

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN MATERIALES  
AVANZADOS, S.C.**

**DEPARTAMENTO DE MEDIO  
AMBIENTE Y ENERGÍA**

**“Caracterización de sistema de desescarche  
por gas caliente con aprovechamiento de  
calor para cámaras de refrigeración”**

Tesis que para obtener el grado de Máster en  
Ciencia y Tecnología Ambiental

**Presenta:**

Ing. George Bess Palacios

**Asesor:**

Dr. Daniel Arturo Leal Chávez

*A mis hijos, Mía Victoria y Thiago Lucas, regalo de Dios para mi vida. A los que espero que sean personas de corazón noble, resilientes ante los desafíos y siempre guiados por el amor, la sabiduría y la justicia. Este logro es también para ustedes, con la esperanza de que este ejemplo de esfuerzo y dedicación los inspire a seguir sus propios sueños y alcanzar todo lo que se propongan. Mi amor por ustedes es infinito y mi compromiso de estar siempre a su lado, incondicional, no tiene fin.*

*George Bess Palacios*

## Agradecimientos

Este trabajo, más que un proyecto académico, representa una etapa transformadora en mi vida y en la de mi familia, un antes y un después que no habría sido posible sin el apoyo de diversas instituciones y personas a quienes deseo expresar mi más profundo agradecimiento.

A la *Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (Secihti)* por su invaluable respaldo y su firme compromiso con la ciencia, impulsando a innumerables estudiantes a trascender. Su labor demuestra que el conocimiento no tiene fronteras y que, cuando se pone al servicio de la humanidad, se convierte en una poderosa herramienta de transformación.

Al *Centro de Investigación en Materiales Avanzados (CIMAV)*, y en especial al *Departamento de Energía y Medio Ambiente*, por brindarme la formación necesaria durante esta etapa crucial de mi desarrollo profesional.

Quiero expresar mi profunda gratitud al *Dr. Daniel Arturo Leal Chávez*, quien ha sido mucho más que un asesor. Su guía, exigencia y dedicación no solo han marcado mi crecimiento académico, sino también personal. Mentiría si dijera que el camino fue fácil, pero sin sus regaños, consejos y dirección excepcional, este logro habría sido inalcanzable. A él, por su paciencia y vocación, mi más sincero reconocimiento.

A mi familia, pilar fundamental en este proceso, y en particular a mi esposa, *Claudia Soto Ramos*, quien ha sido el baluarte de nuestra familia en los momentos en los que mi tiempo y presencia no pudieron ser completos. Gracias por comprenderme en los días de estrés y ansiedad, por escucharme y por ofrecer siempre un gran consejo desde su perspectiva.

A mis compañeros de posgrado, especialmente a *Nahyr e Iván*, quienes con su amistad hicieron de esta travesía un camino más ameno y llevadero. Su apoyo incondicional y compañía han sido invaluable, y sin duda, su huella en mi vida será imborrable.

A mis *pastores* y a la *congregación Pacto Vivo*, quienes nos acogieron como familia y estuvieron a nuestro lado en cada momento de necesidad.

A todas las personas que, de una u otra manera, contribuyeron en mi llegada y estabilidad en México: a *Nahomis y su mamá*, a *Eliecer*, a la *Señora Rita y su familia*, a *Damaris*, a *Rayco*, y a tantos otros que con su generosidad y calidez hicieron de este lugar un hogar.

A todos ustedes, **¡gracias infinitas!**

## Resumen

Los sistemas de refrigeración son ampliamente utilizados en la preservación de alimentos. Cuando estos operan con temperaturas en los evaporadores menores a la del punto de rocío del aire y de congelación del agua, es inevitable la formación de escarcha en la superficie exterior del evaporador. La formación de escarcha es un proceso indeseable, pues disminuye la transferencia de calor entre el evaporador y espacio refrigerado. El aumento considerable de escarcha obstruye el paso del aire por medio del evaporador, disminuyendo su flujo, hasta poder obstaculizarlo por completo. Debido a estas consecuencias se afecta su rendimiento y se hace necesario remover la escarcha periódicamente a través de algún método existente. En este trabajo se caracteriza un sistema de desescarche por gas caliente que aprovecha el calor residual del ciclo, donde en vez de desecharlo al ambiente, se utilizará (cuando sea necesario) para derretir la escarcha contenida en los evaporadores, sin tener que utilizar energía extra para realizar dicho proceso, obteniendo ahorros energéticos sustanciales con respecto a otras técnicas actuales. Se desarrolló un modelo matemático que logra describir el proceso de desescarche y además predecir el tiempo para completar dicho proceso, optimizando el uso de dicha técnica. Se logró validar el funcionamiento de la técnica implementada.

**Palabras clave:** Cámara de refrigeración, desescarche por gas caliente, modelado numérico, transferencia de calor, tiempo de desescarche.

## Abstract

Refrigeration systems are widely used for food preservation. When these systems operate at evaporator temperatures lower than the air dew point and the freezing point of water, frost formation on the outer surface of the evaporator becomes inevitable. Frost formation is an undesirable process as it reduces heat transfer between the evaporator and the refrigerated space. A significant increase in frost accumulation obstructs airflow through the evaporator, decreasing its flow rate and potentially blocking it completely. These consequences negatively impact system performance, making periodic frost removal necessary through an existing method. This study characterizes a hot gas defrosting system that utilizes residual heat from the refrigeration cycle. Instead of being discharged into the environment, this heat is used (when necessary) to melt the frost accumulated on the evaporators without requiring additional energy for the process, achieving significant energy savings compared to other existing techniques. A mathematical model was developed to describe the defrosting process and predict the time required for its completion, optimizing the use of this technique. The effectiveness of the implemented method was successfully validated.

**Keywords:** Refrigeration chamber, hot gas defrost, numerical modeling, heat transfer, defrost time.

## Índice

Resumen.....	i
Abstract.....	ii
Índice de Figuras .....	v
Índice de Tabla.....	vi
Glosario.....	vii
1 Introducción .....	2
1.1 Justificación.....	7
1.2 Hipótesis.....	8
1.3 Objetivo General .....	8
1.4 Objetivos Específicos.....	8
2 Marco Teórico .....	10
2.1 Métodos existentes de desescarche .....	10
2.2 Método de desescarche por gas caliente .....	13
2.2.1 Tecnologías patentadas con uso de desescarche por gas caliente .....	15
2.2.2 Otras tecnologías convencionales de desescarche por gas caliente .....	20
3 Modelado del Proceso de Desescarche del Evaporador.....	24
3.1 Proceso de formación de escarcha .....	24
3.1.1 Acumulación de la escarcha .....	27
3.1.2 Densidad de la escarcha .....	28
3.1.3 Conductividad térmica de la escarcha .....	28
3.2 Coeficiente de transferencia de calor y masa.....	30
3.2.1 Transferencia de calor del refrigerante.....	31
3.2.2 Transición entre el coeficiente de transferencia de calor de una sola fase y del equilibrio líquido-vapor.....	38
3.2.3 Transferencia de calor del intercambiador de calor al aire .....	38
3.2.4 Coeficiente de transferencia de masa de la escarcha al aire.....	40
3.3 Método Numérico empleado para la modelación .....	40
3.4 Geometría del sistema .....	41

3.5	Eficiencia de la aleta .....	42
3.6	Área de Transferencia de Calor.....	44
3.7	Descripción de los mecanismos de transferencia de calor y masa.....	44
3.8	Ecuaciones de Transferencia de Calor y Masa .....	45
3.8.1	Etapa de Precalentamiento .....	46
3.8.2	Etapa de Fusión de la Escarcha .....	50
3.8.3	Etapa de Calentamiento en Seco .....	52
3.9	Herramienta para la Simulación y Modelado.....	53
3.10	Descripción del modelo elaborado .....	54
4	Prototipo del Sistema de Refrigeración .....	59
4.1	Condensador.....	59
4.2	Evaporador .....	60
4.3	Compresor .....	61
4.4	Válvula de expansión termostática.....	62
4.5	Cámara frigorífica .....	63
4.6	Descripción del Proceso de Refrigeración .....	65
4.7	Descripción del Proceso de Desescarche .....	66
4.8	Pruebas Experimentales .....	67
4.8.1	Termopares .....	67
4.8.2	Transductores de presión.....	68
4.8.3	Medidor de flujo másico.....	69
4.8.4	Sistema de adquisición y almacenamiento de datos.....	70
5	Resultados .....	72
5.1	Influencia de la escarcha sobre el sistema.....	72
5.2	Temperatura y Presión del Sistema.....	73
5.3	Validación del modelo con datos de la Literatura.....	77
5.4	Validación del modelo con datos Experimentales .....	79
6	Conclusiones .....	84
7	Recomendaciones.....	86



## Índice de Figuras

Figura 1.	Sistema termodinámico actuando como refrigerador.....	3
Figura 2.	Ciclo ideal de compresión de vapor .....	4
Figura 3.	Métodos de desescarche .....	11
Figura 4.	Diagrama esquemático del sistema de desescarche .....	16
Figura 5.	Sistema de desescarche por derivación de gas caliente por camino alternativo.....	18
Figura 6.	Representación esquemática del sistema funcionando en modo de descongelamiento .....	19
Figura 7.	Sistema de Desescarche por gas caliente con Orificio de Medición.....	20
Figura 8.	Sistema de gas caliente con banco de calor.....	22
Figura 9.	Etapas de formación de la escarcha [21] .....	26
Figura 10.	Camino termodinámico del refrigerante en condensación.....	31
Figura 11.	Transición entre el régimen de flujo dependiente e independiente de la Temperatura [54].....	34
Figura 12.	Representación de la metodología de volumen finito como herramienta de solución.....	41
Figura 13.	Esquema del circuito del evaporador .....	42
Figura 14.	Representación aproximada de la aleta con escarcha [14], a) Aleta exagonal, b) Aleta circular .....	43
Figura 15.	Representación del área de transferencia de calor .....	44
Figura 16.	Volumen de control del tubo escarchado equivalente a una sección.....	45
Figura 17.	Diagrama de flujo del proceso de desescarche implementado en EES.....	55
Figura 18.	Condensador empleado en el sistema.....	59
Figura 19.	Evaporador empleado en el sistema .....	60
Figura 20.	Banco de compresores y compresor empleado en el sistema.....	61
Figura 21.	Curvas de capacidad del compresor .....	62
Figura 22.	Válvula de expansión termostática.....	63
Figura 23.	Cámara frigorífica instalada .....	63
Figura 24.	Dimensiones de la cámara frigorífica.....	64

Figura 25. Diagrama esquemático del prototipo.....	64
Figura 26. Ubicación de termopares en el evaporador .....	68
Figura 27. Ubicación de transductores de presión.....	69
Figura 28. Sensor de flujo másico y transmisor .....	69
Figura 29. Sistema de adquisición de datos, marca Agilent y modelo 34970A.....	70
Figura 30. Influencia de la escarcha en la temperatura de la cámara frigorífica.....	72
Figura 31. Escarcha formada sobre el evaporador.....	73
Figura 32. Temperaturas del sistema-desescarche del evaporador derecho con 100% de obstrucción .....	74
Figura 33. Temperaturas de entrada y salida del refrigerante al evaporador.....	75
Figura 34. Comportamiento de la temperatura del evaporador vecino durante el desescarche. ....	76
Figura 35. Presiones del sistema - desescarche del evaporador derecho con 100% de obstrucción.....	77
Figura 36. Validación del Modelo de Desescarche por Gas Caliente: Modelo Propuesto vs. Modelo de Hoffenbecker et al. (2005).....	78
Figura 37. Resultados estadísticos T-Pareada .....	78
Figura 38. Validación del modelo propuesto mediante comparación con datos experimentales .....	80
Figura 39. Secuencia visual del desescarche .....	81
Figura 40. Entalpía de entrada y salida del refrigerante en el evaporador 8. ....	82

## Índice de Tabla

Tabla 1. Comparación de los métodos de desescarche más empleados .....	14
Tabla 2. Comparación operacional - métodos de desescarche más empleados.....	15
Tabla 3. Características geométricas del evaporador .....	41

## Glosario

Símbolo	Descripción	Unidades
$A$	área	$[m^2]$
$a$	Constante sugerida en la correlación	$[-]$
$b$	Constante sugerida en la correlación	$[-]$
$C_{cil}$	Coeficiente de transferencia convectiva	$[-]$
$C_{lam}$	Coeficiente de transferencia convectiva	$[-]$
$C$	Calor específico	$[J/kg - K]$
$d$	espesor	$[m]$
$D_T$	Diámetro interior de la tubería	$[m]$
$f_{fd}$	Factor de fricción	$[-]$
$F_l$	Factor de rugosidad interfacial	$[-]$
$F_M$	Factor de la mezcla en estado de no-equilibrio	$[-]$
$G$	Velocidad másica del gas	$[kg/m^2 - s]$
$g$	gravedad	$[m/s^2]$
$h_{aire}$	Coeficiente de convección natural al aire	$[W/m^2 - K]$
$h_A$	Coeficiente de transferencia de calor anular para refrigerantes puros	$[W/m^2 - K]$
$h_{A,M}$	Coeficiente de transferencia de calor anular del refrigerante, mezcla	$[W/m^2 - K]$
$h_{estratat}$	Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante estratificado	$[W/m^2 - K]$
$h_G$	Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante es estado gaseoso	$[W/m^2 - K]$
$h_{LO}$	Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante en fase líquido	$[W/m^2 - K]$
$h_M$	Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, mezcla zeotrópica	$[W/m^2 - K]$
$h_m$	Coeficiente de transferencia de masa	$[kg/m^2 - s]$
$h_R$	Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante	$[W/m^2 - K]$
$i_E$	Calor latente de evaporación del agua	$[J/kg]$
$i_f$	Calor latente de fusión del hielo	$[J/kg]$
$i_s$	Calor latente de sublimación hielo	$[J/kg]$
$J_G$	Velocidad adimensional del gas	$[-]$
$J_G^T$	Velocidad adimensional de transición del gas	$[-]$
$k$	Conductividad térmica del aire	$[W/m - K]$
$L$	longitud	$[m]$
$Le$	Número de Lewis	$[-]$
$m$	masa	$[kg]$
$\dot{m}$	Flujo másico	$[kg/s]$
$m_{H2O_d}$	Masa de agua drenada	$[kg]$

Símbolo	Descripción	Unidades
$N_A$	Número de aleta	[-]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P$	Presión	[kPa]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$\dot{Q}$	Flujo de calor	[W]
$R$	Resistencia a la transferencia de calor por el contacto	[m <sup>2</sup> – K/W]
$r$	radio	[m]
$R_A$	Resistencia a la transferencia de calor que ejerce el refrigerante	[m <sup>2</sup> – K/W]
$R_a$	Número de Rayleigh	[-]
$Re_{Dh}$	Número de Reynolds en base al diámetro de la tubería	[-]
$T$	Temperatura	[°C]
$u$	Velocidad del refrigerante fase gaseosa	[m/s]
$V$	volumen	[m <sup>3</sup> ]
$x$	Calidad del vapor	[-]
$X_{tt}$	Factor de Martinelli	[-]
$w$	Humedad específica	[-]
$\alpha$	Fracción vacía	[-]
$\alpha_h$	Fracción vacía homogénea	[-]
$\alpha_{ra}$	Fracción vacía derivativa	[-]
$\Delta H_M$	Entalpía de condensación del refrigerante	[J/kg]
$\Delta T_{GL}$	Temperatura de deslizamiento del refrigerante, mezcla	[K]
$\delta$	Espesor de la película de líquido	[m]
$\varepsilon$	Porosidad de la escarcha	[-]
$\eta_A$	Eficiencia de la aleta	[-]
$\mu_G$	Viscosidad del gas	[m <sup>2</sup> /s]
$\mu_L$	Viscosidad del líquido	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho_G$	Densidad del refrigerante gaseoso	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_L$	Densidad del refrigerante líquido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_E$	densidad de la escarcha	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensión superficial entre líquido y el gas	[N/m]

#### Subíndices

A	aleta
a	aire
A-E,A	Transferencia de calor desde la aleta a escarcha sobre aleta

cat	Contacto entre material de aleta y tubería
cea	Contacto entre escarcha y material de aleta
E	escarcha
E,A	Escarcha sobre aleta
E,T	Escarcha sobre tubería
ent	entrada
exta	Exterior de la aleta
extt	Exterior de la tubería
G	Fase gaseoso del refrigerante
i	hielo
inta	Interior de la aleta
L	Fase líquida del refrigerante
<i>R</i>	Refrigerante
sal	salida
sat	saturación
T	tubería
TC	Transferencia de calor
v	vapor
w	pared

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

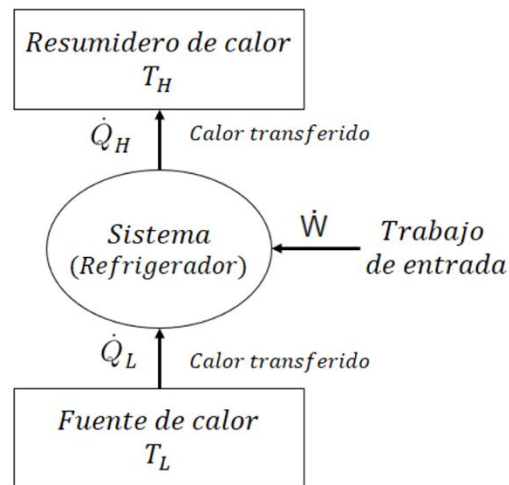
GEORGE BESS PALACIOS

## 1 Introducción

Es inimaginable cómo sería la vida para el ser humano sin las grandes invenciones que tal vez, forzadas por grandes necesidades conllevaron a su creación. Tal es el caso de los equipos de refrigeración, que han sido orientados principalmente a la conservación de alimentos, los cuales han evolucionado a lo largo de la historia, desde el primer diseño a inicios del siglo XIX por Jacob Perkins conocido como el padre de la refrigeración, hasta los equipos que muestran una gran eficiencia hoy en día. Los equipos de refrigeración son diversos, van desde los refrigeradores convencionales, neveras y hasta cámara frigoríficas de gran tamaño. Con el desarrollo de los pueblos, y consigo la agricultura intensiva y el surgimiento de la industria alimentaria, se hizo necesario la conservación y congelación de carnes y alimentos perecederos, con el fin de mantener sus propiedades inhibiendo el crecimiento de microorganismos como bacterias y hongos, responsable de su descomposición. Las cámaras frigoríficas, asumen en la seguridad alimentaria, un rol importante debido a la magnitud de alimentos que logra conservar, participando también en las cadenas de frío en la producción de alimentos y en la sostenibilidad en su suministro.

La refrigeración, es el proceso de retirar calor de una materia, la cual puede encontrarse en estado sólido, líquido o gaseoso. Existen dos métodos comunes de refrigeración, natural y mecánico. La refrigeración natural, se ha utilizado desde la antigüedad. En esta técnica natural, se hace circular forzosamente el aire por bloques de hielo, parte del calor del aire en circulación se transfiere al hielo mientras se enfría. Por otra parte, en la refrigeración mecánica, se emplea un refrigerante, que es una sustancia capaz de transferir el calor que absorbe a bajas temperaturas y presiones a un medio condensante [1]. La *figura 1*, muestra

un sistema termodinámico que funciona como refrigerador, donde  $T_L$  es la temperatura de la fuente de calor y  $\dot{Q}_L$  el calor transferido desde ella, mientras que  $\dot{Q}_H$  es el calor rechazado que se disipa a la temperatura  $T_H$ . Ambos efectos se logran mediante la entrada de trabajo  $\dot{W}$  [2].



**Figura 1.** Sistema termodinámico actuando como refrigerador

Existen diferentes métodos y sistemas para lograr la refrigeración mecánica. El tipo comúnmente utilizado es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, mediante el cual un fluido de trabajo, el refrigerante, transporta el calor a lo largo del ciclo a través de cambios de fases como la evaporización y la condensación. En otras palabras, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor aprovechan dos propiedades fundamentales de los fluidos: la temperatura de evaporización y la temperatura de condensación. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, representa aproximadamente el 95% de los refrigeradores mecánicos y bombas de calor del mundo [3].

La *figura 2*, representa un ciclo ideal de compresión de vapor, el cual consta de cuatro procesos: (1-2) compresión isentrópica de vapor, (2-3) subenfriamiento



y condensación isobárica, (3-4) expansión isoentálpica de líquido y (4-1) evaporación isobárica.

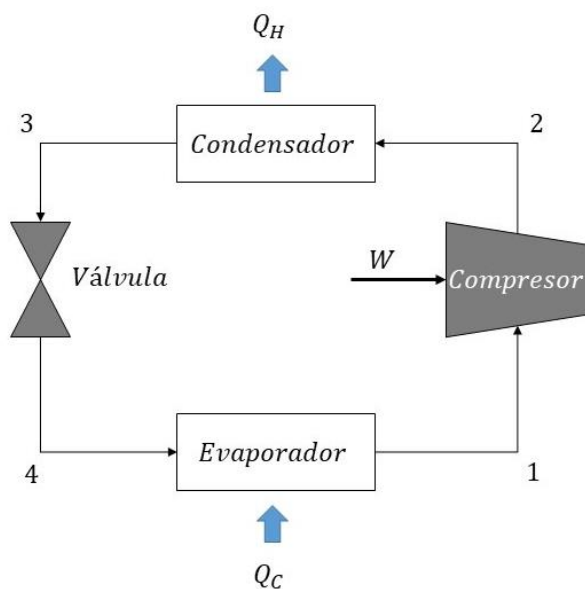


Figura 2. Ciclo ideal de compresión de vapor

Los procesos anteriores ocurren con la intervención de algunos equipos o dispositivos tales como: compresores, condensadores, válvulas de expansión y evaporadores, los cuales se describen a continuación:

Los *compresores* mecánicos se dividen en dos tipos fundamentalmente:

a) Compresores de desplazamiento positivo (reciprocantes, rotatorios, scroll y de tornillo) que funcionan succionando cierta cantidad de gas y, mediante el uso de paletas deslizantes, lóbulos, engranajes o un pistón fuerzan al gas disminuir su volumen [4].

b) Compresores de desplazamiento no-positivo (compresores centrífugos). Las máquinas de desplazamiento no positivo no tienen medios para evitar la inversión del flujo. El fluido está sujeto a procesos de flujo y el trabajo se transfiere en virtud del cambio de impulso de una corriente de fluido que fluye a alta velocidad sobre palas o paletas unidas a un rotor [5].

