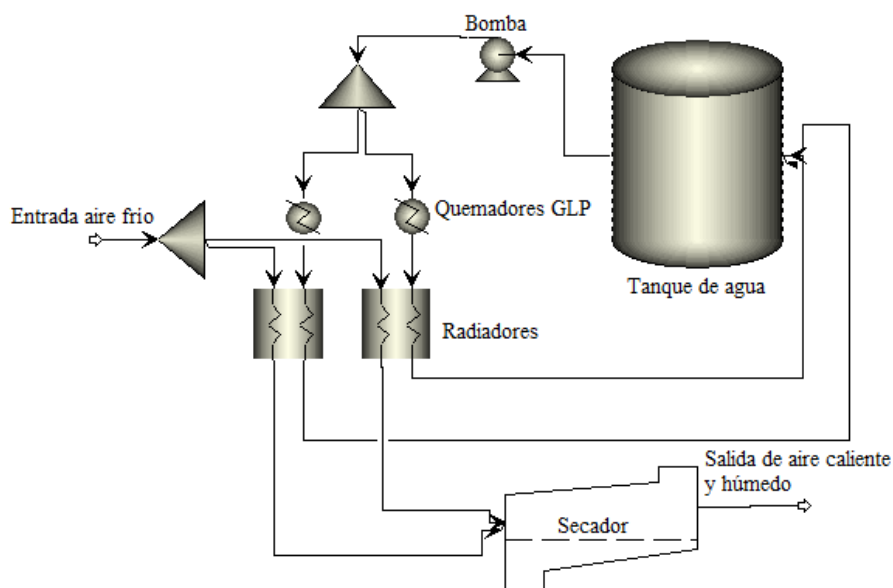
Tabla 4-3. Equipos del secador

EQUIPO	CANTIDAD	ESPECIFICACIONES
QUEMADOR	2	Potencia térmica max 22.6KW c/u Consumo GLP max 1.9kg/22.6KW
BOMBA DE AGUA	1	Presión 2 bar Tmax 80C Caudal máximo 7000litros/hora
RADIADORES	2	Intercambiador agua-aire con 35kW de intercambio a las condiciones de operación dadas

La simulación se desarrolló para un caudal de agua de 900Litros/hora, ya que la experimentación se realizó sólo con un quemador de GLP y la **Figura 4-11** presenta el aforo realizado al equipo para medir el caudal de agua.

El diagrama de la simulación del equipo de secado se basa en el equipo existente tal y como se muestra en la **Figura 4-8**, en la cual se observa el circuito de calentamiento de agua acoplado a los intercambiadores de calentamiento de aire utilizado en el secado.

Figura 4-8. Diagrama de secado sin sistema de recuperación



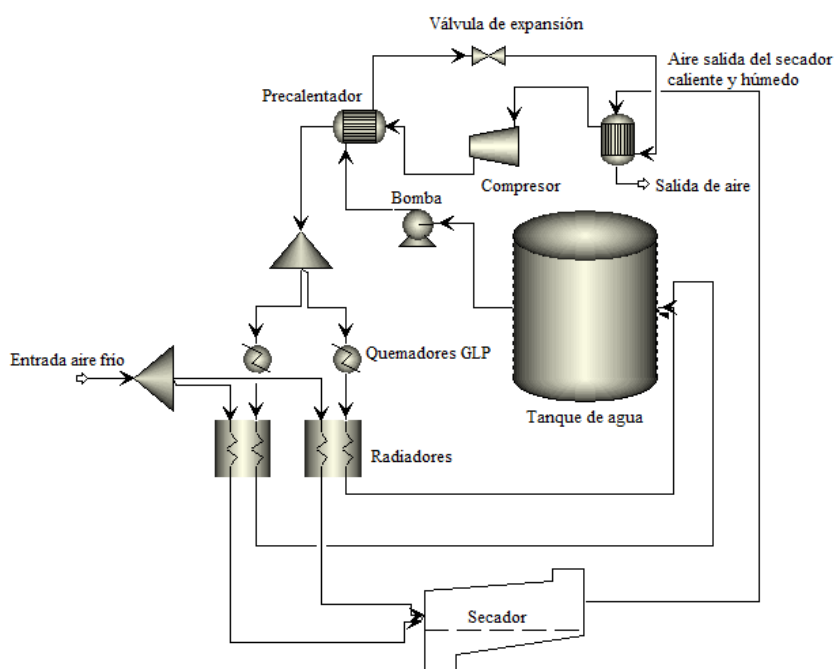
En el diagrama de la **Figura 4-8** se observa que el aire apenas es calentado y utilizado para secar el producto es desechado al ambiente, en el cual, además de ir la humedad retirada del proceso, se desecha la energía utilizada para retirar esta humedad. Para la temperatura del agua de entrada a los quemadores, se supone agua de entrada a

temperatura ambiente, ya que ésta proviene de un tanque de almacenamiento de 12m^3 , los cuales pueden proveer el agua para un ciclo de 3 días máximo sin tener recirculación.

4.5. Simulación del proceso de secado con sistema de recuperación

El diagrama del proceso de secado con sistema de recuperación se presenta en la Figura 4-9. En este, además de tener el sistema de secado, se observa el sistema de recuperación instalado para precalentar el agua que va a entrar a los quemadores. Para precalentarlo se tiene el sistema de recuperación que consiste en una bomba de calor que utiliza el aire caliente para evaporar un refrigerante y así iniciar el sistema de compresión de vapor.

Figura 4-9. Diagrama de secado con sistema de recuperación



El sistema recupera energía de baja calidad del aire de salida del secador y le aumenta su entalpía en el ciclo de compresión de vapor.

4.6. Resultados de la simulación

Los resultados obtenidos en la simulación se resumen en la **Tabla 4-4**, donde se presenta el consumo de energía para el equipo funcionando con y sin sistema de recuperación, además del costo energético de este combustible y el consumo energético del motor para operar el compresor.

Tabla 4-4. Resultados de la simulación en Aspen para el secador funcionando sin sistema de recuperación y con sistema de recuperación

Variable	Secador sin sistema de recuperación	Secador con sistema de recuperación y refrigerante R22
Presión de entrada del agua [kPa]	200	200
Temperatura de salida de los quemadores [°C]	60	60
Energía térmica para calentamiento del agua [kW]	22.22	14.42
Energía térmica de precalentamiento del agua [kW]		7.8
Energía eléctrica consumida por el compresor		2.27
Kg de GLP consumidos	1.54	1.19
Ahorro en GLP		0.35
Costo energía térmica (Pesos)	3927	3034
Costo energía eléctrica (Pesos)		465
Costo total energía (Pesos)	3927	3499

La **Tabla 4-4** presenta la simulación de los costos para operar el equipo, en la que se presenta un ahorro total en el ciclo analizado de \$428. Estos resultados se presentan como el total de la energía consumida y el porcentaje de ahorro del equipo en la **Tabla 4-5**.

Tabla 4-5. Ahorro energético del sistema de recuperación

	Secador sin sistema de recuperación	Secador con sistema de recuperación
Temperatura a la salida de los quemadores [°C]	60	60
Energía total para calentar el agua	22.22	14.42
Ahorro energía térmica		7.8
Porcentaje de ahorro energía térmica		35%
Porcentaje ahorro (pesos)		11%

En la siguiente sección se analiza este resultado frente a las pruebas realizadas en el equipo experimental, para tener un enfoque sobre la capacidad predictiva del planteamiento para simular la recuperación de calor en el equipo.

4.7. Análisis de resultados

El sistema de recuperación presenta un ahorro energético del 11%, se debe realizar un estudio termo - económico más detallado para valorar la importancia de la recuperación de energía de baja calidad, ya que los dispositivos tienen un costo inicial elevado.

En un trabajo posterior se debe la simulación del proceso de recuperación de energía, agregándole el consumo de energía eléctrica de los equipos que hacen parte del sistema, además de las ganancias o pérdidas energéticas pasivas del sistema.

La simulación se realizó para cuantificar la energía requerida por el sistema para alcanzar la temperatura de trabajo, teniendo constante la temperatura de salida del agua de los calentadores y agregándole la energía recuperada en el sistema de la bomba de calor. En la práctica este ahorro se reflejará fijando una temperatura de salida constante, lo que equivale que los quemadores tendrán que suministrar menor energía para obtener la temperatura de operación.

4.7.1.Resultados de la simulación del secador con sistema de recuperación

Una variable derivada del proceso de recuperación de energía, es el agua condensada de recuperación; ésta se debe a la cantidad de agua condensada del aire caliente húmedo de salida del proceso de recuperación, en el cual se observa que no sólo se recupera calor sensible, sino calor latente del aire, para las condiciones de operación del equipo no se presenta condensación, ya que no se alcanza la temperatura de rocío. El sistema de recuperación es una bomba de calor, en la cual la recuperación se da al evaporar un refrigerante para ingresarlo en un ciclo de compresión de vapor. Se tiene que el aumento de la temperatura en el evaporador se da en un proceso isobárico. El compresor le aumenta la entalpía al refrigerante para tener una mayor transferencia de energía en el precalentamiento del agua con este refrigerante.