Los *condensadores* son equipos de intercambio de calor que permiten liberar al medio exterior el calor absorbido dentro del cuarto de refrigeración. Los condensadores enfriados por aire son el tipo comúnmente empleado en los sistemas de refrigeración, enfriamiento, congelación, y aire acondicionados domésticos, comerciales e industriales. La selección de ellos depende en gran medida de varias consideraciones como: capacidad calorífica del condensador, temperatura y presión de condensación, condiciones climáticas, caudales de refrigerante, entre otras más [1]. Tienen la ventaja de tener bajos costos de instalación, además de bajos requerimientos de mantenimiento y servicio.

Las *válvulas de expansión termostáticas* son válvulas reductoras de la presión en el sistema de refrigeración. Además, controlan automáticamente el flujo del refrigerante líquido que ingresa al evaporador, pues operan detectando el valor de la temperatura en la salida del evaporador. Su respuesta es a gran velocidad coincidiendo con la capacidad del sistema y con la carga real [6].

El *refrigerante* es el fluido de trabajo de los sistemas de refrigeración, encargado de extraer calor del espacio refrigerado y expulsarlo al ambiente. A principios del siglo XX, se usaban compuestos tóxicos e inflamables como amoníaco, dióxido de azufre y cloruro de metilo. Más tarde, surgieron los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFC), conocidos como freones, que eran más seguros, pero altamente perjudiciales para el medio ambiente debido a su persistencia y su impacto en la capa de ozono [7].

En 1987, el Tratado de Montreal inició la reducción gradual de estos compuestos. Los hidrofluorocarbonos (HFC) los sustituyeron por no contener cloro, pero su alto potencial de calentamiento global (GWP) los convirtió en una preocupación ambiental. En 1997, el Protocolo de Kioto buscó reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, incluyendo los HFC. En 2016, la

Enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal fijó una reducción del 80% en el uso de HFC para 2040 [8], [9], [10].

Hoy se promueven alternativas ecológicas como los refrigerantes sintéticos con bajo GWP, como las hidrofluorolefinas (HFO), y refrigerantes naturales como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), entre otros [11], [12]. La transición a estas opciones sostenibles es esencial para reducir el calentamiento global. Además, es clave minimizar fugas, mejorar la eficiencia energética y adoptar refrigerantes sostenibles para mitigar el impacto ambiental.

El *evaporador* es un equipo de intercambio de calor muy indispensable en los ciclos de refrigeración. En él, el refrigerante se evapora mientras absorbe calor del espacio refrigerado [13]. Los evaporadores de enfriamiento de aire presentan aletas para aumentar el área de transferencia de calor, normalmente están dispuestos de varios circuitos paralelos alimentados de una misma válvula reguladora.

Una vez visto los principales componentes del sistema de refrigeración, continuamos con el problema a abordar, el cual es, que cuando la temperatura del evaporador se encuentra por debajo del punto de rocío del aire y del punto de congelación del agua, se forman escarcha en la superficie del serpentín [14]. La acumulación de escarcha tiene grandes consecuencias, pues degrada la transferencia de calor dentro del fluido de trabajo y el espacio refrigerado, esto debido a que el hielo tiene una baja conductividad térmica. Además, el aumento del espesor de la escarcha obstruye el paso de flujo de aire, obligando a los ventiladores a tener un mayor consumo de energía eléctrica, por tanto, todas estas limitantes disminuyen el rendimiento del proceso del sistema de refrigeración. Para evitar estos inconvenientes, se hace necesario aplicar

métodos para eliminar la escarcha que se forma en el evaporador de manera continua y periódica [15].

## 1.1 Justificación

La refrigeración dentro de la cadena alimentaria constituye el principal componente consumidor de electricidad [16]. Al mismo tiempo, representa el consumo del 20% de toda la electricidad mundial [17]. La eficiencia energética de los equipos de refrigeración cobra en medio de este asunto una gran relevancia, permitiendo como su nombre lo indica, un uso eficiente y óptimo de la energía. La caracterización adecuada de los sistemas de refrigeración permite detectar las posibilidades de mejoras y oportunidades de eficientarlos, tal es el caso del proceso de desescarche, del cual se conoce que el aporte de energía para la fusión del hielo se estima entre un 10-30% del consumo total de energía de la instalación frigorífica [18], [19]. Esto indica que el ahorro de energía en los sistemas de refrigeración debido al proceso de desescarche podría ser precisamente entre un 10 y un 30% de su consumo total.

Debido a lo anterior, en el presente proyecto se muestra un nuevo método de desescarche por gas caliente. Este sistema aprovecha el calor de desecho de un ciclo de refrigeración convencional, para eliminar la escarcha formada en los evaporadores, en vez de liberarlo a la atmosfera y de esta forma, evitar el uso de resistencias eléctricas para realizar dicho desescarche. En esta propuesta no se requiere detener el ciclo de refrigeración para realizar el desescarche y en cambio, mientras se descongela en un evaporador, el resto puede encontrarse en modo de enfriamiento aprovechando el refrigerante condensado proveniente del evaporador en desescarche, logrando así grandes ahorros energéticos al implementar la técnica propuesta.

## 1.2 Hipótesis

A través de una caracterización adecuada del sistema propuesto, será posible validar la técnica de desescarche y evaluar su rendimiento en condiciones reales de operación.

## 1.3 Objetivo General

Caracterizar y optimizar el sistema propuesto de desescarche por gas caliente con aprovechamiento de calor para cámaras frigoríficas.

## 1.4 Objetivos Específicos

1. Caracterizar los componentes del sistema y el proceso de formación de escarcha para analizar el proceso de desescarche y definir las condiciones de operación.
2. Describir el comportamiento del conjunto de evaporadores en el desescarche (condensador y evaporador).
3. Definir los puntos de operación del evaporador en el que se obtenga líquido subenfriado en la salida del serpentín.
4. Elaborar un modelo termodinámico que prediga el tiempo de desescarche.
5. Validar el modelo termodinámico con el prototipo instalado en el Laboratorio de Energía.



# CAPÍTULO II

## MARCO TEÓRICO

GEORGE BESS PALACIOS

## 2 Marco Teórico

En esta sección se abordarán los principios fundamentales que sustentan la invención del sistema de desescarche por gas caliente con aprovechamiento de calor residual propuesto.

Primero, se describirán los principales enfoques teóricos que han sido estudiado en el ámbito del desescarche en la refrigeración industrial. Luego, se analizarán los métodos más utilizados, sus aplicaciones y limitaciones, con especial énfasis en aquellos que utilizan la misma técnica que el del sistema propuesto. Finalmente, se identificarán las brechas o desafíos que no han sido completamente resueltos por desarrollos anteriores y que el presente trabajo intenta abordar, estableciendo así la justificación para la propuesta presentada en las siguientes secciones.

### 2.1 Métodos existentes de desescarche

Existen diferentes métodos que se emplean para eliminar o retardar la formación de escarcha en los evaporadores, estos métodos se dividen generalmente en pasivos y activos. Los métodos de desescarche de tipo pasivo ocurren sin consumo de energía [34], en cambio los métodos activos, sí requieren de consumo de energía para su funcionamiento [35], [36]. En la *figura 4* se resume los diferentes métodos de desescarche encontrado en la literatura consultada.

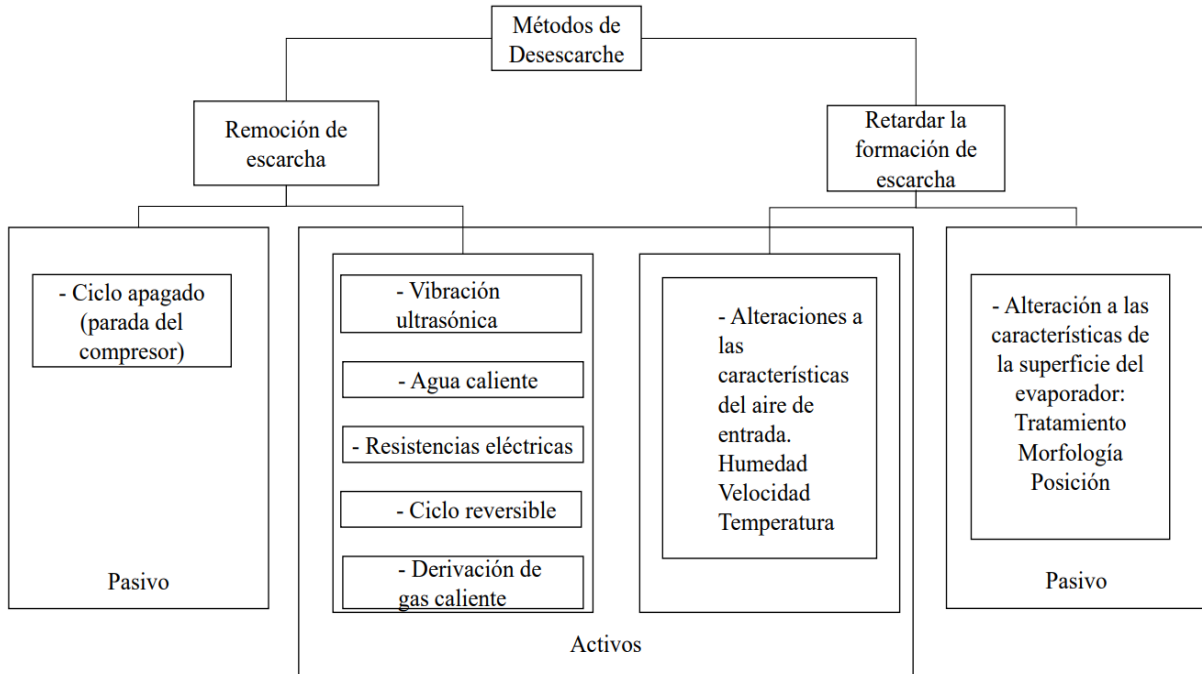


Figura 3. Métodos de desescarche

Con el desarrollo de la tecnología de materiales, el *recubrimiento de la superficie* de los evaporadores con anticongelantes se ha convertido en una alternativa de anti-escarcha cada vez más efectiva. Wang y col. [37] realizaron investigaciones con tres tipos de aletas: hidrofílica, sin recubrimiento e hidrofóbica y analizaron el comportamiento de la película de agua que se condensa en el inicio de la formación de la escarcha. Los experimentos arrojaron que, en la aleta con recubrimiento, la película de líquido solo cubre un 15% del área de las aletas, mientras que la aleta sin recubrimiento e hidrofílica se cubren en un 91% y 63% respectivamente. Además, observaron que las gotas de agua condensaron primero en el resto de las aletas que, en la hidrofóbica, demostrando la capacidad de retardar y/o minimizar el crecimiento de la escarcha.

Varios investigadores han estudiado el efecto de las *vibraciones ultrasónicas* para disminuir el crecimiento de la escarcha, tal es el caso de Li y col. [38]



quiénes realizaron pruebas con vibraciones de 20 kHz obteniendo que se lograba reducir el espesor de la escarcha a un 70%. Wang y cols. [39] utilizaron vibraciones ultrasónicas para estudiar el efecto de la liberación de escarcha de los evaporadores con aletas. Los experimentos demostraron que las vibraciones ultrasónicas no pueden eliminar la capa de hielo primaria de las aletas, pero los cristales de escarcha y las ramas de escarcha que se forman en la capa de hielo primaria se pueden eliminar fácilmente. De este modo se puede suprimir el aumento de la capa de escarcha.

Por otra parte, entre los métodos de remoción de escarcha, existe el método de *ciclo apagado*, el cual permite el desescarche natural de los evaporadores. En este método se detiene el suministro de refrigerante al evaporador, mientras que los ventiladores fuerzan al aire circundante a atravesar por medio de los serpentines y aletas, transfiriendo su calor a la escarcha. Es un proceso que requiere de un largo período de tiempo para remover completamente la escarcha.

Actualmente, de los métodos activos, el desescarche por *resistencias eléctricas* es el método más usado en los sistemas de refrigeración debido a su simplicidad en la instalación y en su operación. Por lo general, las resistencias eléctricas se instalan en la parte inferior y lateral de los evaporadores y transfieren calor a la escarcha por convección, radiación y muy poco por conducción [40]. Las resistencias se acoplan fácilmente a los sistemas de refrigeración sin hacer modificaciones en ellos [41]. Sin embargo, el funcionamiento de las resistencias es de poca eficiencia, pues de todo el calor transferido al evaporador, sólo una porción es utilizada para derretir la escarcha, infiltrándose el resto del calor al cuarto refrigerado. Este es un efecto inevitable en el desescarche con resistencias eléctricas, conocido como infiltración o aumento de cargas

parásitas que a su vez es muy indeseable, pues resulta en aumento del calor que el evaporador tendrá que absorber posteriormente. Las resistencias consumen gran cantidad de energía, elevando el consumo energético total del sistema, siendo ambos parámetros (consumo de energía y temperatura del cuarto refrigerado) cruciales en los sistemas de refrigeración [42], [43].

El método de desescarche por *líquido caliente*, implica el uso generalmente de agua o salmuera, la cual se aplica con duchas que se colocan en la parte superior del evaporador. Mediante este método se tiene en marcha este sistema durante algunos minutos hasta que la escarcha se ha descongelado y el agua haya drenado completamente. En cámaras que trabajan a temperaturas muy bajas se recomienda utilizar agua con glicol para evitar que pueda congelarse [18]. Al concluir el ciclo de desescarche es inevitable la retención de gotas de agua sobre el serpentín y aletas, degradando el rendimiento operativo [19].

## 2.2 Método de desescarche por gas caliente

El proceso convencional de desescarche por gas caliente consiste en detener el suministro de refrigerante frío al evaporador y en su lugar recircular una porción del gas refrigerante desde la salida del compresor. El refrigerante ingresa al evaporador a altas temperaturas y se condensa en su paso por el serpentín liberando su calor latente. El proceso de desescarche tiene asociado impactos energéticos que dependen de algunos factores como la temperatura del gas refrigerante a la entrada en el evaporador. A mayor temperatura se comprende que el desescarche se realizará a mayor velocidad, pero también serán mayores las cargas térmicas que se infiltran al espacio refrigerado [14]. En consecuencia, a menor temperatura del refrigerante suministrado al evaporador, menor será la ganancia de carga térmica o lo que es igual ganancia parásita, pero mayor tiempo se requiere para eliminar la escarcha. El tiempo también es un factor

crucial pues a mayor tiempo de permanencia del desescarche, mayor será la presencia de las cargas parásitas en el espacio refrigerado, teniendo como resultado en ambos casos, una ineficiencia del sistema .

En la siguiente tabla, compararemos los métodos principales de desescarche existentes en la refrigeración industrial [44].

*Tabla 1. Comparación de los métodos de desescarche más empleados*

<b>Métodos de desescarche</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<b>Resistencia eléctrica</b>	Facilidad de uso y bajos costos de instalación y mantenimiento.	El proceso de desescarche es de baja eficiencia, pues solo una porción del calor suministrado es utilizada para derretir la escarcha. Requiere un alto consumo de energía externa para su funcionamiento, elevando los consumos del sistema.
<b>Agua caliente</b>	-	Requiere de una fuente de suministro de agua caliente.
<b>Vibración ultrasónica</b>	-	No eliminan por completo la escarcha que se forma sobre el serpentín y las aletas del evaporador.
<b>Ciclo apagado</b>	Presenta gran simplicidad y bajo costo.	El proceso de desescarche es lento (de manera natural), porque el calor requerido se toma del aire circundante. Esta técnica es limitada cuando la temperatura del ambiente es menor a 1°C.
<b>Derivación de gas caliente</b>	Aprovecha el calor retirado del cuarto refrigerado para derretir la escarcha. No requiere consumo de energía externa. Los ahorros compensan el elevado costo de instalación. Proceso de desescarche rápido pues el gas caliente recorre la trayectoria por la cual se encuentra depositada la escarcha.	Requiere de modificaciones en los sistemas convencionales de refrigeración, siendo complejos y con elevado costo de instalación.

La *tabla 2* nos ayuda a distinguir claramente los diversos métodos de desescarche con sus diferencias operacionales y resultados de evaluaciones encontrado en la literatura.

*Tabla 2. Comparación operacional - métodos de desescarche más empleados*

<b>Métodos de desescarche</b>	<b>Modo de los compresores en el desescarche</b>	<b>Fuente de energía</b>	<b>Complejidad de la instalación del sistema</b>	<b>Duración del desescarche</b>	<b>Degradación de la eficiencia del sistema</b>
<b>Ciclo apagado</b>	Apagado	aire ambiente	Fácil	lenta	moderado
<b>Resistencia eléctrica</b>	Apagado	potencia eléctrica	Fácil	rápida	alta
<b>Derivación de gas caliente</b>	Encendido	potencia eléctrica	Moderada	moderada	moderada

Dada la revisión y análisis de los métodos de desescarche más empleado en los sistemas de refrigeración de cámaras frigoríficas, este trabajo profundizará en el desescarche por gas caliente. Como se ha podido observar, el sistema de desescarche por gas caliente es uno de los más complejos, pero energéticamente es el más interesante. Constituye un método en el cual se puede aprovechar el calor residual del proceso convencional de refrigeración para ser usado en el desescarche. Pudiendo ser su principal ventaja; un gran ahorro energético.

### 2.2.1 Tecnologías patentadas con uso de desescarche por gas caliente

Las inventiva y creatividad en el diseño y aplicación de nuevas tecnologías en los métodos de desescarche generalmente se encuentran patentadas, tal es el caso de la patente de los Estados Unidos-US20120102986A “*Reverse cycle defrost method and apparatus*” (Método de desescarche por ciclo inverso) [45].

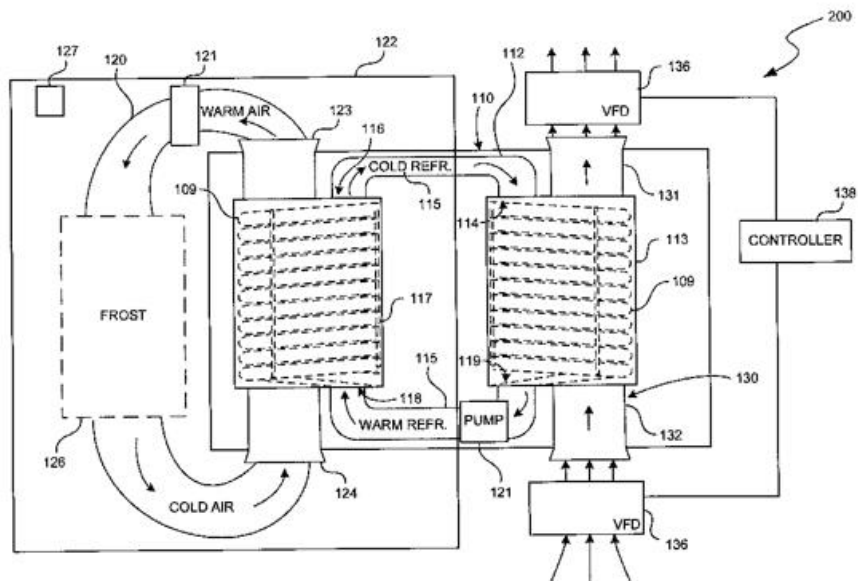


Figura 4. Diagrama esquemático del sistema de desescarche

En la *figura 4* se presenta un sistema de refrigeración que consta de una unidad condensadora (113) y una unidad de refrigeración (117). En esta última, el aire se hace circular mediante ventiladores a través de conductos, enfriando tanto el cuarto como los productos almacenados. El sistema incorpora sensores que detectan la formación de escarcha, activando automáticamente el proceso de desescarche. Durante el desescarche, el ciclo del refrigerante se invierte, convirtiendo el evaporador en condensador y viceversa, lo que permite utilizar el calor del refrigerante para derretir la escarcha acumulada. Es importante destacar que el refrigerante puede retornar a la unidad condensadora en forma de gas de baja calidad o como líquido.

La patente no menciona la inclusión de sistemas adicionales para prevenir el retorno de líquido al compresor, lo cual podría ser una consideración importante para la protección y eficiencia del equipo. Sin embargo, parece que esta invención está orientada a la refrigeración de productos que no son sensibles a las fluctuaciones de temperatura, ya que los ventiladores durante el desescarche

cambian la dirección del flujo de aire a través del evaporador y la cámara, enviando calor tanto al evaporador como a los productos

Es fundamental considerar que, aunque este sistema de desescarche es efectivo, la ausencia de mecanismos para evitar el retorno de líquido al compresor puede representar un riesgo potencial para la integridad del compresor, ya que la entrada de líquido puede causar daños mecánicos. Por ello, en aplicaciones donde la estabilidad térmica es crítica, se suelen implementar medidas adicionales para garantizar la protección del compresor y la uniformidad de la temperatura en la cámara frigorífica [11].

La patente 5065584-*Hot gas bypass defrosting system* (Sistema de desescarche por derivación de gas caliente) [46], muestra un sistema que se compone básicamente de un compresor, condensador, evaporador y un tubo capilar. Además, contiene una válvula solenoide con el objetivo de crear un camino alternativo para el refrigerante, el mecanismo sería el siguiente: cuando se encuentre cerrada la válvula solenoide, el refrigerante pasa a través del tubo capilar y ocurre el ciclo de refrigeración normal. Sin embargo, cuando la válvula solenoide está abierta, se restringe el flujo del refrigerante en el condensador y el gas refrigerante caliente se suministra directamente al evaporador para su desescarche. En la *figura 5*, se muestra el sistema en cuestión.

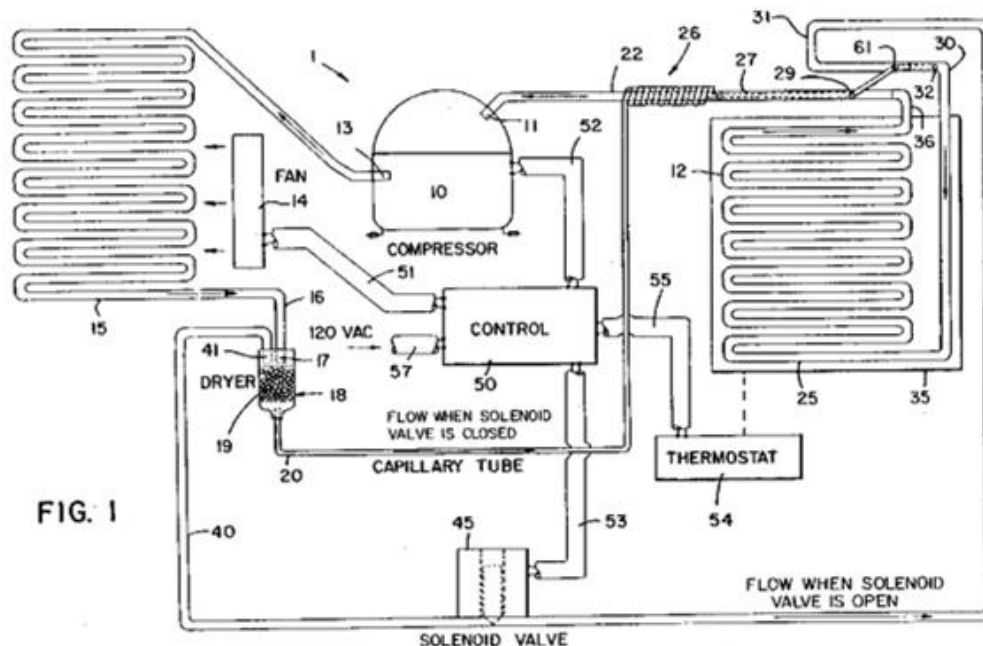
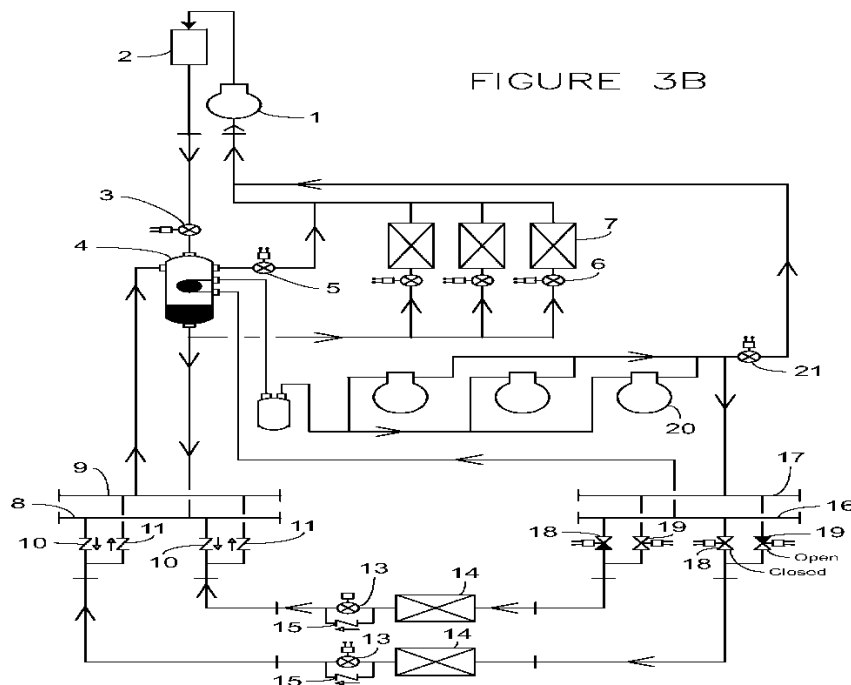


Figura 5. Sistema de desescarche por derivación de gas caliente por camino alternativo

La siguiente patente US 9377236B2 *CO<sub>2</sub> refrigeration system with hot gas defrost* (Sistema de refrigeración de CO<sub>2</sub> con desescarche por gas caliente) [47], muestra un sistema de refrigeración utilizando CO<sub>2</sub> como refrigerante. Durante la operación de desescarche, la ruta de flujo del circuito se reconfigura de manera que una porción del gas caliente de descarga de refrigerante se dirige desde el compresor a un cabezal de gas caliente y a través de una válvula el fluido se dirige en una configuración de flujo inverso al serpentín del evaporador a desescarchar (*ver figura 6*).



*Figura 6. Representación esquemática del sistema funcionando en modo de descongelamiento*

El refrigerante CO<sub>2</sub> enfriado, posteriormente regresa al sistema a través de la válvula solenoide de retorno de desescarche ingresando a un colector de retorno y posteriormente se incorpora al ciclo de refrigeración.

Las patentes analizadas reflejan diversos enfoques para mejorar el desescarche. Por ejemplo, el método de ciclo inverso (US20120102986A) y el sistema de derivación de gas caliente (US 5065584) demuestran la creatividad en la reconfiguración de los circuitos de refrigeración. La patente US 9377236B2 destaca el uso de CO<sub>2</sub> como refrigerante, proporcionando una ruta de flujo inverso para mejorar la eficiencia del desescarche. El desescarche por derivación de gas caliente puede incrementar la complejidad del sistema debido a la instalación y control de las válvulas solenoides y la configuración del bypass. Además, puede implicar un mayor costo inicial debido a la necesidad de componentes adicionales y un control más sofisticado. También requiere un

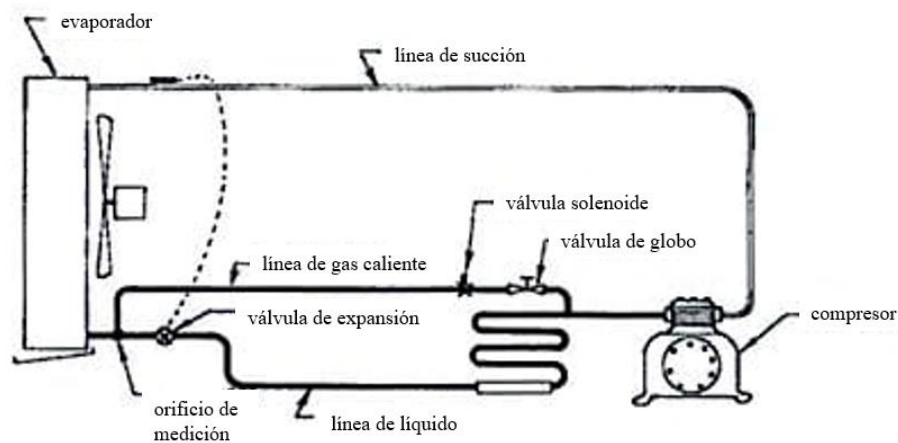


mantenimiento adecuado para asegurar que las válvulas solenoides y otros componentes funcionen correctamente.

### 2.2.2 Otras tecnologías convencionales de desescarche por gas caliente

El desescarche por derivación de gas caliente ha evolucionado en diversas técnicas para evitar en gran medida el retorno de líquido a los compresores, pues esto es considerado un fenómeno indeseado, ya que los golpes de líquido pueden dañar los componentes internos del compresor [48]. A continuación, se muestran algunas técnicas que buscan evitar esta problemática.

El sistema de desescarche ilustrado en la *figura 7* emplea un método peculiar, donde el gas caliente se introduce en el evaporador a través de un orificio de tamaño específico. El correcto diseño del orificio permite controlar la presión dentro del evaporador, evitando que el refrigerante se condense. De este modo, se utiliza únicamente el calor sensible del refrigerante para derretir la escarcha, minimizando el riesgo de retorno de líquido al compresor.

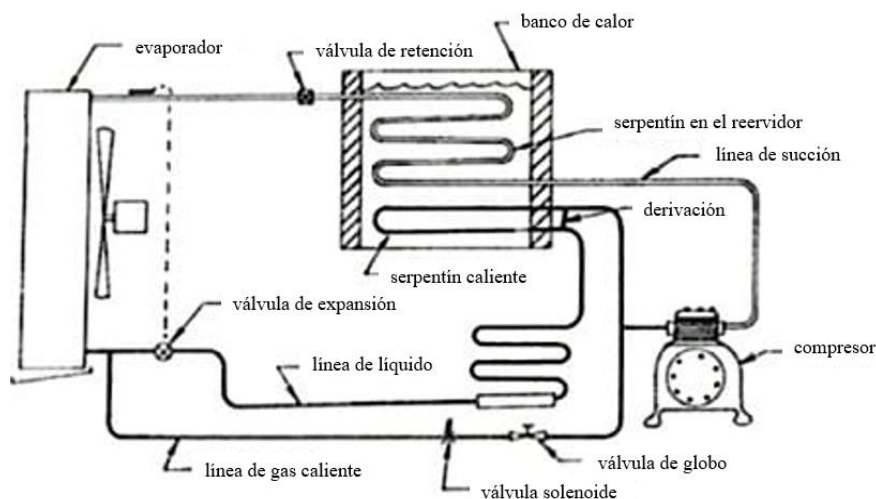


*Figura 7. Sistema de Desescarche por gas caliente con Orificio de Medición*

Para esta técnica se recomienda realizar cuatro ciclos de desescarche diarios, con una duración de 5 a 10 minutos cada uno. Esta frecuencia regular, permitirá eliminar la escarcha antes de que se acumule en exceso.

El sistema de desescarche ilustrado en la *figura 8*, conocido como banco de calor, utiliza un recipiente que contiene agua y está aislado térmicamente. Durante el modo de refrigeración, la línea de descarga del compresor, que transporta el refrigerante caliente, pasa a través de este recipiente, transfiriendo parte de su calor al agua antes de dirigirse al condensador para completar el proceso de condensación. Por su parte, la línea de succión también atraviesa el recipiente, aunque en este modo de refrigeración no tiene ningún impacto significativo en el sistema.

En el modo de desescarche, el refrigerante previamente condensado en el evaporador pasa nuevamente por el recipiente, donde se evapora gracias al calor almacenado en el agua. Esto asegura que el refrigerante regrese al compresor únicamente en estado gaseoso, protegiendo el equipo de posibles daños mecánicos asociados con el golpe de líquido.



*Figura 8. Sistema de gas caliente con banco de calor*

Aunque las técnicas previamente descritas son efectivas para resolver el problema del retorno de líquido, presentan limitaciones en ciertos escenarios, como en sistemas con dos evaporadores, lo cual limita su capacidad en la mayor parte de cuartos fríos de mediano o gran tamaño. En la técnica de desescarche por orificio de medición, si el evaporador acumula una capa de escarcha muy densa, el desescarche puede no ser completamente efectivo. Esto se debe a que el calor sensible aplicado podría ser insuficiente para derretir toda la escarcha, particularmente en condiciones extremas. Por su parte, la técnica de desescarche con banco de calor también tiene una desventaja potencial: la integración de un banco de calor añade componentes adicionales al sistema de refrigeración, lo que incrementa la complejidad del diseño y puede requerir un mantenimiento más especializado.

El sistema de desescarche propuesto en este trabajo aborda estas limitaciones de manera innovadora, manejando de manera más eficiente los calores absorbidos por medio del refrigerante. Además de garantizar la eliminación del retorno de líquido, este diseño incluye mejoras específicas para superar las desventajas observadas en los métodos anteriores. La descripción detallada del sistema propuesto se presenta más adelante en el capítulo 4.



# CAPÍTULO III

## MODELADO DEL PROCESO DE DESESCARCHE

GEORGE BESS PALACIOS

### 3 Modelado del Proceso de Desescarche del Evaporador

Una vez observado los fenómenos físicos y el calor que puede transferir el refrigerante dentro de sus distintos estados, se procede a desarrollar un modelo que logre describir completamente el proceso de desescarche el cual, debido a su naturaleza transitoria, las propiedades de varios elementos involucrados como el refrigerante y la escarcha adherida en el serpentín, variarán con respecto el tiempo durante el suministro de calor. Además, la remoción de la escarcha mediante gas caliente no ocurre de manera uniforme, ya que, aunque el gas caliente ingrese con propiedades estables al intercambiador de calor, este va perdiendo su capacidad calorífica, por lo que cada sección analizada de dicho intercambiador, tendrá condiciones distintas durante el recorrido del refrigerante y durante el tiempo.

#### 3.1 Proceso de formación de escarcha

La deposición de escarcha sobre la superficie del intercambiador de calor logra ser beneficiosa en un primer instante de su formación, dado que la escarcha mejora momentáneamente el coeficiente de transferencia de calor pues aumenta el área de transferencia y dando a la superficie cierta rugosidad, lo que induce a una mayor turbulencia en el flujo de aire [20, 21]. Desafortunadamente este aporte es despreciable, pues con el continuo crecimiento de la escarcha, el coeficiente de transferencia de calor entre el refrigerante y el aire comienza a disminuir. Al aumentar el espesor de la escarcha, disminuye la conductividad térmica del evaporador, imponiendo una resistencia adicional al flujo de calor, convirtiéndose en una especie de aislamiento [22].

La formación de escarcha en los intercambiadores de calor afecta de manera negativa el coeficiente de rendimiento del sistema y, en casos extremos, puede

causar su mal funcionamiento. Según la literatura, la presencia de escarcha en los evaporadores puede reducir el flujo de calor entre un 50% y un 75% [23].

Por lo que se ha explicado anteriormente, la formación de escarcha es considerado un fenómeno no deseado, por lo tanto, es crucial eliminarla de manera periódica. Esto requiere comprender el proceso de formación de la escarcha.

La formación de escarcha es inevitable cuando el aire húmedo se expone a la superficie fría del evaporador. El proceso de formación de escarcha se considera un fenómeno complejo debido a los efectos de las distintas variables ambientales que existen. Mengjie y Chaobin (2018) [21], dividieron el proceso de formación de escarcha en 4 etapas (*ver figura 9*), las cuales se explica a continuación:

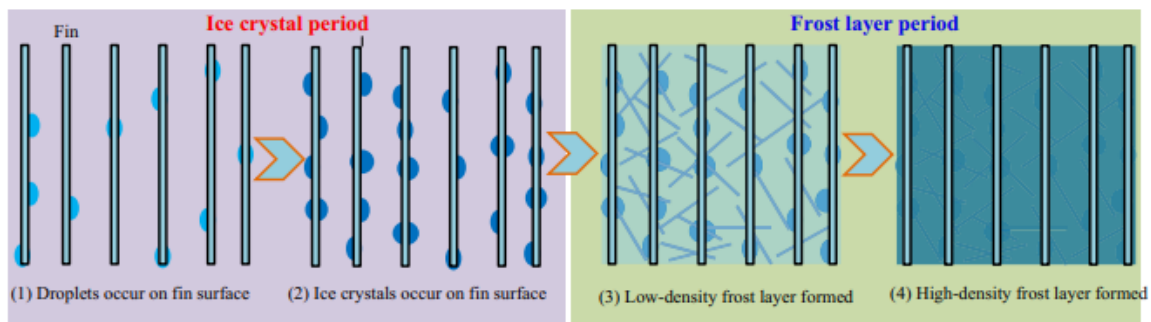
Etapa 1. Formación de gotas de agua sobre la superficie de la aleta. En este período comienza a depositarse pequeñas gotas de agua debido a la condensación. Las pequeñas gotas, durante este proceso se fusionan con otras gotas cercanas dando lugar a la nucleación, donde aumenta el tamaño de dichas gotas.

Etapa 2. Formación de cristales de hielo sobre la superficie de la aleta. Posteriormente a la nucleación, las gotas de agua llegan a su momento crítico donde se convierten en cristales de hielo, los diámetros de las gotas de agua solidificadas aumentan considerablemente. Básicamente se forman columnas o agujas paralelas que crecen unidireccionalmente.

Etapa 3. Crecimiento de la capa de escarcha. En esta etapa, las columnas de hielo comienzan a ramificarse, lo que conlleva a la formación de una capa de escarcha mallada más uniforme. La temperatura superficial de la escarcha

aumenta gradualmente, a medida que aumenta el espesor de la escarcha debido al aumento de la resistencia térmica.

Etapa 4. Crecimiento completo de la capa de escarcha. Cuando se alcanza la temperatura del punto triple, la superficie de la escarcha comienza a derretirse y el agua penetra en la escarcha, disminuyendo aún más su resistencia térmica, pues los espacios ocluidos de aire disminuyen. Esto conduce a una deposición adicional de escarcha y, eventualmente a derretimientos y congelaciones continuas hasta formar una capa densa y apretada (densificación).



*Figura 9. Etapas de formación de la escarcha [21]*

Existen otras investigaciones como las realizadas por Irarorri (2004) [24], en la que desarrolló modelos matemáticos para describir el crecimiento de la escarcha, principalmente en placas planas horizontales. Hayashi, Aoki [25], analizó el proceso de formación de escarcha en placas planas, consideró 3 etapas en la formación de la escarcha: formación de cristales de hielo, crecimiento de la capa de escarcha y crecimiento completo de la capa de escarcha. Al igual que en otras investigaciones de formación de escarcha en placas planas horizontales, desestiman el proceso de formación de las gotas de agua lo cual es válido debido a que no consideran el efecto de la gravedad que, en cambio, sí es notorio en las aletas de los intercambiadores de calor. Otra diferencia que debemos tener en cuenta, es que, durante la formación de escarcha, la temperatura en las aletas

disminuye, mientras que en las placas planas permanece constante. Además, la escarcha que se forma en estos intercambiadores se forma más rápido y son más gruesas.

La formación de escarcha en los evaporadores de las cámaras de refrigeración depende de varias variables. Entre ellas se encuentran la humedad relativa del aire y el contenido de humedad de los productos almacenados, también influyen la temperatura del aire dentro de la cámara, la temperatura superficial del serpentín y las aletas del evaporador. Otros factores importantes son la velocidad y distribución del flujo de aire generado por los ventiladores y el tiempo acumulado de operación de los evaporadores. Gatica y Cols (2009) [2] desarrollaron un modelo matemático para predecir la formación y el crecimiento de escarcha en configuraciones de placas planas. Este modelo considera las interacciones y efectos de algunas de las variables de influencia. Encontraron que hay una relación entre el aumento del número de Reynolds y el aumento en el espesor y la densidad de la escarcha, pero su influencia disminuye a valores altos. La humedad relativa incrementa el espesor al potenciar el transporte de vapor. La temperatura del aire afecta inversamente si la humedad específica es constante; de lo contrario, su efecto es directo.

### 3.1.1 Acumulación de la escarcha

La acumulación de la escarcha puede medirse de manera experimental recolectando el agua drenada producto del desescarche. Se conoce que esto no es del todo cierto, pues lo ideal sería que toda la masa congelada se drene lo cual en la práctica no ocurre. Jhee y cols. (2002) [26], realizaron un estudio sobre el comportamiento del desescarche en un intercambiador de calor de tubo y aletas y encontraron que de una masa original de 190 gramos de escarcha no se pudieron recuperar una cantidad aproximada de 6 gramos. En otras palabras,



no se logró drenar aproximadamente el 3% de la masa de agua total. En este trabajo despreciaremos esta diferencia pues se considerará despreciable para fines prácticos.

### 3.1.2 Densidad de la escarcha

La escarcha es un material poroso formado de hielo y aire, esta estructura es dinámica y con una fuerte dependencia de la temperatura de la superficie fría, así como de la humedad del espacio refrigerado.

La predicción de la densidad de las escarchas mediante modelos matemáticos se ha convertido en una buena herramienta por su precisión. La mayor desventaja de estos modelos consiste en que carecen de una funcionalidad general, pues se basan en correlaciones empíricas que responden a condiciones específicas, lo que regula grandemente su aplicación [27], [28], [29]. No obstante, la densidad de la escarcha es siempre un valor promedio y se puede determinar experimentalmente como la relación entre la acumulación de escarcha y el volumen que esta ocupa (*ver ecuación 3.1*) [30].

$$\bar{\rho}_{esc} = \frac{m_{H2O_d}}{V_{esc}} \quad (3.1)$$

Donde  $m_{H2O_d}$  es la masa de agua drenada durante el desescarche en kg y  $V_{esc}$  es el volumen que ocupa la escarcha sobre el serpentín y las aletas del evaporador. El volumen puede calcularse conociendo el área superficial del evaporador, que es la sumatoria del área externa del serpentín y el área de las aletas.

### 3.1.3 Conductividad térmica de la escarcha

Conocer la conductividad térmica de la escarcha es necesario, pues como se ha expresado anteriormente, su poca conductividad es lo que la convierte en una

especie de aislante en los evaporadores. La conductividad térmica al igual que otras propiedades de la escarcha se ha podido medir mediante métodos experimentales, aplicando la ley de Fourier y midiendo la diferencia de temperatura directamente, así como el espesor [31]. Esta metodología introduce muchos errores, además se limita para condiciones estables. Por tanto, los modelos de predicción, son una vía más exacta de determinar la conductividad térmica como el presentado por Brian y cols. (1969) [32]. Estos investigadores desarrollaron correlaciones donde demostraron que la conductividad térmica de la escarcha dependía de la densidad de la escarcha ( $\rho_{esc}$ ) y la temperatura de la pared ( $T_w$ ), y es posible calcularla mediante la siguiente ecuación:

$$k_{esc} = 2.401 \times 10^{-5} T_w^{1.272} + 3.921 \times 10^{-8} \rho_{esc} T_w^{1.74} \quad (3.2)$$

Negrelli y col (2015) [33] propusieron un modelo semi-empírico para determinar la conductividad de la escarcha basado en los elementos que la conforman, el hielo y el aire, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\frac{k_{esc}}{k_i} = a \left( \frac{k_a}{k_i} \right)^{b * \varepsilon} \quad (3.3)$$

Donde  $k_a$  y  $k_i$  es la conductividad térmica del aire y del hielo a la temperatura de la pared,  $\varepsilon$  es la porosidad de la escarcha que se puede calcular de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\rho_i - \rho_{esc}}{\rho_i - \rho_a} \quad (3.4)$$

Las constantes a y b, son dependientes de la temperatura en la pared:

$$a = 1.576 \quad b = 0.797 \quad \text{Para } -10 < T_w < -4^\circ\text{C}$$

$$a = 1.594 \quad b = 0.761 \quad \text{Para } -19 < T_w < -10^{\circ}\text{C}$$

$$a = 1.035 \quad b = 0.757 \quad \text{Para } -30 < T_w < -19^{\circ}\text{C}$$

Esta correlación es la empleada para estimar la conductividad térmica de la escarcha en la modelación del sistema, debido a su concordancia con los resultados reportados.