De la simulación se obtiene que en el condensador del sistema de recuperación, el refrigerante entra a 84.6°C e intercambiará calor con el agua que viene a 30°C y la precalienta para entrar a los quemadores de GLP, que terminarán de subirla a la temperatura requerida en el proceso. Con lo anterior se estima la cantidad de energía que se puede obtener con el sistema de recuperación.

4.8. Ahorro energético con sistema de recuperación

El sistema de recuperación genera un ahorro energético de un 11% utilizando quemadores de GLP como fuente de energía. Estos resultados fueron obtenidos teniendo criterios conservadores en el funcionamiento del equipo al considerarlo una bomba de calor tipo Carnot. Este ahorro se espera que aumente al utilizar mezclas de refrigerantes para alcanzar temperaturas de evaporación más altas debido a los puntos críticos más elevados comparados con refrigerantes comerciales.

El ahorro en el equipo construido se alcanza fijando la temperatura salida de los quemadores, donde se reduce la diferencia de entrada a éstos y la salida; ya que el sistema de recuperación realiza un precalentamiento del agua. Teniendo en cuenta el ahorro energético se debe tener en cuenta el consumo de energía eléctrica para el funcionamiento del compresor.

El ahorro arrojado en la simulación es de 7.8kW y un consumo de energía eléctrica de 2.27 kW. Para el análisis de costos de las fuentes de energía térmica y eléctrica, se utilizan nuevamente los valores de la CREG a agosto de 2012, de 2555\$/kg de GLP y 205\$/kWh de energía eléctrica. Para la simulación con R22 se tiene un ahorro en energía térmica de 408\$/h ya sumado a los costos el consumo de energía eléctrica de \$466/h; si el equipo trabajará 24 horas/día en 330 días al año, se tendría un ahorro anual de \$807.740/año.

4.9. Resultados y discusión

En este capítulo se presentan los resultados experimentales del tubo de calor que se analizó en el laboratorio, en el cual se realizó el procedimiento presentado en el capítulo 3, midiendo la temperatura a lo largo del tubo al variar la potencia aplicada en cada uno de los ángulos de inclinación. Además se presentan los resultados del banco de tubos de

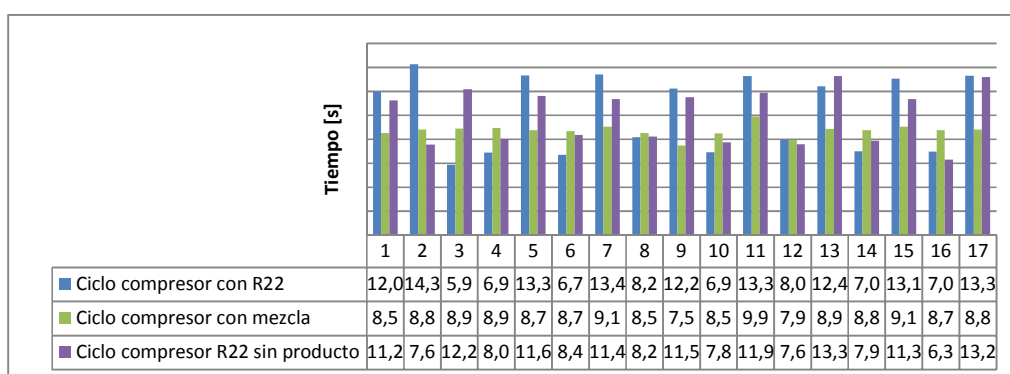
calor, en los cuales se midieron la temperatura, velocidad y humedad a la entrada y salida de éste, además de cuantificar la cantidad de refrigerante evaporado de acuerdo al ciclo de funcionamiento del compresor. Por último se comparan los resultados teóricos de todos los modelos desarrollados con los resultados experimentales, para validar el modelo; donde se cuantifica el ahorro presentado en el modelo teórico y en los resultados experimentales.

4.9.1. Medición de la presión y la temperatura en el sistema de recuperación

La medición de la presión y temperatura se realizó en cada punto de entrada y salida de cada uno de los equipos que conforman la bomba de calor. Las variables fueron medidas en intervalo de tiempo de 30 minutos desde la interfaz del sistema de control. Esta información es importante para el proceso, ya que de éstas dependen que el refrigerante si pueda alcanzar las temperaturas requeridas para el intercambio de calor en el precalentador de agua, además de permanecer en un rango de temperaturas y presiones que se encuentren estimadas en el diseño y evitar un daño en el equipo.

Para cada una de las pruebas experimentales se midió el tiempo de funcionamiento y de paro del compresor, además del caudal del agua que entraba a ser precalentada; estos resultados son presentados en la **Figura 4-10** y en la **Figura 4-11**, las cuales presentan un promedio de tiempos de paro y compresión para cada una de las condiciones experimentales; para el caso del agua presenta la medición del caudalímetro ubicado en la entrada del condensador de la bomba de calor.

Figura 4-10. Tiempos de paro-compresión en el ciclo del compresor



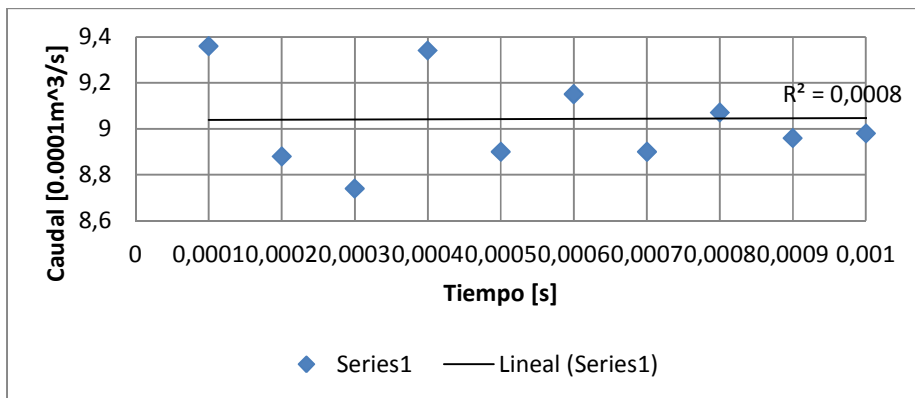
La **Tabla 4-6** presenta un resumen de la **Figura 4-10**, que se utilizarán más adelante para el cálculo del consumo eléctrico del motor del compresor.

Tabla 4-6. Tiempos de paro-compresión de la bomba de calor de recuperación de energía

	R22	Desviación estándar	mezcla	Desviación estándar	sin producto	Desviación estándar
Paro [s]	12,77	0,61	8,81	0,63	11,95	0,78
compresión [s]	7,19	0,55	8,60	0,31	7,71	0,63
Porcentaje de funcionamiento	36,0		49,4		39,2	

El caudal de agua se midió con un caudalímetro utilizado en la línea de entrada de agua al condensador; para realizar la medición de agua se realizaron para cada uno de los experimentos la medición de éste, tal como se presenta en la **Figura 4-11**.

Figura 4-11. Caudal de agua precalentada en el condensador de la bomba de calor



Se tiene un promedio de $9.04611 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$; con una desviación estándar de 0.17. Este dato se utilizará para cuantificar el aumento de temperatura del agua en el proceso de recuperación.

4.9.2. Temperatura y presión en el sistema de recuperación trabajando con R22

La presión de salida del compresor, que es la variable que se controla en el proceso con un termostato, fue fijada en 3 atm con una caída de presión de arranque de 0.1 atm. Obteniendo un valor en cada uno de los elementos, tal como se presenta en la Tabla 4-7.

La **Figura 4-12** y la **Figura 4-13** presentan los gráficos del comportamiento de la temperatura y la presión respectivamente.