### 3.2 Coeficiente de transferencia de calor y masa

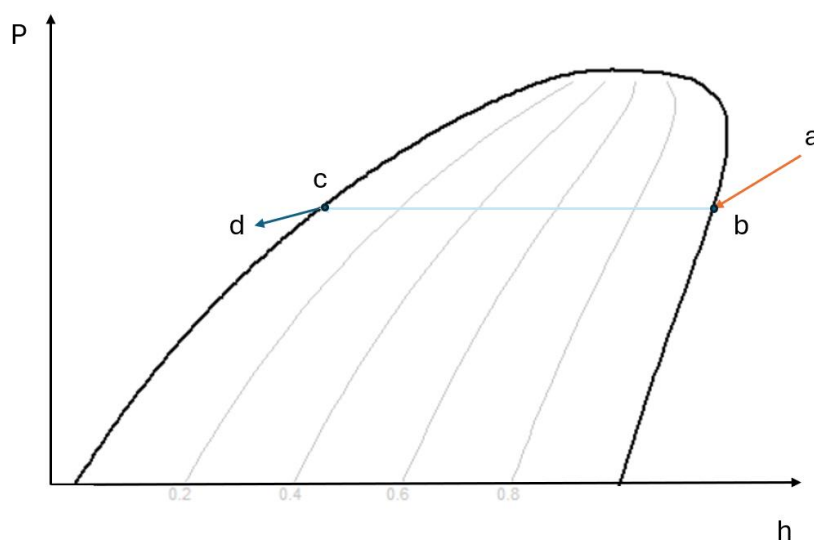
Para poder implementar adecuadamente una técnica que incluya transferencia de calor y masa, es imprescindible conocer ampliamente los fenómenos físicos involucrados dentro del proceso y así poder diseñar adecuadamente el sistema y obtener los resultados deseados.

Entre los estudios más destacados para predecir el comportamiento de un sistema de desescarche por gas caliente, se encuentra el de N. Hoffenbecker y col. (2005) [14], los cuales desarrollaron y validaron un modelo matemático para predecir los efectos de transferencias de calor en un ciclo de desescarche por gas caliente. Los autores relacionaron los efectos de la presión, temperatura del suministro de gas caliente, tiempo de desescarche y la acumulación de escarcha en los evaporadores. La validación de este modelo se realizó experimentalmente donde los datos de entrada correspondieron a una cámara frigorífica de almacenamiento de frutas. Finalmente, el modelo predijo un tiempo de desescarche de 645 segundos y en la experimentación se observó un tiempo de 600 segundos. También el modelo predice que se suministró 271,1 MJ de energía y que sólo el 43,7% fue utilizado para derretir la escarcha acumulada. Este modelo predice correctamente el proceso de desescarche y nos muestra de manera acertada los resultados que se deberían buscar en este tipo de procesos. Este modelo dio las bases para desarrollar nuestro propio modelo,

en el cual, se presta especial atención al estado del refrigerante a la salida del evaporador en desescarche, ya que la técnica propuesta en este estudio trabaja en un sistema de condensación y evaporación directa en estado transitorio. A continuación, se muestra el desarrollo y las consideraciones que se tuvieron para realizar dicho modelo.

### 3.2.1 Transferencia de calor del refrigerante

Al aplicar la técnica descrita en este estudio, el refrigerante en forma de gas caliente se condensa al ceder su calor latente, como se ilustra en la *figura 10*, que muestra un diagrama de presión frente a entalpía. Para esto, el refrigerante debe pasar por una etapa de enfriamiento ( $a-b$ ) hasta las condiciones de saturación, en las cuales cambia de fase de vapor a líquido ( $b-c$ ) a una temperatura y presión constante, donde luego, si este continúa cediendo calor, el fluido se sub-enfriará ( $c-d$ ).



*Figura 10. Camino termodinámico del refrigerante en condensación*

En las etapas donde el refrigerante se encuentra en una sola fase como vapor sobrecalentado y líquido subenfriado (a-b, c-d), el coeficiente de transferencia de calor convectivo se determina mediante la *ecuación 3.5*.

$$h_R = \frac{k_R}{D_T} Nu \quad (3.5)$$

El número de Nusselt (Nu) utilizado es el presentado por Gnielinski (1976) [49] para flujo turbulento (*ecuación 3.6*) y reportada a su vez por Nellis y Klein (2009) [50]. Para  $0.5 < Pr < 2000$  y  $2300 < Re < 5 \times 10^6$ .

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_{fd}}{8}\right) (Re_{Dh} - 1000) Pr}{1 + 12.7(Pr^{\frac{2}{3}} - 1) \sqrt{\frac{f_{fd}}{8}}} \quad (3.6)$$

Donde  $k_R$  es la conductividad térmica del refrigerante,  $D_T$  es el diámetro interno de la tubería,  $f_{fd}$  es el factor de fricción,  $Re_{Dh}$  y  $Pr$  es el número de Reynolds y de Prandtl respectivamente.

Durante el cambio de fase, el coeficiente de transferencia de calor se encuentra directamente afectado por los diferentes regímenes de flujo que se pudieran presentar. Así lo demuestran diversos estudios, como es el caso de Deng y cols (2019) [51], quienes desarrollaron un modelo que tiene sus bases en la investigación de Cavallini y cols (2006) [52], Cavallini y cols (2005) [53] y Dobson y Chato (1998) [54]. Este es un modelo más refinado al incluir resistencias adicionales de transferencia de calor durante la condensación de mezclas zeotrópicas, y al considerar el efecto de la rugosidad interfacial y los fenómenos de no equilibrio.

La correlación desarrollada por Deng y cols, permite determinar el coeficiente de transferencia de calor durante el cambio de fase de la mezcla refrigerante. En

esta etapa, el régimen del fluido varía a lo largo de la tubería debido a la pérdida de entalpía del vapor, lo que influye directamente en el coeficiente de transferencia de calor. Estos efectos se dividen en dos grupos: uno en el que el coeficiente es independiente del gradiente de temperatura ( $\Delta T$ ) y otro en el que es dependiente de este, con un único criterio de transición, llamado velocidad adimensional del gas ( $J_G$ ), el cual se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$J_G = \frac{xG}{[gD_T\rho_G(\rho_L - \rho_G)]^{0.5}} \quad (3.7)$$

Donde  $G$  es la velocidad másica del fluido,  $x$  representa la calidad del fluido,  $\rho_L$  y  $\rho_G$  son la densidad del líquido y vapor saturado respectivamente y  $D_T$  es el diámetro interno de la tubería.

En la *figura 11* se puede observar la curva de transición entre la velocidad adimensional del gas y el factor de Martinelli  $J_G^T - X_{tt}$ , la cual se puede representar mediante la *ecuación 3.8*. La comparación entre los valores de velocidad adimensional permite conducir el cálculo del coeficiente de transferencia de calor según la dependencia o no al gradiente de temperatura, como se muestra en la *ecuación 3.10 y 3.11*.

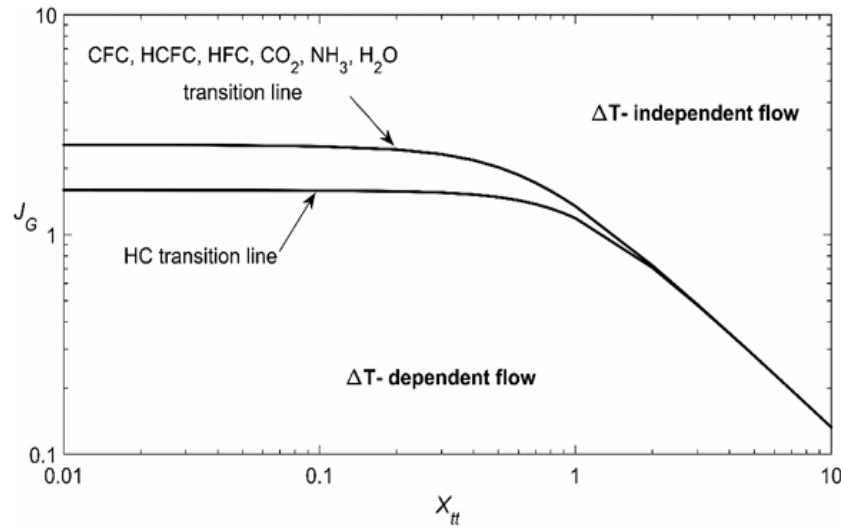


Figura 11. Transición entre el régimen de flujo dependiente e independiente de la Temperatura [54].

$$J_G^T = \left\{ \left[ \frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-\frac{1}{3}} \quad (3.8)$$

Donde  $C_T$  es un coeficiente el cual toma valor de 2.6 para refrigerantes y  $X_{tt}$  es el factor de Martinelli, el cual se obtiene a partir de la ecuación 3.9.

$$X_{tt} = \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \left[ \frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \quad (3.9)$$

El coeficiente de transferencia de calor de la mezcla de refrigerante ( $h_R = h_M$ ) se determina con la ecuación 3.10, que aplica cuando el régimen de flujo depende de  $\Delta T$ , si  $J_G \leq J_G^T$ .

$$h_M = h_{A,M} \left( \frac{J_G}{J_G^T} \right)^{0.2} + h_{estrat,M} \left( 1 - \frac{J_G}{J_G^T} \right) \quad (3.10)$$

Si no se cumple esta condición, se utiliza la ecuación 3.11, que considera un régimen de flujo independiente de  $\Delta T$  (Si  $J_G > J_G^T$ ).

$$h_M = h_{A,M} \quad (3.11)$$

El coeficiente de transferencia de calor anular de la mezcla ( $h_{A,M}$ ), se determina mediante la propuesta de Bell y Ghaly (1973) [55] como se muestra en la ecuación 3.12.

$$h_{A,M} = \left( \frac{1}{h_A} + R_A \right)^{-1} \quad (3.12)$$

La resistencia a la transferencia de calor de la mezcla ( $R_A$ ) en la interfaz líquido-vapor se calcula de la siguiente manera:

$$R_A = x C_{p,G} \frac{\Delta T_{GL}}{\Delta H_M} \frac{1}{h_G F_I} = R_{estrat} \quad (3.13)$$

Donde  $C_{p,G}$  es el calor específico del vapor saturado,  $\Delta T_{GL}$  es la temperatura de deslizamiento de la mezcla que representa el gradiente de temperatura de ebullición, el cual es causado por las diferentes composiciones en fase líquida de la mezcla zeotrópica durante la evaporación. Emplearemos para este trabajo un  $\Delta T_{GL}$  del R404A igual a 0.3 K [56].  $\Delta H_M$ , representa la entalpía de condensación.

El coeficiente de transferencia de calor en régimen anular para un fluido puro ( $h_A$ ) se determina de la siguiente manera:

$$h_A = h_{LO} \left[ 1 + 1.128 x^{0.8170} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \left( 1 - \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{2.144} \text{Pr}_L - 0.100 \right] \quad (3.14)$$

Donde  $\mu_L$  y  $\mu_G$  representan la viscosidad dinámica del refrigerante en condición de líquido y vapor saturado respectivamente,  $h_{LO}$  es el coeficiente de transferencia de calor solamente de la fase líquida y se determina por la ecuación 3.15, en donde  $k_L$  es la conductividad térmica del líquido.



$$h_{LO} = 0.023 Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{k_L}{D_T} \quad (3.15)$$

El factor de rugosidad interfacial ( $F_I$ ) representado en la *ecuación 3.16* está en función de la dependencia del fluido al gradiente de temperatura la cual es posible determinar mediante los siguientes criterios:

Si  $J_G \leq J_G^T$  el fluido es dependiente de  $\Delta T$  y por tanto  $F_I$  se calcula de la siguiente manera:

$$F_I = 1 + \left( \frac{u_G}{u_L} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{(\rho_L - \rho_G) g \delta^2}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{J_G}{J_G^T} \right)^{0.2} \quad (3.16)$$

Si  $J_G > J_G^T$  el fluido es independiente de  $\Delta T$  y por tanto  $F_I$  se calcula de la siguiente manera:

$$F_I = 1 + \left( \frac{u_G}{u_L} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{(\rho_L - \rho_G) g \delta^2}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.17)$$

Donde  $\delta$  es el espesor de la película de líquido en la pared de la tubería, el cual se puede calcular de la siguiente forma:

$$\delta = \frac{Di(1 - \alpha)}{4} \quad (3.18)$$

La velocidad promedio de la fase vapor ( $u_G$ ) y de la fase líquida ( $u_L$ ) se calcula a partir de:

$$u_G = \frac{Gx}{\rho_G \alpha} \quad (3.19)$$

$$u_L = \frac{G(1 - x)}{\rho_G(1 - \alpha)} \quad (3.20)$$

La fracción vacía ( $\alpha$ ), promedia logarítmicamente el modelo de fracción vacía homogénea ( $\alpha_h$ ) propuesto por Zivi (1964) [57] y el modelo de fracción vacía

derivativa ( $\alpha_{ra}$ ) propuesto por Rouhani y Axelsson (1970) [58] , las cuales se calculan mediante:

Fracción vacía homogénea:

$$\alpha_h = \left( 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) * \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \right)^{-1} \quad (3.21)$$

Fracción vacía derivativa:

$$\alpha_{ra} = \left( \frac{x}{\rho_G} \right) (1 + 0.12(1-x)) * \left( \left( \frac{x}{\rho_G} \right) + \left( \frac{1-x}{\rho_L} \right) \right) + \left( \frac{1.18(1-x)(g\sigma(\rho_L - \rho_G))^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}} \right)^{-1} \quad (3.22)$$

Donde  $\sigma$  representa la tensión superficial entre las fases.

Fracción vacía media logarítmica:

$$\alpha = \frac{\alpha_h - \alpha_{ra}}{\ln \left( \frac{\alpha_h}{\alpha_{ra}} \right)} \quad (3.23)$$

El coeficiente de transferencia de calor en la región estratificada de la mezcla ( $h_{estrat,M}$ ) ajusta el coeficiente de una sustancia pura y también tiene en cuenta la resistencia a la transferencia de calor ( $R_{estrat}$ ), resultante de la mezcla de refrigerante y el estado de no equilibrio ( $F_M$ ).

$$h_{estrat,M} = F_M \left( \frac{1}{h_{estrat}} + R_{estrat} \right)^{-1} \quad (3.24)$$

Donde  $F_M$  es el factor de la mezcla en estado de no-equilibrio, expresado en la siguiente ecuación:

$$F_M = \exp \left[ - \left( 1 - \frac{J_G}{J_G^T} \right)^2 \left( \frac{\Delta T_{GL}}{T_{SAT} - T_W} \right) \right] \quad (3.25)$$

$h_{estrat}$  es el coeficiente de transferencia de calor en el régimen de flujo estratificado para fluidos puros, calculada por la siguiente ecuación:

$$h_{estrat} = \left[ \frac{0.725}{1 + 0.741 \left( \frac{1-x}{x^{0.332}} \right)} \right] \left[ \frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g \Delta H_{LG}}{\mu_L D_T (T_{SAT} - T_W)} \right]^{0.25} \quad (3.26)$$

$$+ (1 - x^{0.087}) h_{LO}$$

Donde  $T_{SAT}$  es la temperatura de saturación del vapor,  $T_W$  es la temperatura de la pared de la tubería.

### 3.2.2 Transición entre el coeficiente de transferencia de calor de una sola fase y del equilibrio líquido-vapor.

Durante la transición entre la fase de vapor sobrecalentado, el cambio de fase y el líquido subenfriado, ocurre una variación abrupta en el coeficiente de transferencia de calor, el cual se conoce que es mucho mayor durante el cambio de fase. En las simulaciones, esta discontinuidad en el coeficiente de transferencia de calor puede generar errores numéricos o problemas de estabilidad. Para evitar esta situación, a continuación, se muestra una metodología basada en la interpolación lineal con el objetivo de suavizar estas transiciones.

$$h_R = \begin{cases} h_{R\text{vapor}} & \text{Para } x \geq 1 \\ \text{Interp. lineal } (h_{R,x=1}; h_{R,x=0.95}) & \text{Para } 0.95 < x < 1 \\ h_{R\text{liq} - \text{vap}} & \text{Para } 0.95 \leq x \leq 0.05 \\ \text{Interp. lineal } (h_{R,x=0}; h_{R,x=0.05}) & \text{Para } 0.05 \leq x \leq 0 \\ h_{R\text{Liquido}} & \text{para } x \leq 0 \end{cases}$$

### 3.2.3 Transferencia de calor del intercambiador de calor al aire

Para el caso donde cierta área del intercambiador de calor se encuentre seco (libre de escarcha) se utilizará un coeficiente de transferencia de calor por convección natural externa, en función del diámetro externo de los tubos del

intercambiador, el cual se puede calcular de la siguiente manera según Nellis y Klein (2008) [50]:

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{aire} D_T}{k_{aire}} \quad (3.27)$$

El Nusselt promedio ( $\overline{Nu}_D$ ) está a disposición del número de Rayleigh ( $Ra$ ) ofreciendo dos variantes de cálculo de Nusselt promedio.

Si  $1 \times 10^{-10} < Ra_D < 1 \times 10^7$ , el  $\overline{Nu}_D$  se calcula de la siguiente manera:

$$\overline{Nu}_D = \left( \overline{Nu}_{D,Lam}^{10} + \overline{Nu}_{D,Turb}^{10} \right)^{\frac{1}{10}} \quad (3.28)$$

Donde  $\overline{Nu}_{D,Lam}$  es el número de Nusselt para el régimen laminar y se puede determinar mediante la *ecuación 3.29*.

$$\overline{Nu}_{D,Lam} = \frac{2 C_{cil}}{\ln \left( 1 + \frac{2 C_{cil}}{0.772 C_{lam} Ra_D^{0.25}} \right)} \quad (3.29)$$

Dónde  $C_{cil}$  y  $C_{lam}$  son coeficiente de transferencia convectiva y se puede determinar por las *ecuaciones 3.30 y 3.31*, dependiendo del valor de  $Ra$ .

$$C_{cil} = 1 - \frac{0.13}{(0.772 C_{lam} Ra_D^{0.25})^{0.16}} \quad \text{para } Ra_D < 1 \times 10^{-4} \quad (3.30)$$

$$C_{cil} = 0.8 \quad \text{para } Ra_D > 1 \times 10^{-4} \quad (3.31)$$

$\overline{Nu}_{D,Turb}$  es el número de Nusselt para el régimen turbulento, el cual se puede determinar a través de la siguiente expresión, en donde  $C_{Turb}$  es un coeficiente convectivo para el régimen turbulento y puede tomar valor de 0.1 [50].

$$\overline{Nu}_{D,Turb} = C_{Turb} Ra_D^{\frac{1}{3}} \quad (3.32)$$

Si  $Ra_D > 1 \times 10^7$ , entonces el  $\overline{Nu}_D$  se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (3.33)$$

### 3.2.4 Coeficiente de transferencia de masa de la escarcha al aire

Así mismo, es necesario conocer el coeficiente de transferencia de masa ( $h_m$ ), el cual nos sirve para calcular la cantidad de la masa de la escarcha que pudiera sublimar, donde dicho coeficiente se puede calcular de acuerdo con Threlkeld (1970) [59] y Faisal (2006) [60]:

$$h_m = \frac{h_{aire}}{Cp_{aire} Le} \quad (3.34)$$

Donde  $h_{aire}$  es el coeficiente de transferencia de calor convectivo de la escarcha al aire calculada en la correlación anterior,  $Cp_{aire}$  es la capacidad calorífica del aire y  $Le$  es el número de Lewis, el número de Lewis para el vapor de agua en el aire se puede aproximar a 1.0 [60].

## 3.3 Método Numérico empleado para la modelación

Para modelar el proceso de transferencia de calor en estado transitorio, se empleará la metodología de volúmenes finitos en una sola dimensión. Esto implica dividir el volumen de control del sistema en pequeños volúmenes o secciones de igual tamaño (*ver figura 12*). Cada uno de estos volúmenes tendrá un flujo de refrigerante de entrada y salida ( $\dot{m}_R$ ), con sus respectivas temperaturas ( $T_R$ ), coeficientes de transferencia de calor ( $h_R$ ) y valor de entalpía ( $i_R$ ), así como una masa de escarcha ( $m_E$ ) alrededor del tubo. Las variables mencionadas se asumirán constante dentro de cada volumen finito durante el paso de tiempo. Al dividir el sistema en estos volúmenes discretos, es posible

modelar con mayor precisión la distribución y la transferencia de calor en el tiempo, lo cual permite comprender mejor el proceso de desescarche y a su vez determinar valores más precisos.

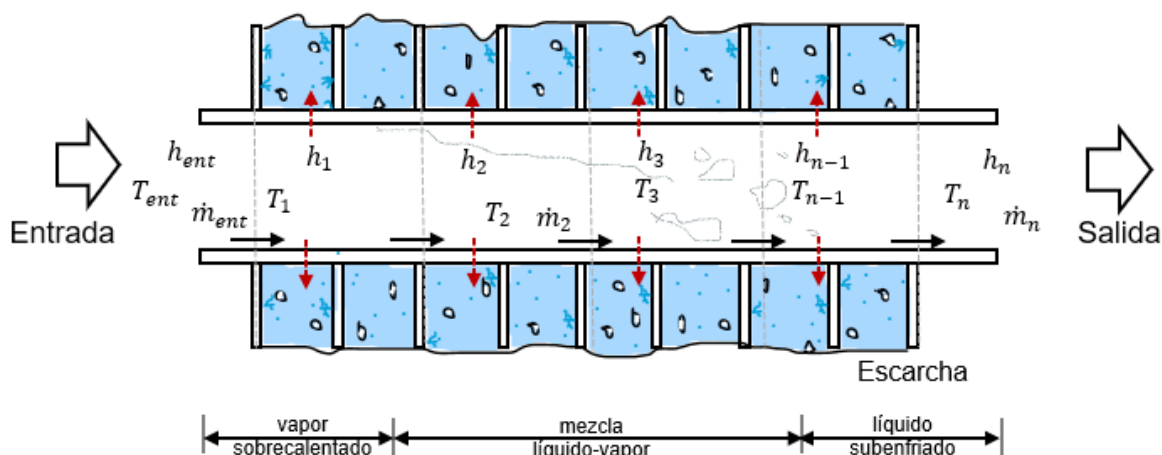


Figura 12. Representación de la metodología de volumen finito como herramienta de solución

### 3.4 Geometría del sistema

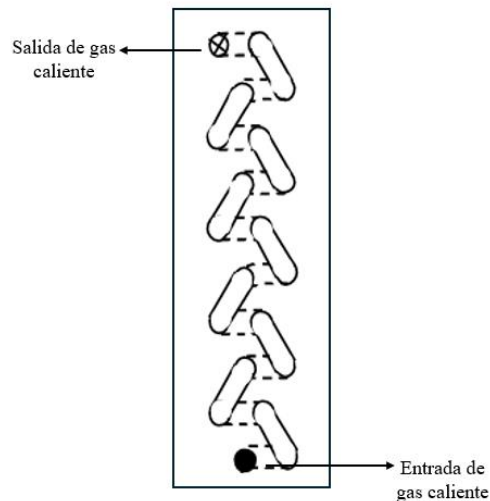
El modelo matemático desarrollado se ajusta a las características geométricas del evaporador, algunas se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3. Características geométricas del evaporador

<b>No. de tubos</b>	20
<b>Longitud de tubos</b>	0.3 m
<b>Codos de 180°</b>	18
<b>Longitud equivalente de codos</b>	0.07 m
<b>No. aletas</b>	70
<b>Dimensión de aletas</b>	0.318 x 0.055 m

El serpentín o tubería del evaporador es un circuito que se extiende desde la entrada hasta la salida como un solo tubo, conocido como evaporador de

circuito único, tal como se ilustra en la *figura 13*. Este diseño presenta ventajas significativas para la modelación, ya que el flujo único de refrigerante simplifica la construcción de modelos matemáticos para simular la transferencia de calor. Esto no solo permite predicciones más precisas, sino que también reduce la complejidad computacional, facilitando el análisis y optimización del sistema.



*Figura 13. Esquema del circuito del evaporador*

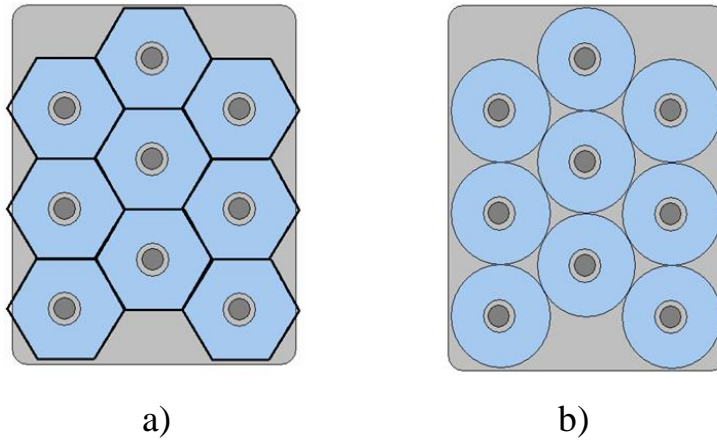
### 3.5 Eficiencia de la aleta

Como se explicó previamente, el refrigerante fluirá a lo largo del serpentín, atravesando cada una de las aletas rectangulares del evaporador, las cuales cuentan con un área de transferencia. La forma más representativa de esta área puede ser modelada mediante un hexágono, como se muestra en la *figura 14a*. Sin embargo, esta área puede ser aproximada a la de una aleta circular de radio  $r$  (ver *figura 14b*), sin tener grandes afectaciones al momento de calcular el área, lo que permite calcular su eficiencia ( $\eta_A$ ) mediante la expresión recogida por Incropera and Dewitt [61], la cual se plantea de la siguiente manera:

$$\eta_A = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \quad (3.35)$$

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (3.36)$$

Donde  $K$  e  $I$  son funciones de Bessel modificadas,  $r_1$  y  $r_{2c}$  representan el radio interior y exterior corregido de la aleta, respectivamente. El parámetro adimensional  $m = \sqrt{2h/kb}$ ; donde  $h$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor del aire,  $k$  es la conductividad térmica de la aleta y  $b$  es el espesor de la aleta.



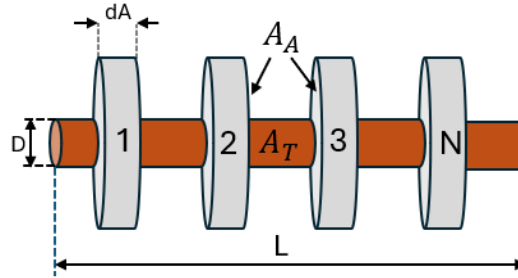
*Figura 14. Representación aproximada de la aleta con escarcha [14], a) Aleta exagonal, b) Aleta circular*

Durante el proceso de desescarche, la aleta se encuentra mayormente en condiciones de humedad en donde su eficiencia no es igual que cuando se encuentra seca, así lo demostró Kwan Hong (2013) declarando que en condiciones de humedad la eficiencia de la aleta disminuye alrededor de un 35% con respecto a la eficiencia de aleta seca [62], [63].



### 3.6 Área de Transferencia de Calor

El área de transferencia de calor del evaporador ( $A_{TC}$ ) está comprendida por el área del serpentín libre entre aletas ( $A_t$ ) y el área de las aletas ( $A_A$ ), tal como se representa en la *figura 15*.



*Figura 15. Representación del área de transferencia de calor*

El área de la tubería entre aletas se puede calcular como el área exterior de la tubería restando los tramos ocupados por las aletas sobre tubería, tal como se muestra en la siguiente ecuación.

$$A_t = \pi DL - \pi DN_A d_A \quad (3.37)$$

Donde  $N_A$  es el número de aletas comprendidas en la tubería,  $d_A$  el espesor de aletas y  $D$  es el diámetro de la tubería.

El área de las aletas se puede calcular mediante el área del sector circular considerando las dos caras de las aletas y el total de aleta, por lo que se expresa:

$$A_A = 2\pi(r_{exta}^2 - r_{inta}^2)N_A \quad (3.38)$$

Donde  $r_{exta}$  y  $r_{inta}$  es el radio exterior e interior de la aleta respectivamente.

### 3.7 Descripción de los mecanismos de transferencia de calor y masa

De manera general, el proceso de transferencia de calor puede describirse como se muestra a continuación (*ver figura 16*): el refrigerante caliente, a alta presión y temperatura, ingresa al evaporador, donde transfiere energía desde su interior

hacia las paredes del serpentín. Del serpentín, la energía se transfiere tanto a la escarcha sobre él, como a las aletas acopladas, y de estas últimas, la energía se transfiere a la escarcha depositada sobre ellas. La escarcha que recubre los tubos y aletas incrementará su temperatura hasta alcanzar el punto de fusión, momento en el cual, además de la transferencia de calor hacia el aire, se considerarán también los procesos de transferencia de masa involucrados en la evaporación y sublimación. Cuando la escarcha se elimina en ciertas secciones del evaporador sin completar el proceso de desescarche, las superficies de la tubería y las aletas quedan expuestas al aire circundante. En esta etapa, el calor se transfiere directamente desde las superficies al aire, lo que se conoce como calentamiento en seco. Esta fase es la principal responsable de generar la mayor carga parásita en el espacio refrigerado.

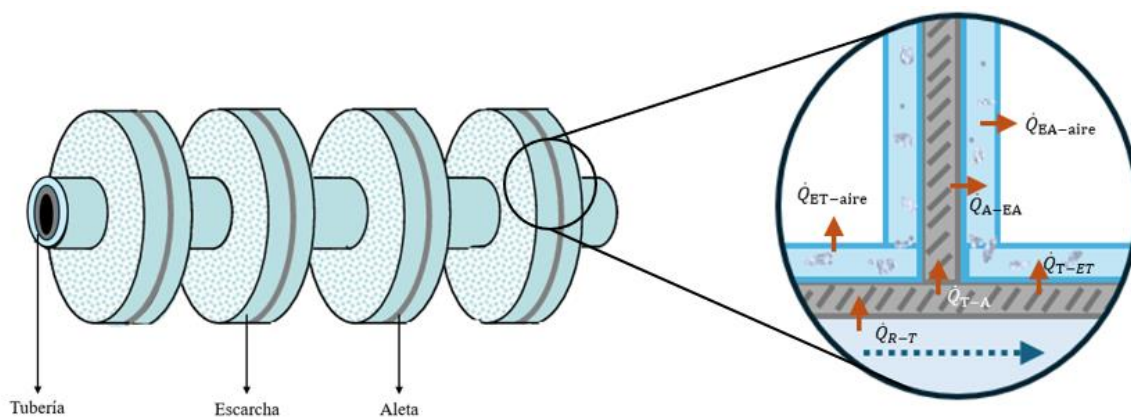


Figura 16. Volumen de control del tubo escarchado equivalente a una sección

### 3.8 Ecuaciones de Transferencia de Calor y Masa

Diversos estudios, como el desarrollado por Dopazo y cols (2010) [64], han abordado el modelado del proceso de desescarche mediante la consideración de distintas etapas asociadas a la fusión de la escarcha. En estos trabajos, los investigadores destacaron la formación de una delgada película de líquido entre

la escarcha y el serpentín o las aletas, la cual surge cuando estas superficies alcanzan la temperatura de cambio de fase del hielo. Asimismo, consideraron la aparición de aire entre la película líquida y la escarcha durante el proceso de fusión. Sin embargo, según Li y cols (2014) [65] la retención máxima de agua en el serpentín, por unidad de área, puede aproximarse a  $0.050 \text{ kg/m}^2$  durante esta etapa.

Al analizar la resistencia térmica que la película de líquido podría presentar al flujo de calor, se puede concluir que es lo suficientemente baja por lo cual se despreciará. De manera similar, la resistencia que podría ocasionar el aire también se puede considerar insignificante.

A partir de estos argumentos, se simplifica el modelo descartando las etapas asociadas a la formación de la película de líquido y la aparición de aire. Para optimizar el análisis y minimizar la complejidad computacional, se aprovecharán las condiciones de simetría del serpentín y la geometría de las aletas, incorporando en el modelo la distribución de la escarcha acumulada tanto en las aletas como en el serpentín. El modelo de desescarche se desarrollará considerando tres etapas principales.

### 3.8.1 Etapa de Precalentamiento

Esta etapa comienza con la entrada del gas caliente en el evaporador y finaliza cuando la escarcha alcanza su temperatura de fusión. Durante esta fase asumiremos que el espesor de la escarcha permanece constante. En este proceso, intervienen varios elementos dentro de la sección de estudio; como el refrigerante, la tubería, escarcha sobre tubo y escarcha sobre aleta. Cada uno de estos elementos tienen asociado una ecuación de balance de energía para analizar su cambio de temperatura.

La energía transferida del *fluido refrigerante caliente* se puede determinar por la de la diferencia de entalpía ( $i_{ent} - i_{sal}$ ) del flujo másico  $\dot{m}_R$  en su paso por cada sección, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_R(i_{ent} - i_{sal}) = h_R A_T (T_R - T_T) = \dot{Q}_{R-T} \quad (3.39)$$

Donde  $h_R$  representa el coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante,  $A_T$  es el área de transferencia de calor (área interior del tubo),  $T_T$  y  $T_R$  son la temperatura del tubo y del refrigerante, respectivamente.

Para evaluar el cambio de temperatura en el *tubo*, se puede realizar un balance de energía considerando que la variación en la energía en la tubería ( $\dot{Q}_T$ ) se debe a la diferencia entre la energía proporcionada por el refrigerante ( $\dot{Q}_{R-T}$ ) y el calor que el tubo cede a la escarcha que se encuentra en su superficie ( $\dot{Q}_{T-E,T}$ ) y a las aletas ( $\dot{Q}_{T-A}$ ) dentro del volumen de control.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{R-T} - \dot{Q}_{T-A} - \dot{Q}_{T-E,T} \quad (3.40)$$

$\dot{Q}_{T-E,T}$  se puede calcular mediante la *ecuación 3.41*, la cual se deriva de la ley de enfriamiento de Fourier para la transferencia de calor, considerando las resistencias térmicas de la escarcha y del contacto entre la escarcha y el tubo ( $R_{cet}$ ).

$$\dot{Q}_{T-E,T} = \frac{(T_T - T_{E,T})}{\frac{R_{cet}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_E}{r_{extt}}\right)}{2\pi d_{E,T} k_E}} \quad (3.41)$$

Donde  $T_{ET}$  es la temperatura de la escarcha sobre el tubo,  $r_E$  y  $r_{extt}$  son el radio de la escarcha y el radio exterior del tubo respectivamente,  $d_{E,T}$  es el espesor de la escarcha y  $k_E$  es la conductividad térmica de la escarcha ( $\sim 0.1$  W/m-K).

$\dot{Q}_{T-Al}$  se puede calcular mediante la *ecuación 3.42*, también se deriva de la ley de enfriamiento de Newton, toma en cuenta las resistencias térmicas de la aleta y la resistencia al contacto entre la aleta y el tubo ( $R_{cat} = 0.0625 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ ), en concordancia con Aljuwayhel (2006) [60].

$$\dot{Q}_{T-A} = \frac{(T_T - T_A)}{\frac{R_{cat}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi N_A d_A k_A}} \quad (3.42)$$

Donde  $T_{Al}$  es la temperatura de la aleta,  $r_A$  y  $r_{extt}$  son el radio de la aleta y el radio exterior del tubo respectivamente,  $d_A$  es el espesor de la aleta,  $N_A$  es el total de aleta en el volumen de control y  $k_A$  es la conductividad térmica de la aleta (conductividad térmica del aluminio, 240 W/m-K). Finalmente, el balance de energía se expresa de la siguiente manera:

$$\rho_T C_T V_T \frac{dT_T}{dt} = [hA]_{R-T}(T_R - T_T) - \frac{(T_T - T_A)}{\frac{R_{cat}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi N_A d_A k_A}} - \frac{(T_T - T_{E,T})}{\frac{R_{cet}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi d_{E,T} k_E}} \quad (3.43)$$

La *ecuación 3.10*, muestra el balance de energía en la *aleta*, donde la variación de la energía almacenada ( $\dot{Q}_{Al}$ ) en ella es resultado de la diferencia entre el calor que llega por el tubo y el calor que la aleta cede a la escarcha ( $\dot{Q}_{Al-E,Al}$ ).

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_{T-A} - \dot{Q}_{Al-E,A} \quad (3.44)$$

$$\dot{Q}_{A-E,A} = \frac{A(T_A - T_{E,A})}{R_{cea} + \frac{d_E}{k_E}} \quad (3.45)$$

Donde  $T_{E,A}$  es la temperatura de la escarcha sobre la aleta y  $R_{cea}$  es la resistencia al contacto entre la escarcha y la aleta. Finalmente, el balance se puede expresar de la siguiente forma:

$$\rho_A C_A V_A \frac{dT_A}{dt} = \frac{(T_T - T_A)}{\frac{R_{cat}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi N_A d k_A}} - \frac{A(T_A - T_{E,A})}{R_{cea} + \frac{d_E}{k_E}} \quad (3.46)$$

La energía almacenada ( $\dot{Q}_{E,T}$ ) durante el calentamiento de la escarcha se puede determinar por la *ecuación 3.47*.

$$\dot{Q}_{E,T} = \dot{Q}_{T-E,T} - \dot{Q}_{E,T-aire} \quad (3.47)$$

$\dot{Q}_{E,T-aire}$  es el calor que debe transferirse desde la escarcha hacia el aire ambiente y se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{E,T-aire} = h_{aire} A (T_{E,T} - T_{aire}) \quad (3.48)$$

La ecuación anterior es resultado del análisis de transferencia de calor por convección natural externa, donde  $h_{aire}$  es el coeficiente convectivo el cual se discutirá posteriormente y  $T_{aire}$  es la temperatura promedio de la cámara frigorífica. Finalmente, el balance se puede expresar de la siguiente forma:

$$\rho_E C_E V_{E,T} \frac{dT_{E,T}}{dt} = \frac{(T_T - T_{E,T})}{\frac{R_{cet}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_{E,T}}{r_{extt}}\right)}{2\pi d_{ET} k_E}} - h_{aire} A (T_{E,T} - T_{aire}) \quad (3.49)$$

La *ecuación 3.50*, representa el flujo de calor en la escarcha sobre la aleta, la cual tiene el mismo principio del balance de energía de la escarcha sobre el tubo.

$$\dot{Q}_{E,A} = \dot{Q}_{A-E,A} - \dot{Q}_{E,A-aire} \quad (3.50)$$

Así mismo, la *ecuación 3.51* representa una forma más detallada del balance de energía.

$$\rho_E C_E V_{E,A} \frac{dT_{E,A}}{dt} = \frac{A(T_{Al} - T_{E,A})}{R_{cea} + \frac{d_E}{k_E}} - h_{aire} A (T_{E,A} - T_{aire}) \quad (3.51)$$

### 3.8.2 Etapa de Fusión de la Escarcha

En esta etapa, comienza la fusión de la escarcha, junto con los procesos de evaporación y sublimación. Se considera que la temperatura se mantiene constante durante el cambio de fase. Durante esta etapa, la masa de la escarcha y su espesor disminuye hasta llegar a la remoción completa, indicando el final de esta fase. Se involucran los elementos de la etapa anterior, adicionando la transferencia de masa en los balances de las escarchas.

El balance de energía para la *escarcha sobre el tubo* se representa mediante:

$$\dot{Q}_{E,T} = \dot{Q}_{T-E,T} - \dot{Q}_{E,T-aire} - \dot{Q}_{S_{E,T}-aire} - \dot{Q}_{E_{E,T}-aire} \quad (3.52)$$

$\dot{Q}_{E,T}$  representa el calor almacenado en la escarcha para diferentes volúmenes tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{E,T} = A_{E,T} \rho_E i_f \frac{d(d_{E,T})}{dt} \quad (3.53)$$

Donde  $i_f$  es el calor latente de fusión (333.6 kJ/kg) y  $\frac{d(d_{ET})}{dt}$  es la variación del espesor de la escarcha respecto al tiempo.

$\dot{Q}_{S_{ET}-aire}$ , representan el calor latente de sublimación y se calcula:

$$\dot{Q}_{S_{E,T}-aire} = h_m A_{E,T} i_s (w_{aire} - w_{E,T}) \quad (3.54)$$

De igual manera  $\dot{Q}_{E_{E,T}-aire}$  es el calor latente de evaporación, dado por:

$$\dot{Q}_{E_{E,T}-aire} = h_m A_{E,T} i_E (w_{aire} - w_{E,T}) \quad (3.55)$$

Donde  $h_m$  es el coeficiente de transferencia de masa,  $w_{aire}$  es la humedad específica del aire (*ver ecuación 3.56*) y  $w_{E,T}$  es la humedad específica saturada en la superficie de la capa de escarcha (*ver ecuación 3.57*). Además,  $i_s$  representa la entalpía de sublimación del hielo, que se tomará como 2834 kJ/kg

para este estudio, mientras que  $i_E$  es la entalpía de evaporación, con un valor de 2257 kJ/kg.

$$w_{aire} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \text{ kg vapor de agua/kg aire seco] \quad (3. 56)$$

Donde  $P_v$  es la presión de vapor del agua y  $P$  es la presión total (presión atmosférica). La  $P_v$  se puede determinar mediante el producto de la humedad relativa ( $\phi$ ) y la presión de saturación del agua a la temperatura del aire ( $P_{sat T_{aire}}$ ), tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$P_v = \phi P_{sat T_{aire}} \quad (3. 57)$$

De igual forma se puede determinar la humedad específica saturada en la superficie de la escarcha mediante:

$$w_{aire} = \frac{0.622 P_{sat T_E}}{P - P_{sat T_E}} \quad (3. 58)$$

Donde  $P_{sat T_E}$  es la presión de saturación del agua a la temperatura de la superficie de la escarcha.

De manera general, el balance de energía se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} A_{E,T} \rho_E i_f \frac{d(d_{E,T})}{dt} = & \frac{(T_T - T_{E,T})}{\frac{R_{cet}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_{extt}}{r_{intt}}\right)}{2\pi d_{E,T} k_E}} - h_{aire} A (T_{E,T} - T_{aire}) \\ & - h_m A_{E,T} i_s (w_{aire} - w_{E,T}) - h_m A_{E,T} i_E (w_{aire} - w_{E,T}) \end{aligned} \quad (3. 59)$$

El balance de energía de la *escarcha sobre la aleta* parte del mismo análisis que el de la escarcha sobre el tubo. La energía almacenada en la escarcha ( $\dot{Q}_{E,A}$ ) se calcula como la energía que ingresa a través de la aleta ( $\dot{Q}_{A-E,A}$ ) menos el calor convectivo transferido al aire ( $\dot{Q}_{E,A-aire}$ ), así como el calor asociado a la



sublimación ( $\dot{Q}_{SEA-aire}$ ) y evaporación ( $\dot{Q}_{EEA-aire}$ ) como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{E,A} = \dot{Q}_{A-E,A} - \dot{Q}_{E,A-aire} - \dot{Q}_{SEA-aire} - \dot{Q}_{EEA-aire} \quad (3.60)$$

Una forma más detallada de este balance de energía es:

$$\begin{aligned} A_{EA}\rho_E i_f \frac{d(d_{EA})}{dt} &= \frac{A(T_{Al} - T_{EA})}{R_{cea} + \frac{d_E}{k_E}} - h_{aire}A(T_{EA} - T_{aire}) \\ &\quad - h_m A_E i_{SA}(w_{aire} - w_{EA}) - h_m A_{EA} i_E(w_{aire} - w_{EA}) \end{aligned} \quad (3.61)$$

### 3.8.3 Etapa de Calentamiento en Seco

Esta etapa ocurre cuando se ha eliminado la escarcha y la energía se transfiere desde la tubería o aleta directamente al aire en la cámara frigorífica. El proceso de desescarche se considera finalizado cuando la última sección del tubo alcanza esta condición. Los elementos involucrados en esta fase incluyen el refrigerante, la tubería y las aletas.

La variación de energía almacenada en la *tubería* ( $\dot{Q}_T$ ) se define como la diferencia entre el flujo de calor suministrado al tubo desde el refrigerante ( $\dot{Q}_{R-T}$ ) y el calor cedido al aire desde la superficie del tubo ( $\dot{Q}_{T-aire}$ ) y las aletas ( $\dot{Q}_{T-Al}$ ), tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{R-T} - \dot{Q}_{T-aire} - \dot{Q}_{T-Al} \quad (3.62)$$

De manera general se puede expresar el balance de energía de la siguiente forma:

$$\rho_T C_T V_T \frac{dT_T}{dt} = [h_R A]_{R-T} (T_R - T_T) - h_{aire} A (T_T - T_{aire}) - \frac{(T_T - T_{Al})}{\frac{R_{cat}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi N_A e_A k_A}} \quad (3.63)$$

Donde  $h_{aire}$  es el coeficiente de transferencia por convección natural externa.