Figura 4-12. Comportamiento promedio de la temperatura del sistema de recuperación operando con R22

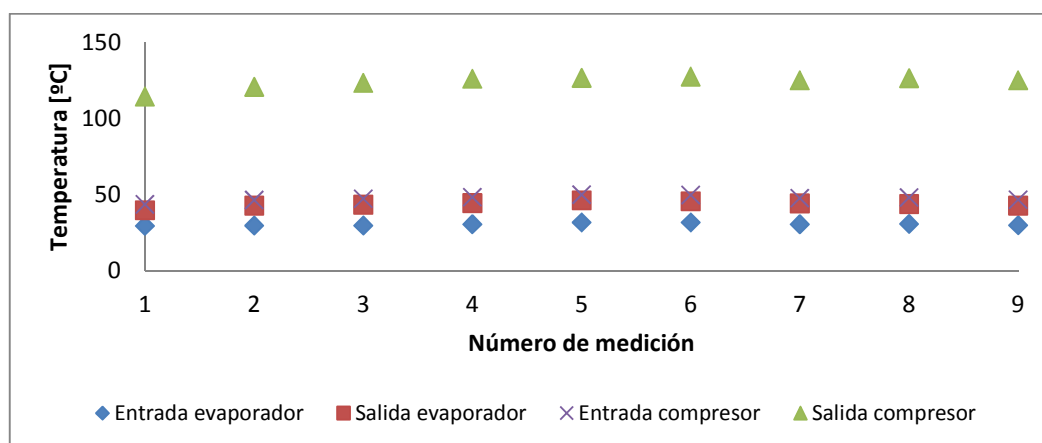
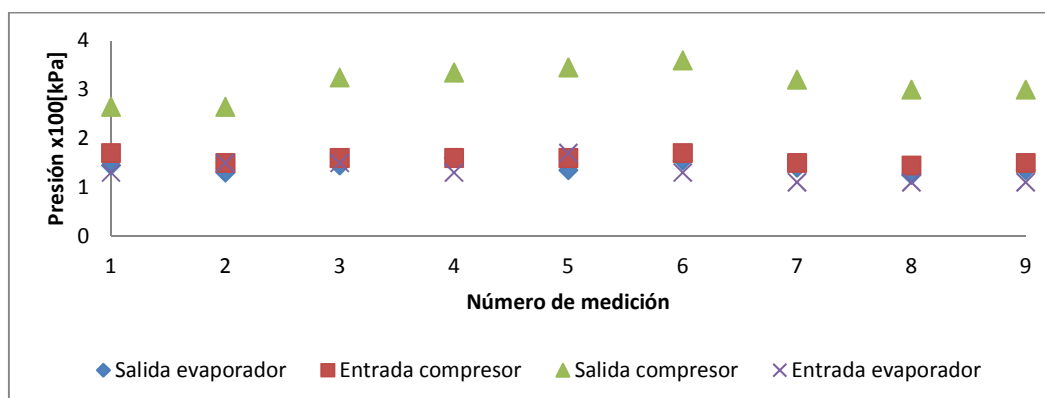


Figura 4-13. Comportamiento promedio de la presión del sistema de recuperación operando con R22



Los gráficos anteriores se pueden resumir en la **Tabla 4-7**, que además presenta el valor de la temperatura del agua en la salida de los quemadores con la desviación estándar de cada una de las variables.

Tabla 4-7. Presión y temperatura para el equipo operando con R22

	Temperatura [°C]	Desviación estándar	Presión [atm]	Desviación estándar
Entrada evaporador	27,3	0,9	1,3	0,1
Salida evaporador	39,5	1,9	1,4	0,1
Salida compresor	111,7	4,1	2,9	0,2
Entrada compresor	42,9	1,9	1,2	0,3
Salida quemadores	67,6	3,5		

De acuerdo a la **Tabla 4-7** se obtiene una relación de compresión de 2.42 llevada a cabo por el trabajo mecánico del compresor, de la **Figura 4-10** se tiene un funcionamiento del compresor del 44% calculado entre tiempo de funcionamiento y tiempo de paro.

Tabla 4-8. Resumen de potencia transferida por el sistema de recuperación con R22

Tiempo de operación compresor	Potencia máxima utilizada compresor [W]	Potencia térmica ahorrada [W]	Potencia neta recuperada [W]	COP	Coeficiente global de transferencia en el evaporador [W/m ² .K]
0,36	2011,50	7708,32	5696,82	3,83	192,30

La potencia térmica ahorrada se calculó teniendo en cuenta el consumo de combustible para las pruebas con el sistema de recuperación y el consumo sin recuperación de energía, conociendo además el poder calorífico del combustible se cuantificó el consumo ahorrado por unidad de tiempo. Para la potencia eléctrica del motor se tuvo a consideración el tiempo de operación del motor presentado en la **Figura 4-10** para realizar el trabajo mecánico que se ve reflejado en el aumento de temperatura y presión del refrigerante.

4.9.3. Temperatura y presión en el sistema de recuperación trabajando con mezcla de refrigerante

Para la mezcla de refrigerantes, se define la presión de alta a la salida del compresor, la cual se fija en 600kPa, con la cual se obtienen los resultados presentados en la **Figura 4-15** y resumidos en la **Tabla 4-9**.

Figura 4-14. Comportamiento promedio de la temperatura del sistema de recuperación operando con mezcla de refrigerante

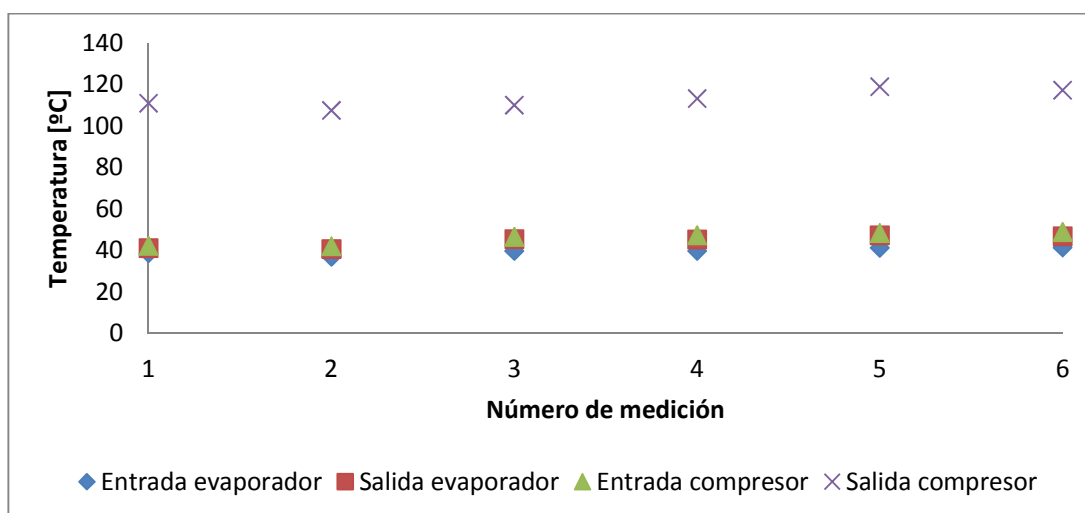
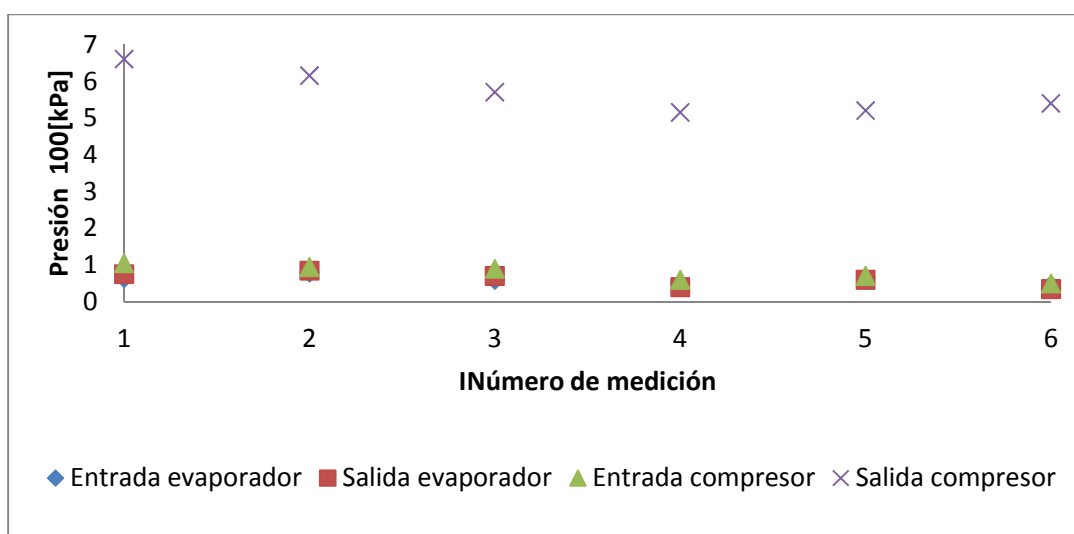


Figura 4-15. Comportamiento promedio de la presión del sistema de recuperación operando con mezcla de refrigerante



La **Tabla 4-9** además presenta el promedio de la temperatura y las presiones en la entrada y salida de cada uno de los equipos, además de la temperatura promedio de la salida de los quemadores.

Tabla 4-9. Presión y temperatura para el equipo operando con mezcla de refrigerante

	Temperatura °C	Desviación estándar	Presión [atm]	Desviación estándar
Entrada evaporador	39,7	1,6	0,6	0,1
Salida evaporador	45,9	3,1	0,6	0,2
Salida compresor	113,0	4,4	5,7	0,6
Entrada compresor	44,4	2,9	0,8	0,2
Salida quemadores	68,2	0,5		

Se tiene un factor de compresión para la mezcla refrigerante promedio de 7.12, calculado por el cociente entre las presiones de entrada y salida en el compresor, además se tiene un tiempo de operación del compresor del 49%, presentado en la Tabla 4-10

Tabla 4-10. Resumen de potencia transferida por el sistema de recuperación con mezcla de refrigerantes

Tiempo de operación compresor	Potencia máxima utilizada compresor [W]	Potencia térmica ahorrada [W]	Potencia neta recuperada [W]	COP	Coefficiente global de transferencia en el evaporador [W/m ² .K]
0,49	2760,23	5894,60	3134,37	2,14	197,30

4.9.4. Ahorro en el sistema de recuperación

Cada uno de los experimentos se realizó con réplica, realizando el proceso de secado por 3 y horas, en el cual se realizaron mediciones cada 30 minutos de humedad relativa a la entrada y salida del intercambiador de tubos de calor, temperatura a la entrada y salida del intercambiador de calor, temperatura ambiente; temperatura del agua proveniente del tanque de almacenamiento al intercambiador (condensador de la bomba de calor) o a los quemadores de GLP en los casos que no se utilizó el sistema de recuperación. Además, para las variables de la bomba de calor se instaló un sistema de adquisición de datos que mide la temperatura y presión a la entrada y salida de cada uno

de los componentes de la bomba de calor; para las variables de entrada y salida al intercambiador se tienen los resultados que se presentan en la **Tabla 4-11**.

Tabla 4-11. Variables psicrométricas a la entrada y salida del intercambiador de calor por tubos de calor

Tiempo (h)	Radiador			Evaporador		
	Humedad Relativa	T (°C)	H(kJ/kg)	Humedad Relativa	T (°C)	H(kJ/kg)
0	67	51	236,126	67	38	126,833
0,5	67	51	236,127	67	51	236,126
1	67	51,7	244,168	67	51,8	245,339
2	67	45,8	184,263	67	43,3	163,558
3	67	40	139,661	67	40	139,661
Promedio	67	47,9 (51)	208,069	67	44,82 (48)	182,3034
Humedad Absoluta (kg/kg)	0.00604 (0.0713)			0.00506 (0.060)		

Como medición experimental para el ahorro energético con el sistema se realizó una curva de peso/tiempo de cuatro muestras experimentales para realizar la gráfica de la pérdida de peso por unidad de tiempo; además se realizó un pesaje antes y después del proceso de secado a la citropulpa, con lo que se cuantifica el total de agua retirada en cada uno de los ciclos de secado. Ya para la medición del consumo energético del equipo se realizó una medición del peso de la pipeta de GLP al inicio y al final de los ciclos de secado para cuantificar la cantidad de combustible consumido por unidad de tiempo; para el caso de la energía eléctrica consumida por el compresor, se trabajó de manera teórica con el cálculo de energía consumida para compresión de cierto flujo másico.

Los resultados de estas mediciones a las 4 muestras, arrojan un resultado de agua evaporada de 33.4 kg que es la diferencia entre el peso antes (100kg) y después (66.6kg) del proceso de secado.

Tabla 4-12. Peso de las muestras

Tiempo (h)	Peso de las Muestras (g)				Peso Promedio (g)
	1	2	3	4	
0	60	82	55	50	61,8
0,5	51	78	52	47	57,0
1	49	76	51	45	55,3
2	46	73	49	43	52,8
3	43	69	47	41	50,0
4	40	65	45	39	47,3

El ahorro energético del equipo de secado, comparando el funcionamiento sin el sistema de recuperación y funcionando con la bomba de calor, tanto con refrigerante R22 y mezcla de refrigerantes, fue de 11.4 y 10.8% respectivamente.

La potencia térmica ahorrada se cuantificó comparando el consumo del equipo con el sistema de recuperación de calor funcionando con mezcla de refrigerantes y sin sistema de recuperación, conociendo el poder calorífico del GLP. El COP se define entre la potencia térmica ahorrada y la potencia del compresor. Dando un COP muy bajo, esto debido a las altas presiones a las que se lleva al equipo que disminuyen su eficiencia energética.

El ahorro se calcula basado en el consumo de combustible GLP por unidad de agua evaporada en el producto. Debido a que el costo por unidad de potencia térmica y eléctrica es bastante disímil en el mercado colombiano, se realiza una cuantificación monetaria del funcionamiento del equipo con o sin sistema de recuperación. El ahorro en energía térmica del equipo, sin cuantificar el costo de poner a funcionar el compresor fue de \$434/kg funcionando con refrigerante R22 y de \$332/kg funcionando con mezcla de refrigerantes. Para los datos anteriores se utiliza un costo de \$2550/kg de GLP. Teniendo lo anterior, el ahorro para el ciclo de secado fue de \$1740 y \$1328 para R22 y mezcla de refrigerante o de \$52.1/kg \$40/kg en el ciclo de secado de 4 horas. Suponiendo una humedad retirada constante en un proceso de operación continua de 24 horas y 330 días/año, se llega a un ahorro de \$3'445.200/año con R22 y \$2'630.000 con mezcla de refrigerante.

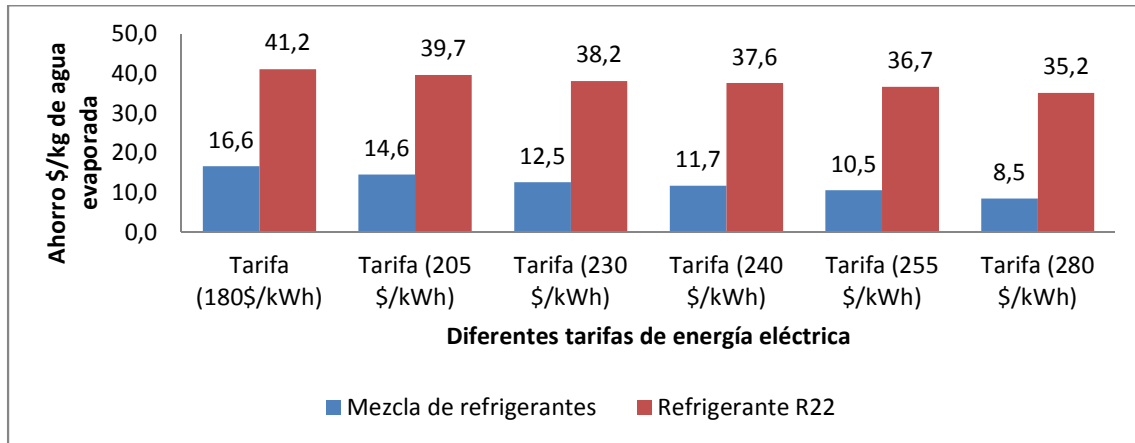
Tabla 4-13. Consumo de combustible y ahorro con el sistema de recuperación de energía

Pruebas de Secado	Secado Normal	Secado con Sistema de Recuperación (R22)	Secado con Sistema de Recuperación (Mezcla)
Promedio de GLP gastado (m ³ /h)	0,0027	0,0024	0,0025
Ahorro (%)		11,4	10,8

Luego de tener el ahorro por combustible, se debe cuantificar el consumo energético del compresor; para esto, se utilizó un variador de velocidad y un sistema de Start-stop que funcionaba con un set-point de acuerdo a la presión de trabajo de alta (condensador). Se toma como referencia el costo de energía eléctrica para el lugar de instalación del equipo, que para agosto de 2012 fue de \$205/kWh (fuente CREG). El consumo de energía eléctrica se presenta en la **Tabla 4-8** y **Tabla 4-10**, el cual presenta un consumo energético de 2,011kWh y 2,711kWh que equivale a un costo de \$1649 y \$2223 para el R22 y la mezcla refrigerante respectivamente; dado lo anterior, se tiene que costo del consumo energético por kilogramo de agua fue de \$49/kg y \$67/kg. El ahorro neto que se obtiene al sumar los costos de energía eléctrica y por GLP son de 1325\$ y 488\$ para R22 y mezcla de refrigerantes, lo que representa un ahorro específico de \$40/kg y \$15/kg. El ahorro neto en una operación continua de 24horas por 330 días/año se tiene un ahorro de \$2620000/año para el funcionamiento con el R22 y \$965530/año. Para el mercado colombiano, la Comisión reguladora de Energía y Gas (CREG) es la que estipula el precio de la energía eléctrica y el GLP de acuerdo a la ubicación y uso para la que se requiera. En la Figura 4-16 se presenta el ahorro por kilogramo de agua evaporada a diferentes costos de energía.

De la **Figura 4-16** se observa que el ahorro económico en el equipo se da cuando las tarifas de energía se dan en el intervalo de costos estipulado, tanto cuando se opera el equipo con mezcla de refrigerantes como para el R22, siendo la diferencia del ahorro entre estos dos refrigerantes muy alta debido al consumo eléctrico del motor.

Figura 4-16. Ahorro de dinero por kg de agua evaporada a diferentes tarifas de energía eléctrica



El promedio del COP para el equipo funcionando con refrigerante R22 es de 3.83, para la mezcla de refrigerantes 2.14. El coeficiente de transferencia del evaporador presenta un valor similar con un error del 2%,

4.10. Comparación de los resultados experimentales con los resultados de la simulación

En las secciones anteriores se encontró el ahorro de combustible al utilizar el sistema de recuperación, tanto teórica como experimentalmente, la **Tabla 4-14** presenta el resumen de los resultados de estos procedimientos.