De igual manera se puede establecer un balance de energía para la aleta como se muestra en la ecuación 3.64.

$$\dot{Q}_{Al} = \dot{Q}_{T-Al} - \dot{Q}_{Al-aire} \quad (3.64)$$

Donde  $\dot{Q}_{Al-aire}$  es el calor transferido desde la aleta hacia el aire. El balance de energía se detalla en la siguiente ecuación:

$$\rho_{Al} C_{Al} V_{Al} \frac{dT_{Al}}{dt} = \frac{(T_T - T_{Al})}{\frac{R_{cat}}{A} + \frac{\ln\left(\frac{r_A}{r_{extt}}\right)}{2\pi N_A e_A k_A}} - h_{aire} A (T_{EA} - T_{aire}) \quad (3.65)$$

Gracias a estos balances, se puede calcular la eficiencia del proceso de desescarche, como se indica en la ecuación 3.66. Esta eficiencia se define como la relación entre la energía requerida para derretir toda la escarcha y la energía total suministrada al evaporador durante el proceso.

$$\eta_{desescarche} = \frac{Q_{fusión}}{Q_{evaporador}} \quad (3.66)$$

### 3.9 Herramienta para la Simulación y Modelado

Para el modelado matemático, se empleará el programa *Engineering Equation Solver (EES)*, que es una herramienta de resolución de ecuaciones algebraicas no lineales de manera simultánea, diseñada específicamente para la ingeniería, especialmente en áreas como la transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos.

Este software ofrece una extensa base de datos con propiedades termodinámicas de cientos de fluidos, lo que permite utilizarlas directamente durante la resolución de las ecuaciones, mejorando la precisión y confiabilidad de los resultados obtenidos. Además, una de las grandes ventajas de EES, es su capacidad para realizar conversiones automáticas entre diferentes unidades de medida y verificar la consistencia de las ecuaciones, lo que reduce la posibilidad de errores derivados de incoherencias unitarias. Otra característica destacada de EES es su uso de procedimientos internos (*Procedure*) basados en correlaciones experimentales y modelos teóricos provenientes de la literatura especializada. Estas son solo algunas de las facilidades que aprovechará este estudio para llevar a cabo la modelación del proceso de desescarche.

### 3.10 Descripción del modelo elaborado

El programa creado se basa principalmente en la creación de un Procedimiento (*Procedure Desescarche ()*) que ejecuta cíclicamente las etapas del proceso de desescarche hasta que se alcanza la condición final, que es la ausencia de escarcha en la última sección de la tubería. Este procedimiento llama a otras Funciones (*Functions*) que calculan variables transitorias, como el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, el coeficiente de transferencia convectiva del aire hacia las superficies de los tubos y aletas, y el coeficiente de transferencia de masa entre la escarcha y el aire.

La Figura 17, ilustra el diagrama de flujo utilizado para resolver el algoritmo creado para este proceso. Este algoritmo asegura que se cumpla la naturaleza transitoria del proceso de desescarche mediante un modelo transitorio, en el cual es posible determinar un paso de tiempo adecuado para que el programa converja adecuadamente.

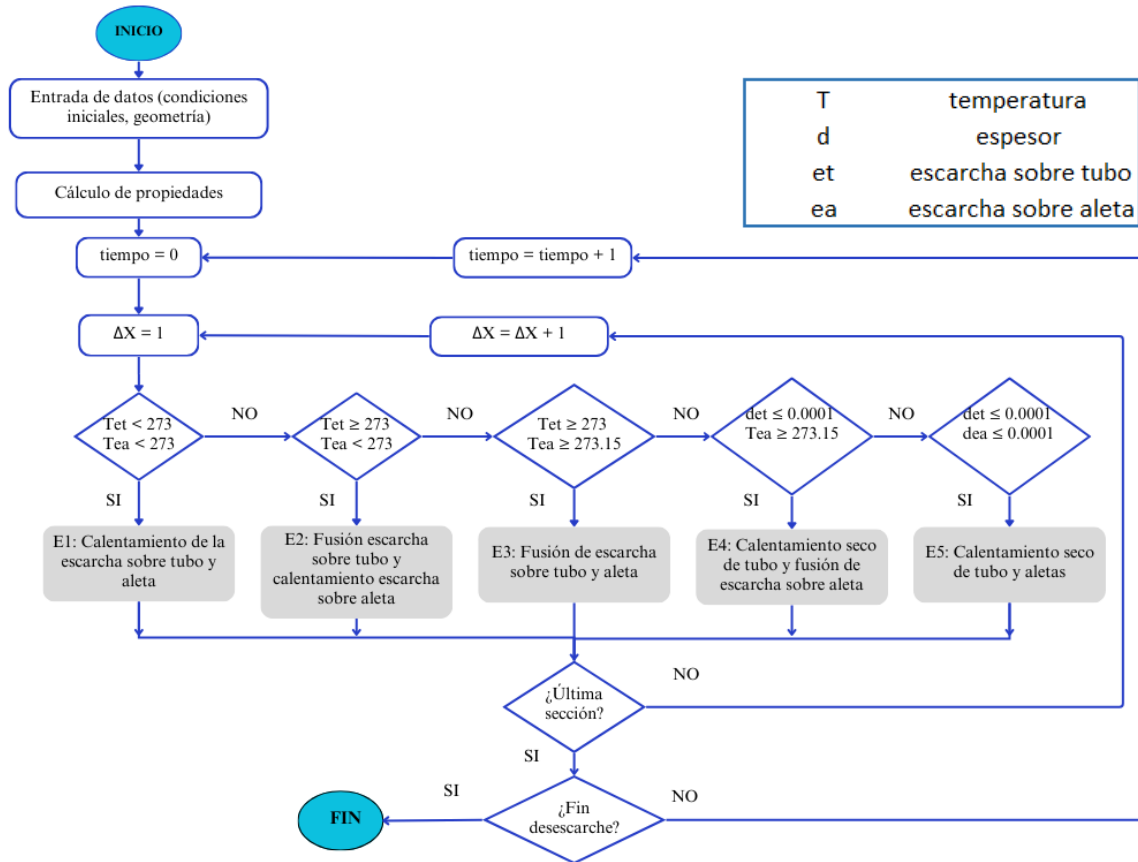


Figura 17. Diagrama de flujo del proceso de desescarche implementado en EES

A continuación, se describe el procedimiento mostrado en el diagrama de flujo de la figura 17. Primeramente, el programa requiere como entrada los parámetros iniciales de todos los elementos involucrados en el sistema, considerando como variables principales las temperaturas y presiones del refrigerante, la escarcha formada en el evaporador y el aire en la cámara. A partir de estos valores, se calculan las propiedades termodinámicas necesarias para iniciar la modelación. Además, es imprescindible especificar los parámetros y las dimensiones del evaporador, incluyendo al serpentín y las aletas.

El programa está diseñado para dividir la tubería en varias secciones discretas ( $\Delta X$ ). Cada sección, junto con la escarcha acumulada sobre ella, se considera un volumen finito en el cual se calculan variables como:

- Las temperaturas de los tubos y las aletas
- El espesor ( $d_{et}$  y  $d_{ea}$ ) y la temperatura de la escarcha ( $T_{et}$  y  $T_{ea}$ ) sobre tubo y aleta
- La entalpía, temperatura y calidad del refrigerante

Estos valores se almacenan en matrices, donde las columnas representan las variables de cada volumen finito y las filas corresponden a los pasos de tiempo. Este enfoque permite un seguimiento detallado de la evolución del sistema durante todo el proceso, incluyendo el cálculo preciso de la duración del desescarche.

Es importante destacar que los mecanismos de fusión de la escarcha sobre las tuberías y las aletas no ocurren simultáneamente. Dos factores principales explican esta diferencia:

1. La eficiencia térmica de las aletas, que retrasa la transferencia de calor.
2. La mayor cantidad de escarcha se encuentra depositada sobre las aletas en comparación con las tuberías.

Con base en las tres etapas descritas en la sección 4.6, se identifican cinco escenarios posibles del proceso:

- Escenario 1: Durante la etapa inicial de calentamiento, tanto la escarcha sobre las tuberías como la escarcha en las aletas se encuentran en proceso de calentamiento, sin alcanzar aún una temperatura de cambio de fase.

- Escenario 2: La escarcha en las tuberías puede estar en proceso de desescarche mientras que la escarcha en las aletas continúa en calentamiento.
- Escenario 3: Ambas escarchas, tanto en las tuberías como en las aletas, están en proceso de desescarche, reduciendo gradualmente su espesor.
- Escenario 4: En este caso, la escarcha en las tuberías se ha eliminado por completo, pero las aletas aún retienen escarcha. La tubería transfiere energía directamente al aire circundante, lo que se ha nombrado como "Calentamiento en Seco."
- Escenario 5: Tanto las tuberías como las aletas se encuentran en estado de calentamiento en seco, sin presencia de escarcha.

El programa realiza iteraciones, donde cada paso corresponde a un intervalo de tiempo predefinido. Estas iteraciones continúan hasta que se detecta la ausencia total de escarcha en la última sección de la tubería, indicando el fin del proceso de desescarche.



# CAPÍTULO IV

## PROTOTIPO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

GEORGE BESS PALACIOS

## 4 Prototipo del Sistema de Refrigeración

Para caracterizar la técnica de desescarche por gas caliente propuesta en este trabajo, se ha desarrollado un prototipo de sistema de refrigeración que integra también el proceso de desescarche por gas caliente. Dicho prototipo está instalado en el laboratorio de energía del Centro de Investigación de Materiales Avanzados (CIMAV).

El prototipo cuenta, fundamentalmente, con dos evaporadores, un banco de dos compresores y un condensador capaz de rechazar tanto el calor absorbido en la cámara como el calor de compresión, entre otros componentes, todo ello diseñado para mantener una temperatura en la cámara frigorífica de hasta  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A continuación, se describen los principales componentes de este sistema, cada uno de los cuales desempeña roles específicos fundamentales para su funcionamiento.

### 4.1 Condensador

El condensador utilizado en este sistema es un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas con tiro forzado (*ver figura 18*), que se encarga de rechazar el calor absorbido por el refrigerante en la cámara frigorífica, así como el calor generado durante el proceso de compresión.



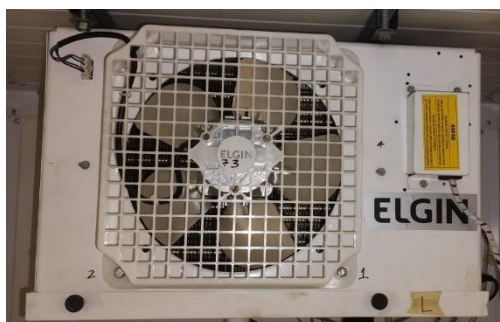
*Figura 18. Condensador empleado en el sistema*



Este condensador es de la marca ELGIN, modelo CONDEN2380, fabricado con tubos de cobre y aletas de aluminio. Cuenta con 8 aletas por pulgada y una configuración de 4 filas, cada una con 20 tubos, lo que proporciona un área de intercambio térmico de  $22.86 \text{ m}^2$ . El cual, tiene la capacidad de rechazar un flujo de calor de hasta  $7.35 \text{ kW}$ .

## 4.2 Evaporador

El sistema cuenta con dos evaporadores idénticos de tubos y aletas (*ver figura 19*). Al igual que el condensador, estos son equipos de intercambio de calor compactos, en los cuales, a medida que el refrigerante fluye por el serpentín, absorbe el calor de la cámara durante su proceso de evaporación.



*Figura 19. Evaporador empleado en el sistema*

Los evaporadores son de la marca ELGIN y modelo FBA4030G.4P200. Están configurados con dos columnas de 10 tubos fabricados en cobre y 70 aletas de aluminio por tubo. Su área total de transferencia de calor es de  $2.33 \text{ m}^2$ . La capacidad nominal de los evaporadores es de  $1.21\text{-}1.34 \text{ kW}$ , la cual es función de la temperatura de evaporación.

La capacidad de enfriamiento del evaporador se puede determinar experimentalmente midiendo las variables de entrada y salida del aire antes y después del ventilador, tal como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{enfr} = \dot{m}_{aire}(h_{salida} - h_{entrada}) \quad (4.1)$$

Donde  $h_{entrada}$  y  $h_{salida}$  corresponde a la entalpía de entrada y salida del aire respectivamente medidas a la temperatura y presión de entrada y salida,  $\dot{m}_{aire}$  representa el flujo másico de aire que se puede conocer de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{aire} = \bar{\rho}_{aire}\dot{V}_{aire} \quad (4.2)$$

### 4.3 Compresor

El sistema cuenta con un banco de dos compresores de la misma capacidad (Ver figura 20), el cual permite otorgar la capacidad de refrigeración, al mismo tiempo que permite adaptarse a las necesidades térmicas cambiantes del sistema. Durante el proceso de compresión se aumenta la temperatura y la presión del refrigerante para adecuarlo a las condiciones del siguiente proceso de condensación, de igual forma garantiza la circulación del fluido en el ciclo.

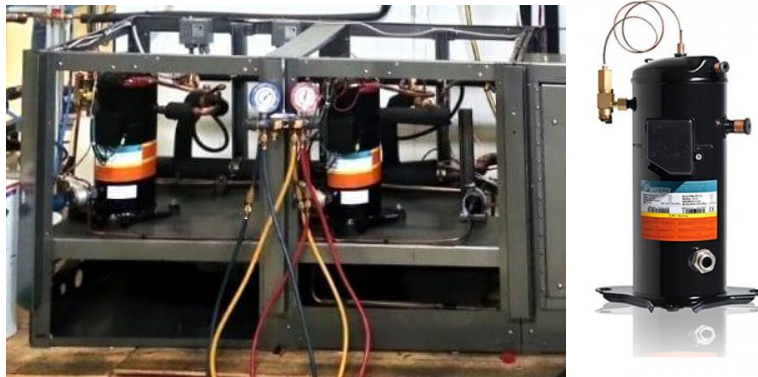
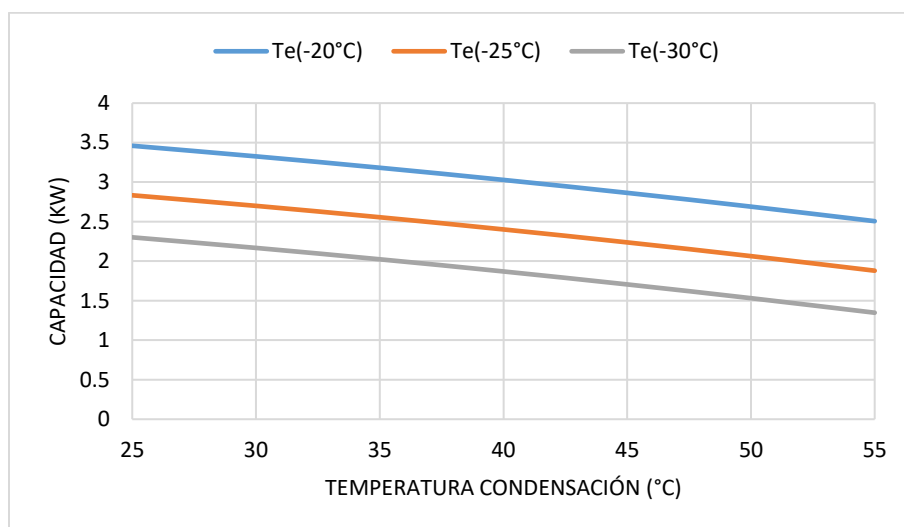


Figura 20. Banco de compresores y compresor empleado en el sistema

Los compresores utilizados son de tipo Scroll, marca Invotech, modelo YF13E7G-Q100, diseñado para soportar valores máximos para los lados de alta y baja presión de 3.2 y 2.0 MPa, respectivamente [66].

La capacidad nominal de refrigeración de los compresores se puede determinar mediante las funciones de la *figura 21*, de igual manera se puede aproximar mediante la ecuación 3.4 considerando las entalpías del refrigerante.

$$Q[kW] = -3 * 10^{-8}Te^4 + 4 * 10^{-6}Te^3 + 0.0023Te^2 + 0.2213Te - 0.0002Tc^2 - 0.0158Tc + 7.5229 \quad (4.3)$$



*Figura 21. Curvas de capacidad del compresor*

#### 4.4 Válvula de expansión termostática

La válvula de expansión termostática (*ver imagen 22*) es un dispositivo de control de flujo, que mediante su bulbo sensible detecta la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador, lo cual le permite regular el flujo de refrigerante en el evaporador según la carga térmica variable. El tiempo de respuesta a estas fluctuaciones garantiza que el evaporador funcione eficientemente, manteniendo una temperatura óptima en la cámara frigorífica. La válvula empleada en el sistema pertenece la marca Danfoss, modelo TE2068Z3403.



*Figura 22. Válvula de expansión termostática*

#### 4.5 Cámara frigorífica

Las cámaras de refrigeración son claves para el mantenimiento de temperaturas bajas y controladas según sea la actividad de interés, el correcto aislamiento térmico es la característica más importante para evitar las pérdidas de calor y de esta manera hacer más eficiente el proceso de refrigeración.

La cámara de refrigeración instalada (*ver imagen 23*), se encuentra conformada por paneles de refrigeración de tipo sándwich, que contienen un núcleo de espuma de poliuretano de densidad media de  $40 \text{ kg/m}^3$  ( $\pm 10\%$ ), cubierta por láminas de acero. Los valores de conductividad térmica de los paneles son  $0.18 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  para los laterales y el techo, y  $0.36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  para el piso.



*Figura 23. Cámara frigorífica instalada*

En la figura 18 se pueden apreciar las dimensiones de la cámara.

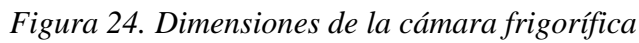


Diagrama de un sistema de refrigeración de doble evaporador. El sistema incluye un banco de compresores (1), un separador de aceite (2), un condensador (3), un tanque receptor de fluido (4), y dos evaporadores (8 y 9). Se muestran las líneas de refrigerante de alta y baja presión, las válvulas de expansión (E), las válvulas de bola (B), las válvulas de check (C) y las válvulas solenoides (A). El sistema está dividido en dos circuitos por un manifold de gas sobrecalentado (6) y un manifold de líquido de alta temperatura (5).

Legenda	Componente
1	Banco de Compresores
2	Separador de aceite
3	Condensador
4	Tanque Receptor de Fluido
5	Manifold gas sobrecalentado
6	Manifold liquido alta temperatura
7	Manifold gas baja temperatura
8	Evaporador 1
9	Evaporador 2
A	Valvula Solenoide
B	Valvula de Bola
C	Valvula Check
D	Valvula EPR
E	Valvula de Expansi3n

64

## 4.6 Descripción del Proceso de Refrigeración

El ciclo de refrigeración comienza su operación mediante el arranque del banco de compresores (1), donde el refrigerante es comprimido hasta la presión del condensador y temperatura determinada que permita la transferencia de calor hacia el aire circundante.

En la línea de descarga del banco de compresores se conecta el separador de aceite (2) con la finalidad de recuperar el aceite barrido, el cual es dirigido nuevamente a los compresores. Luego, esta línea de alta temperatura alimenta al condensador (3) donde el refrigerante ingresa como vapor sobrecalentado y se espera en la salida de este el refrigerante como líquido subenfriado, resultado del desecho del calor latente hacia el medio ambiente.

Posteriormente el refrigerante es dirigido hacia el tanque receptor de líquido (4), el cual funciona como un reservorio para compensar las fluctuaciones de flujo ocasionado por la válvula de expansión. Este a su vez se conecta al manifold de media temperatura (6) donde el refrigerante continúa como líquido subenfriado. Por medio de las líneas de media temperatura, se conectan a las válvulas de expansión (E) donde el refrigerante es estrangulado hasta la presión del evaporador (8, 9).

El proceso de expansión conlleva a una disminución de la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura de la cámara, el refrigerante en su estado de vapor húmedo con baja calidad se evapora al absorber calor de la cámara frigorífica. En la salida de los evaporadores el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, el cual se dirige hasta el manifold de gas sobrecalentado (7) que alimentará al banco de compresores y de esta forma completando el ciclo de refrigeración.

## 4.7 Descripción del Proceso de Desescarche

El proceso de desescarche implementado, que constituye esta invención, está respaldado por la patente MX/a/2022/014362 [67]. Esta patente protege la investigación que se está llevando a cabo en el CIMAV, del cual este trabajo representa una contribución importante.

A continuación, se detalla el proceso de desescarche propuesto, utilizando como referencia el evaporador 8, representado en el diagrama de la figura 25 de la sección 4.5.

El proceso de desescarche se configura manualmente en el panel de control, donde se programan la frecuencia y la duración del ciclo. El procedimiento inicia con el cierre de las válvulas solenoides (A) de la línea de líquido que alimentan los evaporadores (8 y 9). Luego, se apaga el ventilador del evaporador (8) y se abre la válvula solenoide de la línea de desescarche, permitiendo el ingreso de refrigerante caliente proveniente del banco de compresores (1), a alta presión y temperatura. Este fluye a través del serpentín del evaporador (8), transfiriendo su calor y fundiendo progresivamente la escarcha acumulada en las aletas y la tubería.

A la salida del evaporador (8), el refrigerante se encuentra en estado de líquido subenfriado y es redirigido a través de la línea de recuperación hacia el evaporador (9), que continúa operando en modo de refrigeración.

Una vez finalizado el tiempo de desescarche, se restablece el evaporador (8) al modo de refrigeración cerrando la válvula solenoide (A) de la línea de desescarche. Durante esta fase, denominada "recuperación", los compresores (1) permanecen en funcionamiento para consumir la mayor cantidad de gas caliente residual. Tras completar la recuperación, se enciende el ventilador del

evaporador (8) y se abre la válvula solenoide (A) de la línea de líquido, permitiendo la entrada de refrigerante líquido y el restablecimiento del ciclo de refrigeración en ambos evaporadores.

Este proceso de desescarche presenta la ventaja de no requerir consumo de energía externa, ya que aprovecha el calor residual del sistema de refrigeración, el cual, en un ciclo convencional, se disiparía al medio ambiente a través del condensador.

## 4.8 Pruebas Experimentales

Para realizar las experimentaciones necesarias para caracterizar el sistema, primeramente, se esperó a que el cuarto frío llegara a la temperatura deseada, luego, se realizó una evaluación visual de las condiciones de los evaporadores en donde también se midió el espesor de la escarcha sobre las aletas y el serpentín. Para tener un escenario experimental variable en cuanto a la formación de escarcha y su espesor, se suministró en algunas experimentaciones vapor de agua con ayuda de una caldera elaborada para este fin.

Se programó el tiempo de duración del desescarche de los evaporadores en función del espesor de la escarcha y la experiencia de otros desescarches, con el objetivo de arrojar resultados preliminares para la modelación. El agua drenada se recolectó con el objetivo de cuantificarla y obtener un valor aproximado de la densidad de la escarcha a través del procedimiento mostrado en la sección 2.1.