Tabla 4-14. Resumen de los resultados experimentales y de la simulación del secador

	Consumo de GLP	Potencia máxima utilizada del compresor [W]	Potencia térmica ahorrada [W]	Potencia neta recuperada [W]	COP	U del evaporador [W/m ² .K]
Secador sin sistema de recuperación	1.51	--	--	--	--	--
Secador con sist. De recuperación R22	1.37	2011.50	7708.32	5696.82	3.83	192.30
Secador con sist. De recuperación Mezcla refrigerante	1.34	2760.23	5894.60	3134.37	2.14	197.30
Simulación secador sin sistema de recuperación	1.54	--	--	--	--	--
Simulación secador con sistema de recuperación R22	1.19	2270	7800	5600	3.47	--

El consumo de GLP presenta un error del 1% frente al consumo real del equipo, para el consumo del sistema de recuperación simulado se tiene un error del 15%. Para el ahorro de potencia neta se tiene una diferencia entre el valor experimental y el resultado de la simulación de 92W, que equivale a un error del 2%. El consumo energético del compresor tiene una diferencia entre el resultado teórico y experimental de 259W que equivale a un error del 12% entre estos valores. Para el COP se tiene un error del 10% entre los dos valores. El COP de la mezcla de refrigerante tiene un valor bajo, debido a la relación de compresión a la que trabaja mayor a la que utiliza el sistema funcionando con el refrigerante R22. La similitud de los valores teóricos y experimentales se debe a que muchos de los datos de la simulación son obtenidos de los valores medidos en el equipo, además que los coeficientes globales de transferencia de calor calculados para el condensador y el evaporador correspondió a los del equipo en funcionamiento.

CONCLUSIONES

Se utilizó una metodología basada en mediciones experimentales de las características de transferencia de energía de un tubo de calor diseñado especialmente para este fin. Esto fue acompañado de una simulación teórica que permitió evaluar el comportamiento de varios tubos de calor conformando un banco como sistema para la transferencia de energía y luego se simuló un sistema de recuperación de energía para el proceso de secado de productos agrícolas.

Como resultado de la estrategia experimental utilizada, se determinaron coeficientes globales de transferencia de calor y se midieron las variables necesarias que permitieron la cuantificación de la cantidad de energía recuperada en el proceso de secado. En la simulación del banco de tubos se determinó la cantidad de energía recuperable, el cambio de las variables principales como temperatura, velocidad, presión y cambio de humedad en el aire.

De acuerdo con la simulación del sistema de recuperación, se obtuvo la cantidad teórica de combustible que entrega la potencia necesaria en el secador, además permitió cuantificar cuánto sería el ahorro en combustible al utilizar el equipo con el sistema de recuperación.

El consumo de GLP presenta un error del 1% de la simulación frente al consumo real del equipo sin sistema de recuperación; para el consumo del sistema de recuperación simulado se tiene un error del 15% comparado con los resultados experimentales en el sistema de recuperación. Para el ahorro de potencia neta se tiene una diferencia entre el valor experimental y el resultado de la simulación de 92W, que equivale a un error del 2%. El consumo energético del compresor tiene una diferencia entre el resultado teórico y experimental de 259W que equivale a un error del 12% entre estos valores. Para el COP se tiene un error del 10% entre los dos valores. El COP de la mezcla de refrigerante tiene un valor bajo, debido a la relación de compresión a la que trabaja mayor a la que

utiliza el sistema funcionando con el refrigerante R22. Por tanto la simulación es una herramienta que permite predecir con precisión aceptable el comportamiento del sistema de recuperación real.

Los tubos de calor son dispositivos apropiados para recuperación de calor a bajas temperaturas, ya que las ventajas de operación como los pequeños gradientes de temperatura entre la corriente fría y caliente, además el área que requieren para llevar a cabo el intercambio de energía y la separación de las corrientes los hacen aptos para la utilización en corrientes de desecho de baja calidad. Dado lo anterior y teniendo en cuenta que las fuentes de calor de baja calidad son las más comunes y menor aprovechadas en la industria, se encuentra en esta tecnología una opción para el aprovechamiento de esta energía y el aumento de eficiencia y competitividad en el sector industrial.

La disminución del consumo de combustible en el proceso de secado estudiado, conlleva una reducción de la demanda de recursos naturales no renovables y por ende el impacto ambiental, por lo que se hace necesario impulsar este tipo de investigaciones que tienen beneficios ambientales en corto y mediano plazo aplicados en los procesos industriales existentes.

Recomendaciones y trabajos futuros

Se recomienda lo siguientes trabajos futuros:

- Simular el proceso de recuperación de energía con intercambiadores convencionales y cuantificar la diferencia de área/potencia transferida con el sistema de recuperación de tubos de calor.
- Estudio económico de la viabilidad de la aplicación de tubos de calor a escala industrial, incluyendo los termosifones para la recuperación de energía de baja calidad.
- Validación de la simulación del sistema de recuperación en la cual se tenga condensación de vapor de agua.
- Realizar pruebas experimentales de la cantidad de calor latente que puede ser recuperado en el banco de tubos.
- Acoplar un modelo fenomenológico al estudio de transferencia de calor por medio de tubos de calor, para así comprender mejor el fenómeno que ocurre dentro del tubo de calor.
- Realizar pruebas experimentales acerca de la evaporación de película descendente y sus ventajas en la transferencia de calor en tubos trabajando a bajas temperaturas.
- Realizar el ciclo de vida del producto para todo el sistema de recuperación y cuantificar el impacto en la huella ecológica al utilizar esta tecnología en otras posibles aplicaciones.

Resultados de la tesis de maestría verificables

La tesis de maestría hace parte de los compromisos adquiridos en el proyecto de investigación “Incremento de la eficiencia energética y productividad de los procesos industriales a baja temperatura en el valle de Aburrá y zonas agroindustriales de Antioquia”. En este proyecto se evaluaron varios procesos industriales con desecho energético de baja calidad, en el cual se planteó el sistema de recuperación en un secador, ya que es un proceso industrial ampliamente utilizado en la región. Como resultados de este proyecto se tiene como productos finales un libro y un artículo del tema de recuperación de energía de baja calidad en revisión para publicación y de los cuales se tiene coautoría.

Diseño y construcción del sistema de recuperación de calor por medio de tubos de calor. Este sistema de recuperación se encuentra actualmente en montaje en el Centro de innovación y negocios Ruta N. en la ciudad de Medellín. Las pruebas experimentales se realizaron en la empresa Itacol de Occidente en el municipio de Girardota, del Valle de Aburrá.

Se desarrolló una metodología para la medición de resistencias térmicas en tubos de calor, con la cual se construyó un banco de pruebas para ser utilizado en futuros proyectos académicos en la Universidad Nacional.

Se realizó la construcción de tubos de calor en la Universidad Nacional, los cuales se están utilizando en condensación de alquitranes en los procesos de gasificación de la planta ubicada en Ingeominas.

Bibliografía

- Ambrose, J.H., Chow, L.C. & Beam, 1987. An apparatus to measure the maximum heat transfer rate in heat pipes. *Journal of heat transfer*, 109(4), pp.1023–1025.
- Anderson, W.G. et al., 2010. Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes. *15th International Heat Pipe Conference*, (2006).
- Asselman, G.A.A.; Green, D.B., 1973. Heat pipes. I. Operation and characteristics. *Philips Tech. Rev.*, v. 33(4), pp.104–113.
- B.J. Huang, J.T.T., 1985. A method of analysis for heat pipe heat exchangers.pdf. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(3), pp.553–562.
- Binglu R., Huan L, A.M.. , 2012. Inlet Temperature Effects on Sensible Heat Transfer to Falling Liquid Films on Horizontal Round Tubes. *International conference and air conditioning conference*, 4000(1996), pp.1–10.
- Chang, H.-C., 1994. Wave Evolution on a Falling Film. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 26(1), pp.103–136.
- Chens, C., 1998. Falling film evaporation of single component liquids. , 41(12), pp.1623–1632.
- Chisholm, D., 1971. The Heat Pipe. *Mills & Boon Limited*.
- Chua, K.J., Chou, S.K. & Yang, W.M., 2010. Advances in heat pump systems : A review. *Applied Energy*, 87(12), pp.3611–3624.
- Chun, K. R. and Seban, R.A., 1971. Heat transfer to evaporating liquid films. *Journal of Heat Transfer*,, 93, pp.391–396.
- Daghigh, R. et al., 2010. Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), pp.2564–2579.
- David Reay, P.K., 2006a. *Heat pipes theory design and applications* 5th ed., Butterworth-Heinemann.
- David Reay, P.K., 2006b. *Heat pipes theory design and applications* 5th ed., Butterworth-Heinemann.