### 4.8.1 Termopares

Con el objetivo de monitorear el proceso de desescarche, se instalaron 20 termopares en todo el sistema, de los cuales 8 fueron ubicados en cada uno de los evaporadores, como se muestra en la *figura 27*. Además, se midieron la



temperatura central de la cámara frigorífica, así como las temperaturas de succión y descarga del banco de compresores, y la temperatura ambiente.



*Figura 26. Ubicación de termopares en el evaporador*

#### 4.8.2 Transductores de presión

También se instalaron 6 transductores de presión a lo largo del sistema. En la figura siguiente se pueden observar la ubicación de estos.

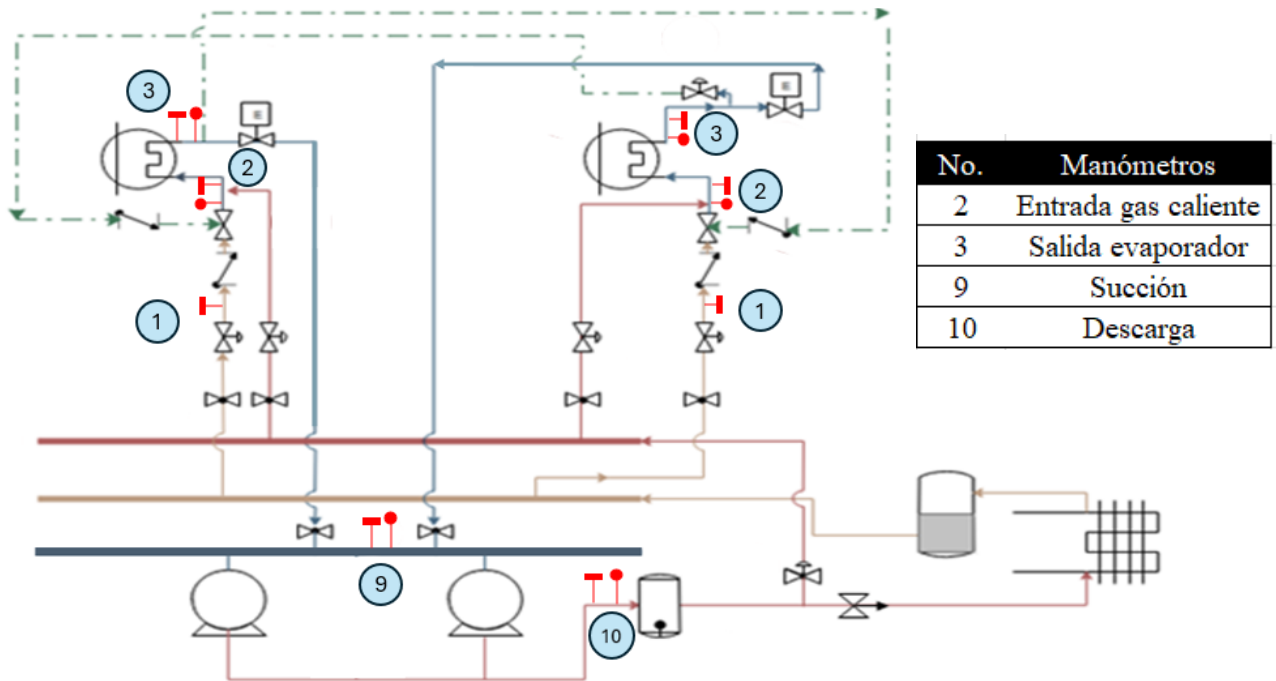


Figura 27. Ubicación de transductores de presión

#### 4.8.3 Medidor de flujo másico

El sistema está equipado con un sensor Siemens, modelo MASS2100D1.5 (ver figura 28), que mide el flujo másico de refrigerante. Este sensor está conectado a un transmisor Siemens, modelo FCT030, diseñado para ofrecer una respuesta rápida frente a variaciones repentinas en el caudal. Además, el transmisor proporciona mediciones adicionales de caudal volumétrico, densidad y temperatura, garantizando un monitoreo completo del sistema.



Figura 28. Sensor de flujo másico y transmisor

#### 4.8.4 Sistema de adquisición y almacenamiento de datos

Los termopares y transductores de presión emiten sus señales hacia un sistema de adquisición de datos (*ver figura 29*), el cual es capaz de interpretarlas y a su vez transferirlas a la computadora mediante controladores estándar de GPIB (General Purpose Interface Bus).



*Figura 29. Sistema de adquisición de datos, marca Agilent y modelo 34970A*

En el ordenador, los datos de presión son recopilados por una Terminal Serial (Tera\_Term) que permite almacenar los datos y posteriormente exportarlos a Excel, mientras que los datos de temperatura se almacenan gracias al programa Benchlink datalogger 3.

# CAPÍTULO VI

## ANÁLISIS DE RESULTADOS

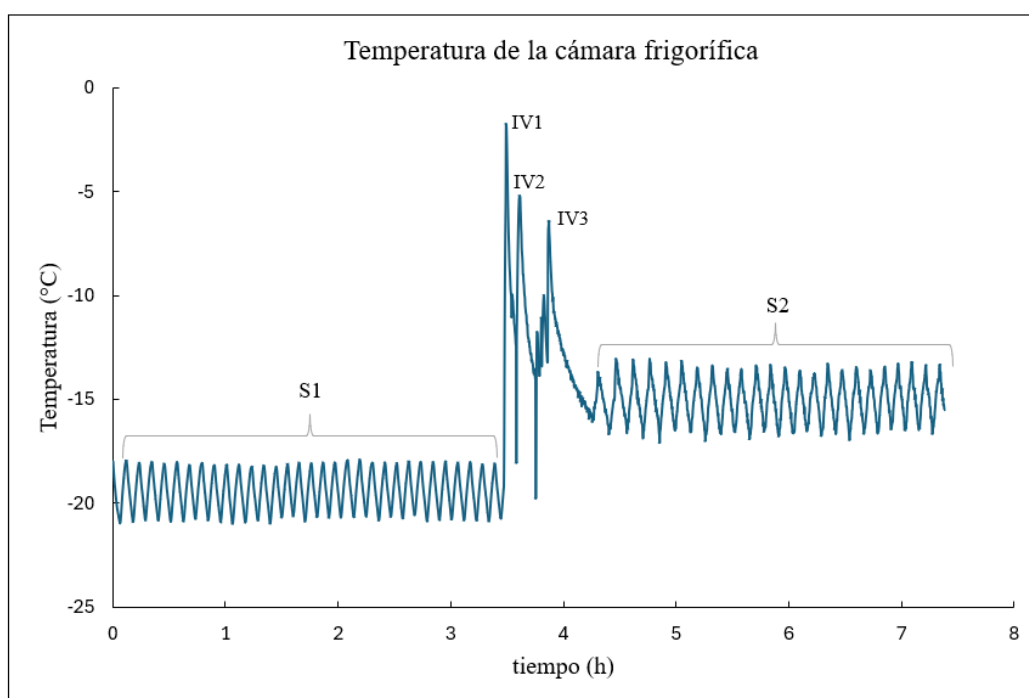
GEORGE BESS PALACIOS

## 5 Resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos durante las pruebas experimentales más representativas realizadas en la cámara.

### 5.1 Influencia de la escarcha sobre el sistema

La siguiente gráfica (*ver figura 30*), muestra la influencia de la escarcha acumulada en los evaporadores sobre el sistema, analizada a través del comportamiento de la temperatura central de la cámara frigorífica.



*Figura 30. Influencia de la escarcha en la temperatura de la cámara frigorífica*

En la Sección 1 (S1) de la gráfica, se observa que la cámara mantiene una temperatura estable de -20°C aproximadamente. Para ayudar a la formación de escarcha se suministró vapor de agua por medio de la caldera. Se realizaron tres inyecciones de vapor (IV1, IV2 y IV3), cuyos picos están representados en la gráfica, con duraciones de 90, 60 y 45 segundos, respectivamente. La segunda inyección ocurrió 6 minutos después de la primera, y la tercera, 12 minutos

después de la segunda. Se obtuvo una capa de escarcha de 2 mm obstruyendo totalmente el evaporador tal como se muestra en la *figura 31*.

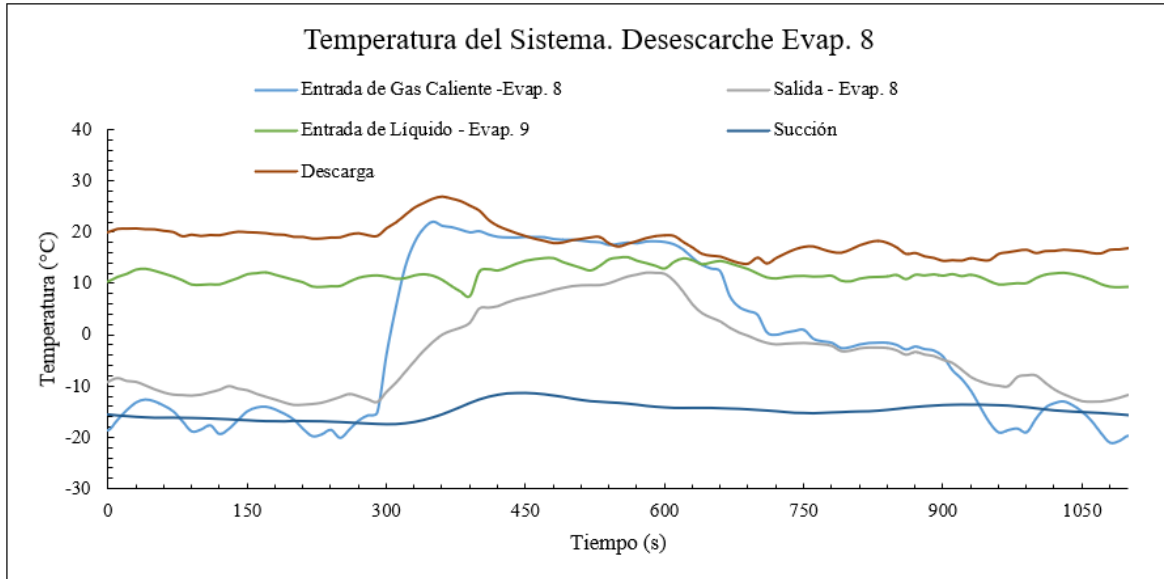


*Figura 31. Escarcha formada sobre el evaporador*

Después de la densificación de la escarcha el sistema alcanza nuevamente la estabilidad en la sección 2 (S2), imponiendo una temperatura en la cámara de -15°C. Por tanto, se puede corroborar que la presencia de escarcha afecta directamente la transferencia de calor entre el aire de la cámara y el refrigerante, aumentando la temperatura de la cámara en un 25%.

## 5.2 Temperatura y Presión del Sistema

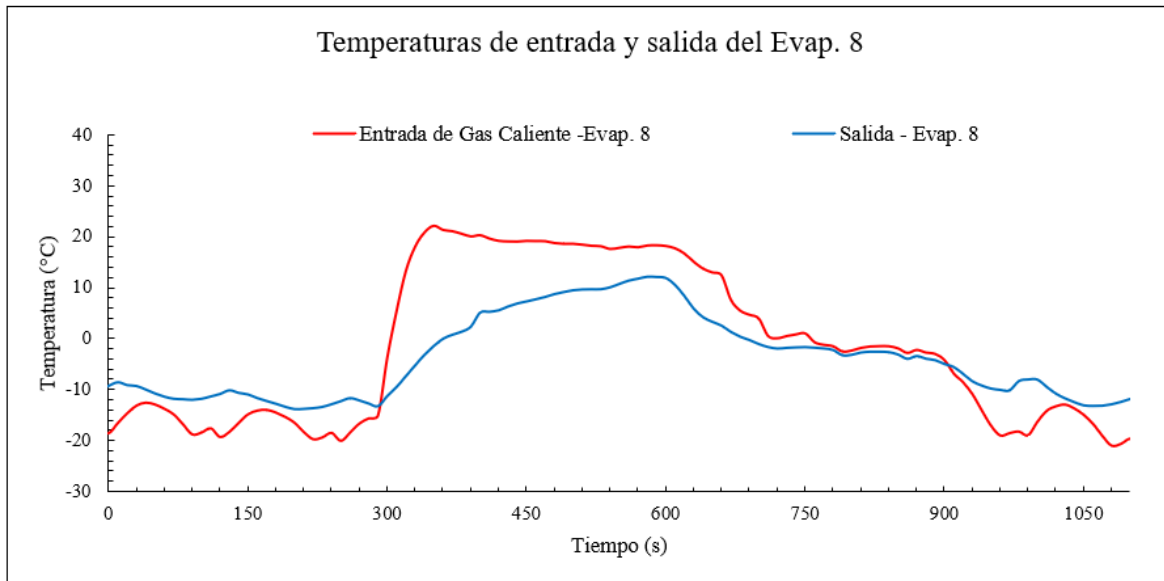
El análisis general de las temperaturas nos ayuda a realizar un análisis integrado del sistema y caracterizar el comportamiento del refrigerante y los principales componentes en el proceso de desescarche. En la *figura 32* se presentan los datos de temperaturas medidas entorno al desescarche del evaporador derecho, el cual se encontraba completamente escarchado (es decir; 100% obstruido).



*Figura 32. Temperaturas del sistema-desescarche del evaporador derecho con 100% de obstrucción*

En el gráfico anterior se observa que el sistema se encontraba estable previo al inicio del desescarche, lo que garantiza que no existen factores internos o perturbaciones externas, como aperturas de puertas, que pudieran comprometer la calidad del proceso o las variables medidas.

En la *figura 33* se observa que durante el modo de refrigeración la temperatura medida en la entrada del evaporador presenta valores negativos, resultado de la expansión del refrigerante. Sin embargo, al iniciar el modo de desescarche ocurre una transición hasta alcanzar una temperatura casi constante en la que se considera que ocurre este proceso. Para la modelación, se consideró una temperatura constante de 22°C.

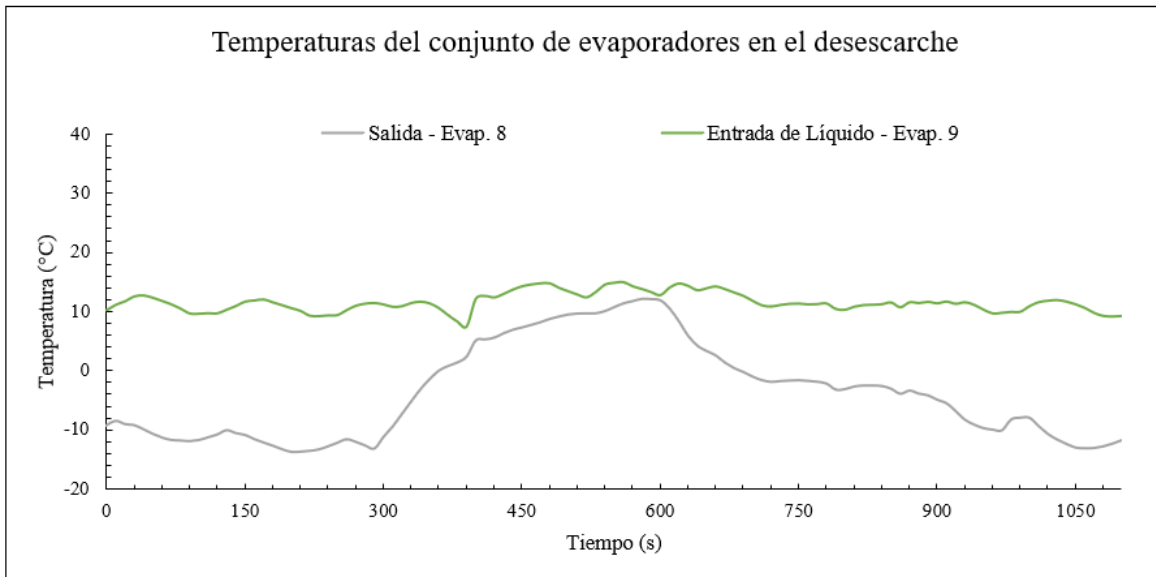


*Figura 33. Temperaturas de entrada y salida del refrigerante al evaporador.*

La variación de la temperatura de salida del evaporador derecho es una medida del comportamiento del refrigerante y de su energía transferida a la escarcha que va eliminándose con el suministro de gas caliente. Por esta razón, se observa que el gradiente de temperatura entre la temperatura de salida y de entrada es cada vez menor.

En la *figura 34* se presentan las temperaturas de salida del evaporador en desescarche y las de entrada al evaporador vecino. Se observa que las temperaturas de entrada al evaporador adyacente permanecen prácticamente invariables antes y durante el proceso de desescarche, lo cual es coherente con el diseño del sistema.

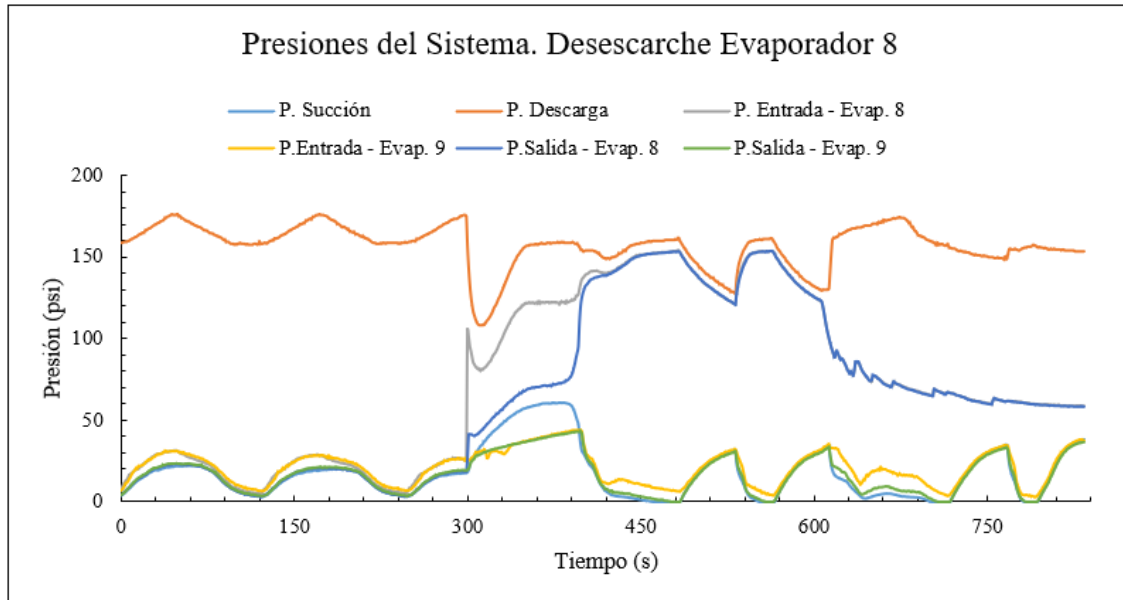




*Figura 34. Comportamiento de la temperatura del evaporador vecino durante el desescarche*

El refrigerante sale del evaporador en condiciones de subenfriamiento y experimenta un enfriamiento adicional de aproximadamente 4 °C. Este subenfriamiento es esencial para garantizar que el refrigerante llegue al siguiente evaporador en estado líquido subenfriado, condición necesaria para su correcta expansión y funcionamiento eficiente del sistema.

Los valores de presión junto con los de temperaturas ya analizados ayudan a entender el comportamiento del sistema y la técnica de desescarche presentada. La *figura 35* presenta las presiones del sistema antes y durante el proceso de desescarche del evaporador 8. Se observa que durante el modo de refrigeración el sistema trabaja perfectamente entre dos valores de presiones (presión de baja y presión de alta). Sin embargo, durante el desescarche, las presiones experimentan fluctuaciones debido a que el sistema de refrigeración se encuentra funcionando con un solo evaporador, lo que restringe el flujo de refrigerante.



*Figura 35. Presiones del sistema - desescarche del evaporador derecho con 100% de obstrucción.*

Para la modelación, se asumió una presión constante igual a 150 psi, omitiendo las presiones de la transición en el inicio del modo de desescarche.

### 5.3 Validación del modelo con datos de la Literatura

El modelo matemático desarrollado tiene como objetivo principal predecir el tiempo requerido para eliminar la escarcha acumulada en el serpentín y las aletas del evaporador. En este capítulo, se compararán los resultados obtenidos por el modelo con datos disponibles en la literatura, así como con los datos experimentales recopilados durante las pruebas realizadas en el prototipo de la cámara frigorífica. El propósito es evaluar la precisión del modelo y determinar su aplicabilidad en diversos contextos.

Diversos estudios han desarrollado modelos teóricos para simular el proceso de desescarche en evaporadores. Un ejemplo es el trabajo de Hoffenbeker (2005) [14], donde se empleó un coeficiente de transferencia de calor constante durante la condensación del refrigerante. La *figura 36* compara los resultados obtenidos

en su estudio con los generados por el modelo propuesto en este trabajo. Las curvas muestran los tiempos necesarios para eliminar la escarcha en los evaporadores a distintas temperaturas del gas caliente suministrado.

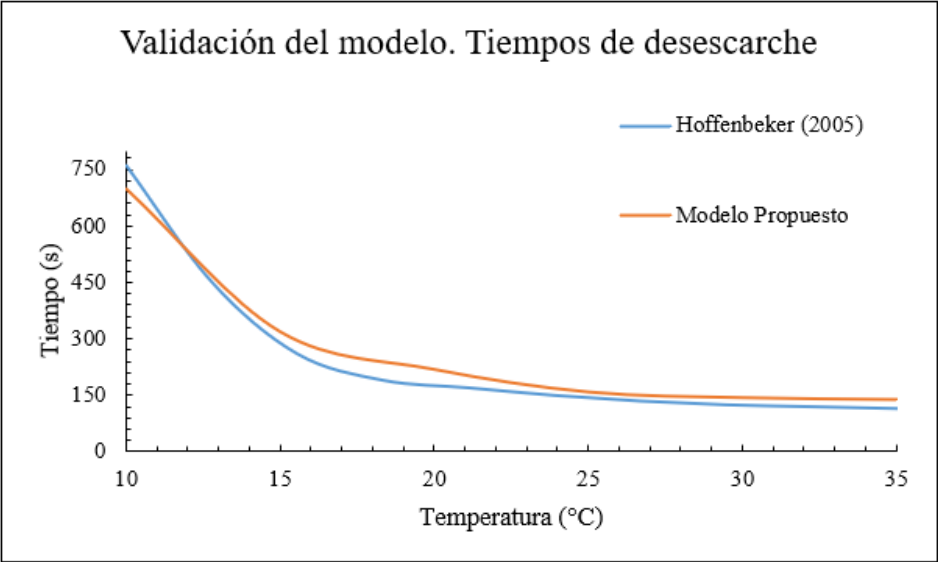


Figura 36. Validación del Modelo de Desescarche por Gas Caliente: Modelo Propuesto vs. Modelo de Hoffenbecker et al. (2005)

En la *figura 37* se observa que los tiempos de desescarche medidos con ambos modelos siguen una tendencia similar. Para analizar estadísticamente si existe diferencia significativa entre los tiempos de desescarche de los modelos de Hoffenbecker y el propuesto en este estudio, se realizó una prueba *t-pareada* utilizando el software Minitab.