-
- Du, X.-Z. et al., 2002. Energy analysis of evaporating thin falling film instability in vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(9), pp.1889–1893.
- El-Genk, M.S. and S., 2001. Minimum thickness of a flowing down liquid film on a vertical surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp.2809–2825.
- El-Nasr, a. A. & El-Haggar, S.M., 1996. Effective thermal conductivity of heat pipes. *Heat and Mass Transfer*, 32(1-2), pp.97–101.
- Elliott, J.R., L.C.T., 1999. *Introductory Chemical Engineering Thermodynamics*, Prentice Hall.
- Faghri, A, 1994. Recent advances in the numerical analysis of heat pipes. , 14(February).
- Faghri, Amir, 1995. *Heat pipe science and technology* 1st ed., Taylor & Francis.
- Freggens, R.A., 1969. Experimental determination of wick properties for heat pipe applications. *4th Intersociety Energy Conference Engineering Conference*, pp.888–897.
- Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erikson, G.F., 1964. Structures of Very High Thermal Conductivity. *Journal of applied physics*, 35.
- Habeebullah, M.H. et al., 1998. Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water-in-steel heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 18(7), pp.595–607.
- Hartley, D.E. and Murgatroyd, W., 1964. Criteria for the break-up of thin liquid layers flowing isothermally over solid surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, pp.1003–1015.
- Hewitt, S.S.& G.F., 1995. Hydrodynamics and heat transfer of wavy thin film flow.pdf.
- Karimi, G. & Kawaji, M., 1998. An experimental study of freely falling films in a vertical tube. *Chemical Engineering Science*, 53(20), pp.3501–3512.
- Krupiczka, R., Rotkegel, A. & Ziobrowski, Z., 2002. Heat transfer to evaporating liquid films within a vertical tube. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 41(1), pp.23–28.
- Law, R., Harvey, A. & Reay, D., 2012. Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry. *Applied Thermal Engineering*, pp.1–9.
- Loh, C.K. et al., 2005. Comparative Study of Heat Pipes Performances in Different Orientations. *21st IEEE SEMI-THERM Symposium*.
- Mai, C., 2010. Mathematical Model of the Optimum Heat Pipe Heat Exchanger for a Condenser of Vapor-Compression Refrigeration Cycle P . Yeunyoungkul , P .

Sakulchangsattajai and P. Terdtoon Department of Mechanical Engineering , Faculty of Engineering , , 1(2), pp.104–110.

Morison, K.R., Worth, Q. a. G. & O’dea, N.P., 2006. Minimum Wetting and Distribution Rates in Falling Film Evaporators. *Food and Bioproducts Processing*, 84(4), pp.302–310.

P. Dunn, D.A.R., 1994. *Heat pipes* 4th ed., Oxford; New York: Pergamon.

Palen, J.W., Wang, Q. and chen, J.C., 1994. Falling film evaporation of binary mixtures. *AIChE J.* 40, pp.204–214.

Phong & Van, 2009. Chapter 14 Falling Film Evaporation. In *Engineering data book III*. Wolverine Inc., pp. 1–39.

Pulat, E., Etemoglu, a. B. & Can, M., 2009. Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(3), pp.663–672.

Reay, D.A., 1980. A review of gas-gas heat recovery systems. , 1.

Smirnov, H., 2010. *Transport phenomena in capillar-porous structures and heat pipes*, Boca Raton: CRC Press.

Spoelstra, S., Haije, W.G. & Dijkstra, J.W., 2002. Techno-economic feasibility of high-temperature high-lift chemical heat pumps for upgrading industrial waste heat. *Applied Thermal Engineering*, 22(14), pp.1619–1630.

Subbarao, S. & Lloyd, B., 2011. Can the Clean Development Mechanism (CDM) deliver? *Energy Policy*, 39(3), pp.1600–1611.

Tang, Z., Jiang, Z. & Ma, C., 2002. Some Characteristics of Falling Liquid Film Flow Boiling.

Thewsey, D.J. & Zhao, Y.Y., 2008. Thermal conductivity of porous copper manufactured by the lost carbonate sintering process. *Physica Status Solidi (a)*, 205(5), pp.1126–1131.

Vincent, C. et al., 2012. Effect of porosity on the thermal conductivity of copper processed by powder metallurgy. *Journal of Physics and Chemistry of Solids*, 73(3), pp.499–504.

Wongsuwan, W. et al., 2001. *Applications of heat pumps in chemical processing*.

Gaugler, R. S., “Heat Transfer Device”, U. S. Patent 2,350,348

Anexo 1. Medición de la presión y la temperatura de la bomba de calor

Para realizar la evaluación del comportamiento del sistema de recuperación de calor, es importante tener en cuenta las dos variables principales del refrigerante utilizado, ya que éstas variables permiten cuantificar el cambio de entalpías en cada una de las partes que componen la bomba de calor. Para realizar lo anterior, se tiene un tablero de visualización de las variables en cada una de las entradas y salidas del evaporador, compresor y condensador y válvula de expansión. Se presenta a continuación la tabla resumen de las variables en el evaporador, condensador y compresor, además de la temperatura en los quemadores, que permite cuantificar el consumo energético del equipo.

Medición de presión y temperatura en el sistema de recuperación de energía con refrigerante R22

Para la primera prueba realizada en el sistema de recuperación, se cargo el sistema para trabajar a presión de alta de 400kPa y presión de baja de 150kPa. Las mediciones de presión y temperatura se realizaron por un tiempo de secado de 4horas y se realizaron mediciones cada 30 minutos empezando en $t=0$. Para la segunda medición de la presión y la temperatura en la bomba de calor, se trabajó con una presión nominal de alta de 300kPa y de 100kPa de presión en baja. Los intervalos de tiempo para la medición de la presión y temperatura fueron cada 30 minutos empezando en $t=0$, además se realizaron por un espacio de 3.5 horas.

Tabla 0-1. Tabla de medición sistema de recuperación con R22

	TABLA PROMEDIO R22									DE
Tentrada evaporador	29,45	29,7	29,7	30,6	31,8	31,85	30,6	30,85	30	0,89
Tsalida evaporador	39,8	42,75	43,55	44,45	46,35	45,75	44,35	43,8	42,75	1,91
Tsalida compresor	114,4	120,75	123,5	126,15	126,65	127,45	125,15	126,4	125,1	4,10
Tentrada compresor	43,75	46,6	47,25	48,3	49,95	49,85	47,7	48,1	46,75	1,87
Pentrada evaporador	1,45	1,3	1,45	1,6	1,35	1,55	1,4	1,25	1,35	0,11
Psalida evaporador	1,7	1,5	1,6	1,6	1,6	1,7	1,5	1,45	1,5	0,09
Pentrada compresor	1,3	1,5	1,5	1,3	1,7	1,3	1,1	1,1	1,1	0,21
Psalida compresor	2,65	2,65	3,25	3,35	3,45	3,6	3,2	3	3	0,33
Tsalida quemadores	72	71,5	71	64	66	66	65,5	64,5	63	3,48

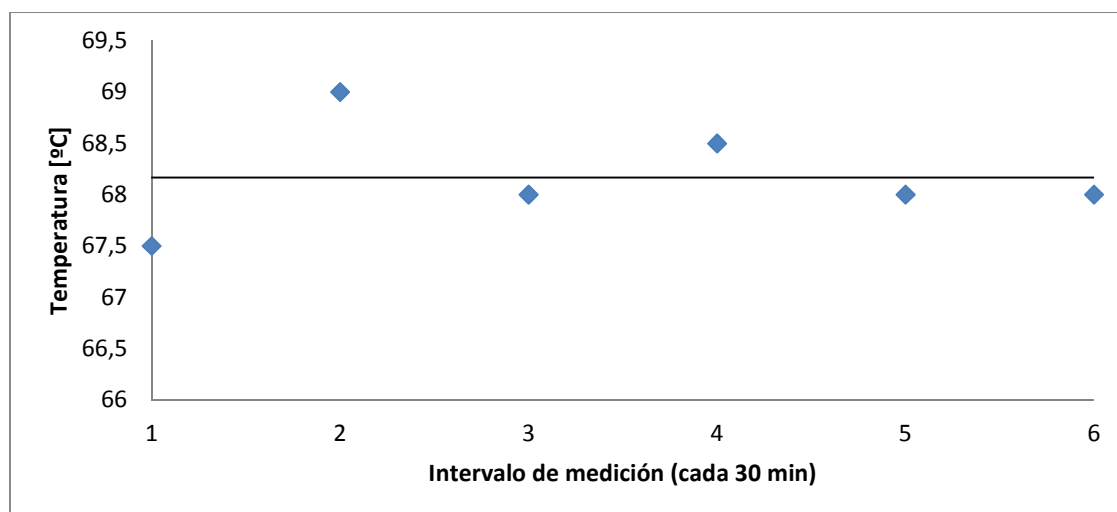
Medición de secado de citropulpa mediante el uso de la mezcla de refrigerante R22 y R141b

Las pruebas para mezcla refrigerante se realizaron con R22 con un 0.8 de fracción molar y un 0.2 de fracción molar de R134a. La mezcla se realiza para estudiar la factibilidad de utilizar la bomba de calor a presiones y temperaturas más elevadas. Se utiliza una programación de los set points de 700kPa para la presión de alta y 190kPa para la presión de baja. Las mediciones se realizaron por un intervalo de 3 horas con tiempos de medición cada 30 minutos, comenzando en $t=0$.