Los resultados de la prueba *t-pareada* son los siguientes:

T pareada para Hoffenbecker - Modelo				
				Error estándar de la media
	N	Media	Desv.Est.	
Hoffenbecker	10	245.9	207.2	65.5
Modelo	10	251.0	216.5	68.5
Diferencia	10	-5.10	11.06	3.50
IC de 95% para la diferencia media: (-13.01, 2.81)				
Prueba t de diferencia media = 0 (vs. ≠ 0): Valor T = -1.46 Valor p = 0.179				

Figura 37. Resultados estadísticos T-Pareada

Dado que el valor  $p$  (0.179) es mayor que el nivel de significancia (0.05), se puede afirmar que no existe una diferencia significativa entre los tiempos de desescarche de los modelos de Hoffenbecker y el propuesto en este estudio. Ambos modelos presentan un desempeño comparable en cuanto al tiempo de desescarche. Sin embargo, es importante considerar otros factores, como la complejidad del modelo, la facilidad de implementación y la aplicabilidad en diferentes condiciones de operaciones.

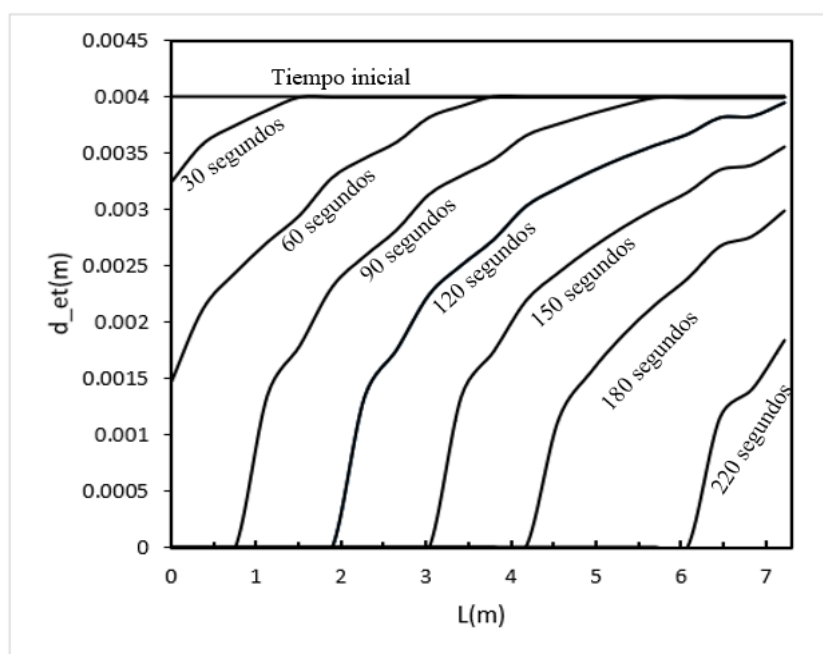
En el estudio de Nawaf (2006), se desarrolló un modelo teórico para el desescarche mediante gas caliente, similar al enfoque de este trabajo, aunque con la diferencia de utilizar un coeficiente de transferencia de calor constante. En su análisis de sensibilidad, Nawaf observó que al variar el valor del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante caliente en un 50%, el tiempo de desescarche disminuía en un 2%. Esta observación justifica la comparación entre ambos modelos, destacando que el presente estudio considera la variación del coeficiente de transferencia durante la condensación del refrigerante.

Según los datos reportados por Nawaf, para eliminar completamente la escarcha adherida al serpentín y las aletas, se requirieron aproximadamente 360 segundos. Al replicar estos datos en el modelo de este estudio, se estimó un tiempo de desescarche de 389 segundos, para una sobreestimación de 10.83%. Esta diferencia podría atribuirse a la variación del coeficiente de transferencia de calor modelado en este trabajo.

#### 5.4 Validación del modelo con datos Experimentales

En la *figura 38* se presenta la variación del espesor de la escarcha sobre las aletas durante el proceso de desescarche. Partiendo de una condición inicial en donde la escarcha presenta su máximo espesor, se observa una disminución a lo

largo del serpentín conforme fluye el gas caliente. En los primeros tramos del serpentín, el espesor de la escarcha disminuye significativamente debido a que el refrigerante se suministra a una presión y temperatura constantes, coincidiendo con la condición de sobrecalentamiento del gas, lo que genera un mayor gradiente de temperatura en esta zona. A medida que el refrigerante avanza, pierde calor, reduciendo su capacidad para derretir la escarcha, lo que se refleja en una menor variación del espesor en los tramos finales del serpentín.



*Figura 38. Validación del modelo propuesto mediante comparación con datos experimentales*

En la curva correspondiente a un tiempo de 2 minutos, se observa que más del 50% del serpentín y las aletas están libres de escarcha, requiriendo 3 minutos adicionales para eliminar la escarcha en el resto del serpentín. En total, se estima un tiempo de 5 minutos (300 segundos) para el desescarche completo del evaporador.

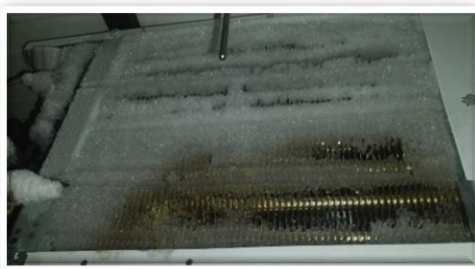
Por otro lado, en la *figura 39* se muestra una secuencia de imágenes capturadas durante el desescarche del evaporador, donde se evidencia que la eliminación total de la escarcha se realizó en 240 segundos.



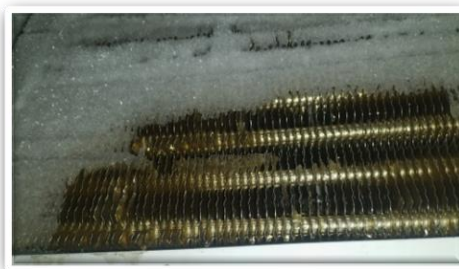
(a) Tiempo inicial



(b) 60 segundos



(c) 90 segundos



(d) 120 segundos



(e) 180 segundos



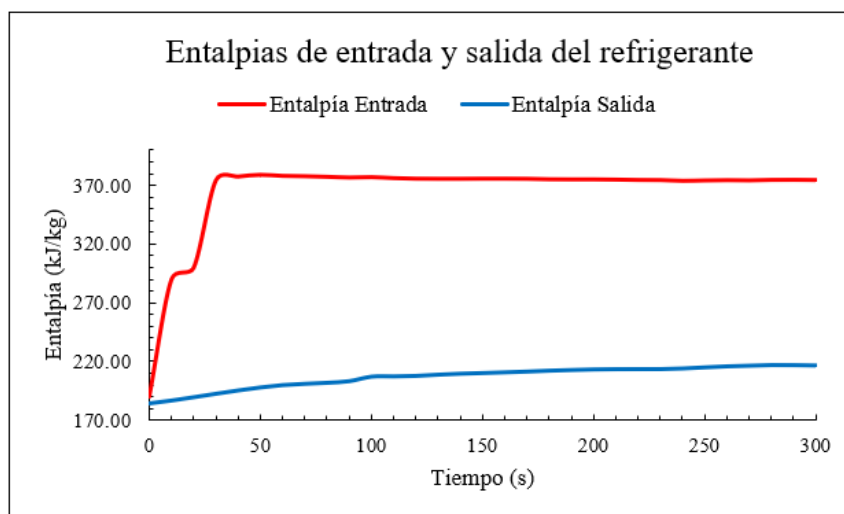
(f) 240 segundos

*Figura 39. Secuencia visual del desescarche*

Durante la experimentación, se observó que la escarcha adherida al serpentín se derritió casi simultáneamente con el flujo del refrigerante, validando el orden

de las etapas termodinámicas consideradas en la modelación. Sin embargo, la escarcha sobre las aletas experimentó un retardo en su fusión, atribuido a la eficiencia de las aletas en la transferencia de calor.

El gráfico siguiente muestra las entalpías de entrada y salida del gas caliente.



*Figura 40. Entalpía de entrada y salida del refrigerante en el evaporador 8.*

Utilizando estas entalpías junto con el flujo másico, se calcula que la energía total suministrada al evaporador durante el desescarche es de 165.38 kJ. En contraste, el modelo predice una energía suministrada de 146.74 kJ, lo que representa un error relativo del 11.27%.



# CAPÍTULO VI

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

GEORGE BESS PALACIOS



## 6 Conclusiones

Se analizaron los componentes principales del sistema de desescarche, incluyendo el evaporador, el serpentín, las aletas y el refrigerante. Se establecieron las condiciones operativas óptimas para cada componente, considerando factores como temperatura, presión y flujo de refrigerante, con el fin de garantizar un desescarche eficiente y mantener la eficiencia operativa del sistema de refrigeración. Se describió detalladamente el proceso de formación de escarcha en el evaporador, destacando las variables que participan directamente en su formación como: la humedad presente en el aire, la temperatura del evaporador durante la refrigeración, el flujo de aire de los ventiladores, el tiempo de operación de los evaporadores, entre otros. Se evaluó el impacto de la acumulación de escarcha en la eficiencia del sistema, observando que actúa como aislante térmico, disminuyendo la capacidad de transferencia de calor, aumentando a su vez la temperatura de la cámara en un 25% después de la formación de escarcha.

Se analizó el comportamiento del conjunto de evaporadores en el desescarche. Se determinaron las condiciones operativas del evaporador durante el desescarche que permiten obtener líquido subenfriado en la salida del serpentín, identificando los puntos de operación que favorecen este estado del refrigerante. Se establecieron las temperaturas y presiones adecuadas para lograr un subenfriamiento efectivo, optimizando así el rendimiento del sistema de refrigeración.

Se desarrolló un modelo termodinámico detallado que simula el proceso de desescarche, garantizando la variación de las propiedades tanto de la escarcha como del refrigerante durante todo el proceso de transferencia de calor. Este

modelo proporcionó un tiempo necesario para derretir la escarcha de los evaporadores de 220 segundos.

Se validó experimentalmente el modelo termodinámico mediante un prototipo en el Laboratorio de Energía. El modelo presentó una subestimación del tiempo de desescarche del 13.67% en comparación con el tiempo observado (240 segundos), lo cual puede ser atribuido al método explícito utilizado para resolver las ecuaciones de primer orden del balance de energía. Además, factores relacionados con el evaporador, como la variabilidad en el espesor de la escarcha o la presencia de impurezas internas, podrían haber influido en esta discrepancia. A pesar de esto, el modelo ofrece una aproximación razonable, aunque aún requiere optimización. Asimismo, se validó el modelo con los resultados del modelo teórico de Hoffenbecker, observando una sobreestimación del 4.35% para una temperatura de entrada del gas caliente de 35°C.

## 7 Recomendaciones

Como se mencionó al inicio del capítulo 3, modelar el proceso de transferencia de calor durante el desescarche es un desafío debido a la naturaleza transitoria de las variables medidas. Es importante destacar que durante este trabajo se realizaron consideraciones y simplificaciones para modelar la transferencia de calor, las cuales podrían ser revisadas y mejoradas en estudios futuros.

En este estudio, se asumió que la transferencia de calor entre la escarcha, la tubería, las aletas y el aire ocurre por convección natural. Sin embargo, no se consideró la posible influencia de los tubos y aletas adyacentes en el flujo natural del aire, ni la interacción del evaporador vecino, que opera en modo de enfriamiento y afecta el flujo de aire dentro de la cámara.

Para trabajos futuros, se recomienda emplear un método implícito para resolver las ecuaciones de energía y masa, ya que este tipo de métodos garantiza mayor estabilidad, incluso para pasos grandes en la discretización.

Según las observaciones experimentales, se recomienda hacer circular la línea de gas caliente por la bandeja de drenaje, ya que durante el desescarche parte de la escarcha se desprende sin fundirse completamente, obstruyendo el drenaje.

## Referencias Bibliográficas

1. Dincer, I., *Refrigeration systems and applications*. 2017: John Wiley & Sons.
2. Gatica, J.A., V.A. Pita, and N.d.C. Lobo, *Simulación del depósito de Escarcha en superficies frías*. Información tecnológica, 2009. **20**(2): p. 113-126.
3. Carson, J.K., *Refrigeration: Theory And Applications*. First Edition ed. 2013. 128.
4. Thomas, C.E., *Process technology equipment and systems*. 2014: Cengage Learning.
5. Hundy, G., *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*. 2016: Butterworth-Heinemann.
6. Hundy, G.F., A.R. Trott, and T. Welch, *Refrigeration and air-conditioning*. 2008: Butterworth-Heinemann.
7. McLinden, M.O., C.J. Seeton, and A. Pearson, *New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration*. Science, 2020. **370**(6518): p. 791-796.
8. Haro-Ortuño, J., et al., *Comparación teórica entre los refrigerantes R404A y R455a en sistemas de refrigeración*. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, 2019. **23**(2): p. 39-47.
9. Unidas, N., *Protocolo de Kioto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático*. 1997.
10. ONU, *Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono*. 2020.
11. Nair, V., *HFO refrigerants: A review of present status and future prospects*. International Journal of Refrigeration, 2020.
12. Bhatti, S., et al., *Environment-friendly refrigerants for sustainable refrigeration and air conditioning: a review*. Curr World Environ, 2023. **18**: p. 933-947.
13. Man-Hoe Kim, J.-S.S., *Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes*. International Journal of Refrigeration 2005. **28**: p. 949-957.
14. N. Hoffenbecker, S.A.K., D.T. Reindl, *Hot gas defrost model development and validation*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**: p. 605-615.
15. Onur Karaağaç, M., et al., *Assessment of a novel defrost method for PV/T system assisted sustainable refrigeration system*. Energy Conversion and Management, 2022. **267**: p. 115943.
16. Pelletier, N., et al., *Energy intensity of agriculture and food systems*. Annual review of environment and resources, 2011. **36**: p. 223-246.
17. IIF-IIR, *Proceedings of the 26th IIR International Congress of Refrigeration: Paris, France, August 21-25, 2023*. 2023: Paris, France.

18. Forero Salas, J.O., *Diseño y optimización del proceso de desescarche de un arcón frigorífico*. 2017, Universitat Politècnica de València.
19. Nawaz, K., A.F. Elatar, and B.A. Fricke, *A critical literature review of defrost technologies for heat pumps and refrigeration systems*. 2018.
20. Krasota, D., P. Błasiak, and P. Kolasiński, *Literature Review of Frost Formation Phenomena on Domestic Refrigerators Evaporators*. *Energies*, 2023. **16**(7): p. 2945.
21. Song, M. and C. Dang, *Review on the measurement and calculation of frost characteristics*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018. **124**: p. 586-614.
22. Özkan, D.B., E. Özil, and C. İnan, *Experimental investigation of the defrosting process on domestic refrigerator finned tube evaporators*. *Heat transfer engineering*, 2012. **33**(6): p. 548-557.
23. Emery, A. and B. Siegel, *Experimental measurements of the effects of frost formation on heat exchanger performance*, in *Heat and mass transfer in frost and ice, packed beds, and environmental discharges*. 1990.
24. Iraragorry, J., Y.-X. Tao, and S. Jia, *A critical review of properties and models for frost formation analysis*. *HVAC&R Research*, 2004. **10**(4): p. 393-420.
25. Hayashi, Y., et al., *Study of frost properties correlating with frost formation types*. 1977.
26. Jhee, S., K.-S. Lee, and W.-S. Kim, *Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger*. *International Journal of Refrigeration*, 2002. **25**(8): p. 1047-1053.
27. Hermes, C.J.L., F.R. Loyola, and V.S. Nascimento, *A semi-empirical correlation for the frost density*. *International Journal of Refrigeration*, 2014. **46**: p. 100-104.
28. Byun, S., et al., *Frost modeling under cryogenic conditions*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020. **161**: p. 120250.
29. Li, S.-M., K.-S. Yang, and C.-C. Wang, *A semi-empirical model for predicting frost properties*. *Processes*, 2021. **9**(3): p. 412.
30. Lee, J. and K.-S. Lee, *The behavior of frost layer growth under conditions favorable for desublimation*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018. **120**: p. 259-266.
31. Kandula, M., *Effective thermal conductivity of frost considering mass diffusion and eddy convection*. *Special Topics & Reviews in Porous Media: An International Journal*, 2010. **1**(4).
32. Brian, P.T., R.C. Reid, and Y.T. Shah, *Frost deposition on cold surfaces*. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1970. **9**(3): p. 375-380.
33. Negrelli, S. and C.J.L. Hermes, *A semi-empirical correlation for the thermal conductivity of frost*. *International Journal of Refrigeration*, 2015. **58**: p. 243-252.

34. Amer, M. and C.-C. Wang, *Review of defrosting methods*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **73**: p. 53-74.
35. Rainwater, J.H., *Five defrost methods for commercial refrigeration*. ASHRAE Journal, 2009. **51**(3): p. 38-51.
36. de Aguiar, M.L., P.D. Gaspar, and P.D. da Silva. *Frost measurement methods for demand defrost control systems: A review*. in *Proceedings of the World Congress on Engineering*. 2018.
37. Wang, F., et al., *Effects of surface characteristics on liquid behaviors on fin surfaces during frosting and defrosting processes*. Experimental thermal and fluid science, 2015. **61**: p. 113-120.
38. Li, D., Z. Chen, and M. Shi, *Effect of ultrasound on frost formation on a cold flat surface in atmospheric air flow*. Experimental thermal and fluid science, 2010. **34**(8): p. 1247-1252.
39. Wang, D., et al., *Experimental study on frosting suppression for a finned-tube evaporator using ultrasonic vibration*. Experimental thermal and fluid science, 2012. **36**: p. 1-11.
40. Zhao, R., et al., *Distributed heaters to reduce temperature rise in freezing cabinet during defrost process and its overall energy effect for a frost-free refrigerator*. International Journal of Refrigeration, 2019. **99**: p. 186-193.
41. Liu, G., et al., *Frosting and defrosting characteristics of household refrigerators and freezers: Recent progress and perspectives*. Energy and Buildings, 2023: p. 113755.
42. Abdulla, M.O.A., et al., *An experimental study on a novel defrosting method for cold room*. Applied Thermal Engineering, 2021. **188**: p. 116573.
43. Zhao, R., et al., *Electric-heater defrosting performance of frost-free refrigerator-freezer and its improvement by step-reduction power*. Applied Thermal Engineering, 2023. **226**: p. 120147.
44. Al Douri, J., et al. *Review regarding defrosting methods for refrigeration and heat pump systems*. in *E3S Web of Conferences*. 2021. EDP Sciences.
45. Micka, J. and M. Decker, *Reverse cycle defrost method and apparatus*. 2017, Google Patents.
46. Byczynski, D.G. and W.A. Reed, *Hot gas bypass defrosting system*. 1991, Google Patents.
47. Bittner, D.K.H.S.M.C.D., *CO2 refrigeration system with hot gas defrost*. 2016: United States.
48. Laughman, C.R., et al., *The detection of liquid slugging phenomena in reciprocating compressors via power measurements*. 2006.
49. Gnielinski, V., *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International chemical engineering, 1976. **16**(2): p. 359-367.
50. Nellis, G. and S. Klein, *Heat transfer*. 2008: Cambridge university press.

51. Deng, H., et al., *A new simplified model for condensation heat transfer of zeotropic mixtures inside horizontal tubes*. Applied Thermal Engineering, 2019. **153**: p. 779-790.
52. Cavallini, A., et al., *Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design*. Heat transfer engineering, 2006. **27**(8): p. 31-38.
53. Del Col, D., A. Cavallini, and J.R. Thome, *Condensation of zeotropic mixtures in horizontal tubes: new simplified heat transfer model based on flow regimes*. J. Heat Transfer, 2005. **127**(3): p. 221-230.
54. Dobson, M.K. and J.C. Chato, *Condensation in smooth horizontal tubes*. 1998.
55. Ghaly, M. and K. Bell. *An approximate generalized design method for multicomponent/partial condensers*. in *AIChE symposium series*. 1973.
56. Servei, G., *Ficha técnica R-404A*. 2024.
57. Zivi, S., *Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production*. 1964.
58. Rouhani, S.Z. and E. Axelsson, *Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1970. **13**(2): p. 383-393.
59. Threlkeld, J., *Thermal Environmental Engineering* Prentice-Hall Inc. New York, NY, 1970.
60. Aljuwayhel, N.F., *Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporator Coils* 2006, UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON
61. Incropera, F.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2007: Wiley.
62. Hong, K.T. and R.L. Webb, *Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins*. HVAC&R Research, 1996. **2**(1): p. 27-41.
63. Pirompugd, W., C.-C. Wang, and S. Wongwises, *The new mathematical models for plain fin-and-tube heat exchangers with dehumidification*. Journal of Heat Transfer, 2015. **137**(3): p. 031801.
64. Dopazo, J.A., et al., *Modelling and experimental validation of the hot-gas defrost process of an air-cooled evaporator*. International journal of refrigeration, 2010. **33**(4): p. 829-839.
65. Li, P., et al., *Recent advances in dynamic modeling of HVAC equipment. Part 1: Equipment modeling*. HVAC&R Research, 2014. **20**(1): p. 136-149.
66. Suzhou Invotech Scroll Technologies Co., L. *Scroll Compressor*. [cited 2024 mayo]; Available from: <https://en.invotech.cn/>.
67. Chávez, D.A.L., *Sistema de desescarche por gas caliente con aprovechamiento de calor residual*, Cimav, Editor. 2022: México. p. 32.