Tabla 0-2. Tabla de medición sistema de recuperación con mezcla de refrigerantes

	TABLA PROMEDIO CON MEZCLA DE REFRIGERANTE						DE	Promedio
Tentrada evaporador	38,65	37,1	39,7	39,8	41,25	41,4	1,62	39,65
Tsalida evaporador	42,15	42,05	46,55	47,25	48,5	48,95	3,07	45,91
Tsalida compresor	110,95	107,55	110,05	113,15	118,95	117,25	4,38	112,98
Tentrada compresor	41,05	40,7	45,45	45,25	47,3	46,8	2,86	44,43
Pentrada evaporador	0,65	0,8	0,6	0,5	0,65	0,45	0,12	0,61
Psalida evaporador	0,75	0,85	0,7	0,4	0,6	0,35	0,20	0,61
Pentrada compresor	1,05	0,95	0,9	0,6	0,7	0,5	0,22	0,78
Psalida compresor	6,6	6,15	5,7	5,15	5,2	5,4	0,58	5,70
Tsalida quemadores	67,5	69	68	68,5	68	68	0,52	68,17

Figura 0-1. Temperatura del agua operando en sistema de recuperación con la mezcla de refrigerantes



Anexo 2. Propiedades de la mezcla refrigerante de 0.2R22+0.8R141b

La mezcla de refrigerantes utilizados en las pruebas experimentales fueron estudiadas en el proyecto dentro del cual se desarrolla este trabajo de grado, la siguiente tabla presenta las propiedades necesarias para realizar el balance de energía con la mezcla.

Tabla 0-1. Información de la mezcla de refrigerantes en el condensador.

Información de la mezcla de refrigerantes en el condensador.

Refrigerantes	R22	R141b
Fracción molar Xi	0,2	0,8
Temperatura a la entrada del condensador [K]	372.17	
Entalpía a la entrada del condensador [kJ/kg]	450	
Temperatura a la salida del condensador [K]	333.04	
Entalpía a la salida del condensador [kJ/kg]	269.44	
Flujo másico [kg/s]	0.1125	
Presión de alta [kPa]	700	

Para las condiciones del evaporador con la mezcla de refrigerantes, se tiene que la entalpía de entrada del evaporador debe ser igual a la de la salida del condensador, por lo que el sistema de expansión disminuye la temperatura y la presión de manera isoentálpica. La presión en el evaporador es de 80kPa y una temperatura de entrada de 271.3K, con una entalpía de 269.44kJ/kg. En la salida se tiene un vapor en estado saturado a una temperatura de 293.04K y entalpía de 447.17kJ/kg. La Tabla **0-2** resume lo anterior.

Tabla 0-2. Temperaturas y entalpías de la mezcla a la entrada y salida de la mezcla de refrigerantes en el evaporador a diferentes presiones de evaporación.

Información de la mezcla de refrigerantes en el evaporador

Temperatura a la entrada del evaporador [K]	271.3
Entalpía a la entrada del evaporador [kJ/kg]	269.44
Temperatura a la salida del evaporador [K]	293.04
Entalpía a la salida del evaporador [kJ/kg]	447.17
Presión de baja [kPa]	80

Anexo 3. Cálculo de coeficiente de transferencia en el banco de tubos de calor

En la **Tabla 0-1** se resumen las propiedades del tubo de calor utilizado en el banco de tubos para el proceso de recuperación. Para una temperatura de trabajo de 303K, el tubo es capaz de transferir 240W según la información suministrada por el fabricante (Ver anexo 4). Con los datos anteriores se realiza cálculo del área y el coeficiente global de transferencia de calor.

Tabla 0-1. Dimensión específica del tubo de calor que se utilizará en el diseño del evaporador

DIMENSIONES GENERALES DEL TUBO DE CALOR	
Diámetro [m]	0,0254
Longitud total [m]	0,5
Longitud del evaporador [m]	0,24
Longitud del condensador [m]	0,24
Temperatura de operación [°C]	30
Temperatura ambiente [°C]	25
Potencia máxima a temperatura de operación [W]	240
Cantidad de tubos requeridos	90
Fabricante	Thermacore
Peso unitario [kg]	0,737
Peso total [kg]	66,33
Área de intercambio [m] ²	0,019

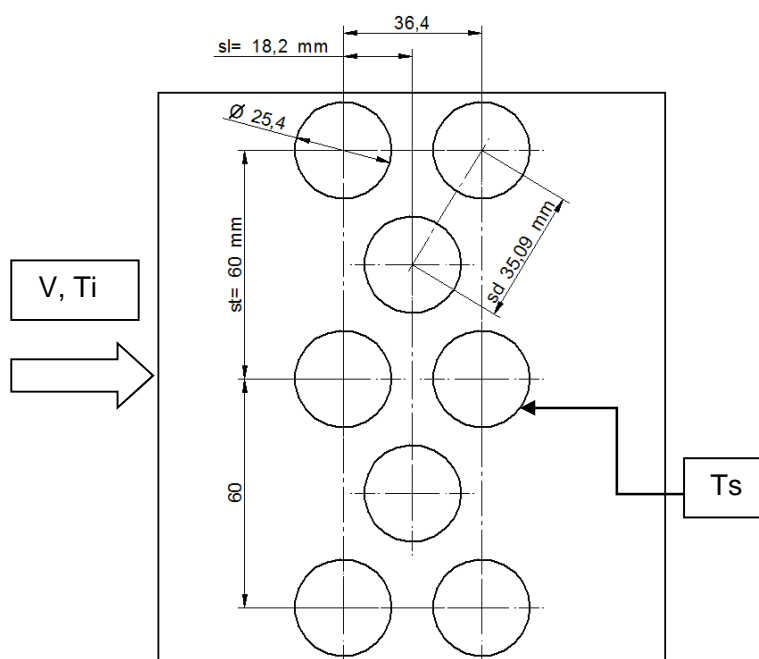
El coeficiente convectivo para el aire húmedo que contiene el calor de desecho es de 19.3 W/m².K; donde el coeficiente global de transferencia de calor es de 197 W/m².K y una potencia promedio de 95W por cada tubo de calor; con lo que se presenta que el banco de tubos puede recuperar una potencia térmica de 8550W. Otros parámetros que se requieren calcular son la presión y la velocidad del aire a la salida del intercambiador

Tabla 0-2. Datos teórico-experimentales para el cálculo del coeficiente de convección del aire húmedo caliente.

Velocidad entrada aire [m/s]	2,7
Temperatura del aire húmedo	318
Viscosidad cinemática [m ² /s]	2,00E-04
Conductividad térmica [W/m*K]	0,27
Longitud del tubo [m]	0,24
Número de Prandtl	0,7
Número de Nusselt	34
Coeficiente promedio convección para flujo externo [W/m ² *K]	19,4

Para el cálculo del coeficiente convectivo, se define primero una disposición de tubos de forma triangular como se presenta en la siguiente figura; en la cual se tiene que el aire húmedo atravesará el banco de tubos de manera transversal y completamente perpendicular y está compuesto por aire seco y agua evaporada del proceso de secado. Para la obtención de las propiedades físicas del aire húmedo se tendrá en cuenta un promedio ponderado de las propiedades de las dos sustancias.

Figura 0-1. Distribución de los tubos St, Sl y Sd para el cálculo del banco de tubos



Para flujo externo a través de un banco de tubos, se tiene que para definir si el flujo es laminar o turbulento, se debe hallar el Re_D *max*; el cual se define como

$$Re_D = \frac{V_{max}D}{\mu} \quad (A-1)$$

Para un banco de tubos de manera triangular, se tiene dos pasos estrechos, los cuales son la distancia transversal entre tubos y la distancia diagonal entre tubos; se debe calcular el Re en ambos casos y comparar cuál tiene más peso en el cálculo del número adimensional.

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

Además se debe cumplir que

$$S_D > \frac{S_T - D}{2} \quad (A-3)$$

Después de verificar dónde se da la velocidad másica máxima, se calcula con la siguiente ecuación:

$$G_{max} = \rho V_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (A-4)$$

$$A_{min} = N_L L_T (S_T - D) \quad (A-5)$$

Donde N_L ; L_T son número de filas y longitud de tubos respectivamente

$$G_{max} = \left[\frac{kg}{m^2 s} \right] \quad (A-6)$$

$$Re_D = \frac{G_{max}D}{\mu} \quad (A-7)$$

El coeficiente de transferencia de calor se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$h = \frac{\overline{Nu_D} k}{D} \quad (\text{A-8})$$

Para hallar la temperatura media logarítmica se tienen dos suposiciones las cuales son que el calor específico se mantiene constante en el rango de temperaturas de trabajo y los coeficientes de transferencia de calor se mantienen constantes a través del intercambiador.

$$U = \frac{N_{tubos}}{R_{tubo} A_c} \quad (\text{A-9})$$

$$N_{tubos} = \frac{QR_{tubo}}{\Delta T_{ml}} \quad (\text{A-10})$$

$$N_{tubos} = (N_{transv} - N_{long}) - \left(\frac{N_{long} - 1}{2} \right) \quad (\text{A-11})$$

$$N_{long} = \frac{(2N_{tubos} - 1)}{(2N_{transv} - 1)} \quad (\text{A-12})$$

Las ecuaciones a continuación permiten hallar la cantidad de área de intercambio y la cantidad de tubos requeridos en el proceso. Se obtuvo un área de 1.9m^2 y una temperatura media logarítmica de -22°C . El balance de energía en el que se basa el análisis de la transferencia de calor, se expresa de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$Q = UA_{transf}(T_h - T_c) \quad (\text{A-13})$$

Donde Q es el calor transferido de la fuente al sumidero, U es el coeficiente global de transferencia de calor y las T_h, T_c son las temperaturas de la fuente y del sumidero.

$$Q = U_t S_t \Delta T_{TLM} \quad (\text{A-14})$$

$$S_t = \frac{Q}{U_t \Delta T_{TLM}} \quad (\text{A-15})$$

$$N_{tubos} = \frac{S_t}{\pi D_{tubo} L_{tubo}} \quad (\text{A-16})$$

Donde U_t es el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador por tubos de calor; S_t es la superficie total de transferencia de calor del intercambiador, ΔT_{TLM} la diferencia media logarítmica de temperatura, la cual se define de la siguiente manera:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left[\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right]} \quad (A-17)$$

Tabla 0-3. Parámetros de diseño del evaporador.

CONDICIONES INICIALES	
Diámetro del tubo [m]	0.0254
Temperatura de operación del tubo [°C]	30
Flujo de aire m ³ /s	0.3
Velocidad lineal de entrada [m/s]	2.73
Temperatura ambiente [°C]	25
Número de Prandtl [Pr]	0.707
Número de Prandtl en la superficie del tubo [Pr]	0.707

Se utiliza la correlación de Grimson para calcular el coeficiente promedio de calor para el banco de tubos

Tabla 0-4. Parámetros de diseño del evaporador.

velocidad de entrada [m/s]	2,73
numero de filas	12
densidad [kg/m ³]	1,06
diámetro [m]	0,0254
viscosidad dinámica Pa.s	1,80E-05
numero de Reynolds	30696
St [m]	0,06
Sl [m]	0,01769
Sd [m]	0,03482
Vmax para arreglo escalonado [m]	8,69
St/sl	3,39
St/D	2,36
Sl/D	0,70
C1	0,43
m	0,575
Nusselt promedio	164
h promedio [W/m ² .K]	176
conductividad térmica del aire [W/m.K]	0,0274
Cp [j/kg.K]	1044
numero de tubos	90
Ts [°C]	30
Ti [°C]	45
Ts-T0 [°C]	-33
Diferencia de temperatura media logarítmica [°C]	-23
Q [W]	-6895

Anexo 4. Universidad Nacional de Colombia Heat Pipe Specifications

Working fluid is water

Envelope material is copper

500 mm (~20 in) overall length

240 mm (9.45 in) long evaporator length

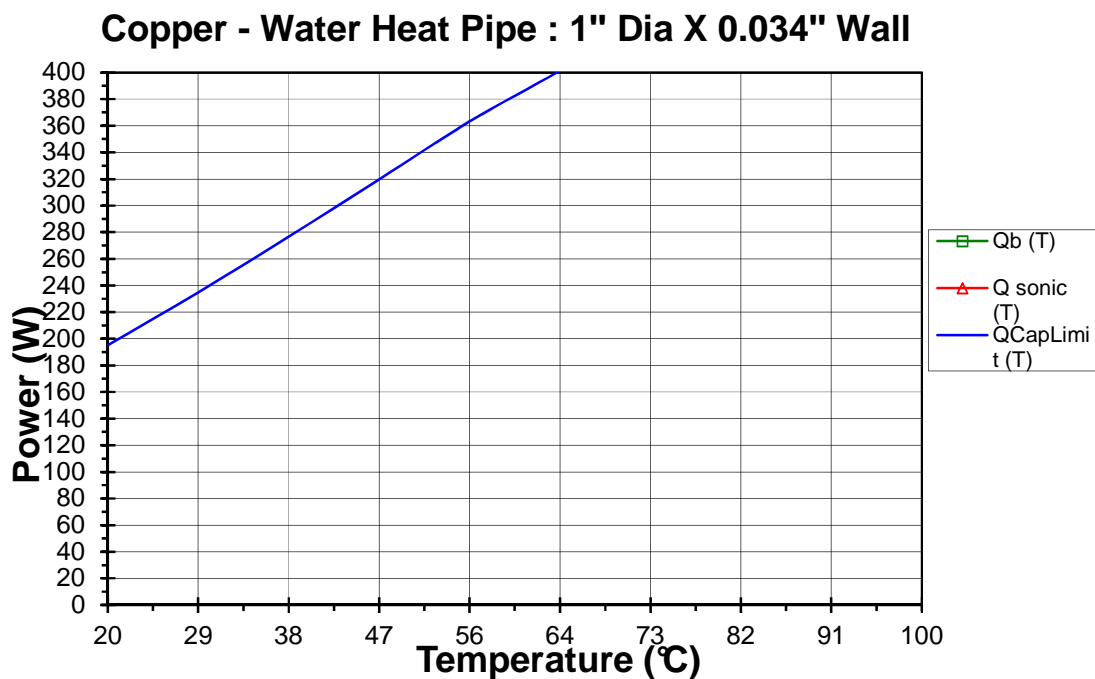
240 mm (9.45 in) long condenser length

1.00" OD X 0.032" Wall copper tubing used for heat pipe envelope

Each heat pipe can carry 300 Watts of power at 50°C

Each heat pipe is to be used vertically with the condenser above the evaporator (gravity aided)

The evaporator end of each heat pipe is spun off (rounded)



The theoretical capillary limit of the heat pipes is shown in the graph above. Above this limit, the water in the evaporator will evaporate faster than it can be replaced. This will lead to a dry out of the evaporator and the heat pipe will no longer be able to operate fully.

Anexo 5. Aplicación de potencia eléctrica en el evaporador del tubo de calor

Potencias utilizadas en el evaporador del tubo de calor

$$P_{el} = VI = I^2R \quad (A-1)$$

$$R = \frac{P_{el}}{I^2}; I = \sqrt{\frac{P_{el}}{R}} \quad (A-2)$$

$$V = \frac{P_{el}}{\sqrt{\frac{P_{el}}{R}}} \quad (A-3)$$

Donde P_{el} es la potencia eléctrica en vatios, V es el voltaje en voltios e I es la corriente eléctrica en Amperios

Equipo utilizado en la experimentación marca TDL Lambda ROHS GEN-300 Siema

Tabla 0-1. Potencia eléctrica aplicada en el montaje experimental del tubo de calor

POTENCIA TÉORICA [w]	VOLTAJE [V]	CORRIENTE [A]	POTENCIA REAL [W]
10	12,7	0,769	9,8
20	17,9	1,11	19,9
30	21,9	1,37	30,0
40	25,3	1,58	40,0
50	28,3	1,77	50,1
60	31,0	1,94	60,1
70	33,5	2,01	67,3
80	35,8	2,23	79,8
90	37,9	2,37	89,8
100	40	2,5	100,0
150	49	3,039	148,9
200	56,6	3,508	198,6
250	63,3	3,926	248,5
300	69,4	4,295	298,1

Tabla 0-2. Medidas de aforo caudal del baño térmico Lauda E200 Ecostar

Potencia	Volumen	tiempo	litros/minuto	litros/hora	Promedio	DE
1	200	30,62	0,39	23,51	23,38	0,40
	200	31,58	0,38	22,80		
	200	30,38	0,39	23,70		
	200	30,65	0,39	23,49		
2	300	30,05	0,60	35,94	36,32	0,40
	300	29,76	0,60	36,29		
	300	29,4	0,61	36,73		
3	300	25,53	0,71	42,30	42,15	0,73
	300	25,24	0,71	42,79		
	300	26,12	0,69	41,35		
4	300	23,5	0,77	45,96	45,58	0,50
	300	23,99	0,75	45,02		
	300	23,6	0,76	45,76		
5	300	21,18	0,85	50,99	51,27	0,60
	300	20,76	0,87	52,02		
	300	21,36	0,84	50,56		
	300	21,31	0,84	50,68		
	300	20,79	0,87	51,95		
	300	21,17	0,85	51,02		
	300	20,91	0,86	51,65		